

Dauerschwingversuche als Grundlage
zur Bemessung von hochfesten axial
beanspruchten Schrauben der Güte
10.9 in Kopfplattenverbindungen

T 1439

T 1439

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

UNIVERSITÄT HANNOVER
Institut für Stahlbau
Prof. Dr.-Ing. G. Lacher

3000 Hannover
Callinstr. 32
762-2437/3781

S C H L U S S B E R I C H T

zum

Forschungsvorhaben Nr. IV/1-5-303/81:

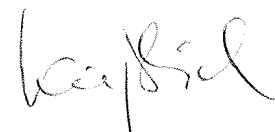
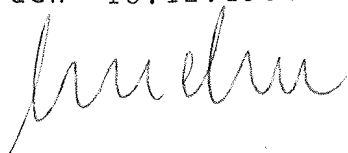
Dauerschwingversuche als Grundlage zur Bemessung
von hochfesten axial beanspruchten Schrauben der
Güte 10.9 in Kopfplattenverbindungen

Auftraggeber: Institut für Bautechnik,
Reichpietschufer 72 - 76
1 000 Berlin

Forschungsleiter: Prof. Dr.-Ing. G. Lacher

Sachbearbeiter: Dipl.-Ing. H.P. Kießlich

Hannover, den 13.12.1984



Inhaltsverzeichnis:	Seite
Formelzeichen und Begriffe	7
1 Einleitung	13
2 Regelwerke der Bundesrepublik Deutschland zur Bemessung hochfester vorgespannter Schrauben 10.9 in dynamisch beanspruchten Kopfplattenverbindungen	15
2.1 Zielsetzung der Betrachtung	15
2.2 Grundlagen der Festlegungen in der DAST-Ri 010 Nachfolgenorm DIN 18800 Teil 1 und Teil 7	15
2.3 Auswirkungen der Festlegungen in der DAST-Ri 010 und DIN 18800 Teil 1	18
2.4 Grundlegende Berechnungsannahmen der DIN 15018	22
2.5 Anmerkungen zu den Berechnungsannahmen der DIN 15018	29
2.6 Grundlegende Berechnungsannahmen der VDI 2230	32
2.7 Anmerkungen zu den Berechnungsannahmen der VDI 2230	39
2.8 Vergleich der Regelwerke DAST-Ri 010, DIN 15018, VDI 2230 und Schlußfolgerungen für den Stahlbau	41
2.8.1 Erforderliche Vorspannkraft F_y in der Schraube und aufzubringendes Anziehmoment M_a	41
2.8.2 Berücksichtigung der Streugrenzen	42
2.8.3 Äußere axiale Zugkraft der Schraube und Sicherheitsbeiwert	43
2.8.4 Nachweis der vorgespannten Schraube in dynamisch beanspruchten Kopfplattenverbindungen	44
2.8.5 Schlußfolgerungen für dynamisch zugbeanspruchte Kopfplattenverbindungen des Stahlbaus	46
3 Vorschlag zur Bemessung von hochfesten vorgespannten Schrauben in T-Verbindungen unter schwingendem Zug	49
3.1 Mittlere Vorspannkraft F_y und Anziehmoment M_a bei Anziehen mit Drehmomentenschlüsseln	49
3.2 Äußere axiale Zugkraft F_A bei planparallelen Kontaktflächen	54

	Seite	
3.3	Nachweisvorschlag zur vorgespannten Schraube in dynamisch beanspruchten T-Verbindungen	56
4	Dauerschwingversuche	60
4.1	Übersicht	60
4.2	Versuchskörper	63
4.2.1	Schrauben	63
4.2.2	T-Stücke	64
4.2.3	Biegeträger mit Kopfplatten	66
4.3	Versuchsdurchführung	69
4.4	Ergebnisse der Schwingversuche mit T-Verbindungen	74
4.4.1	Vorversuche mit hochfesten Schrauben M 16 und Kopfplattendicke $t = 25$ mm; Versuchsreihe 0	74
4.4.2	Versuche mit hochfesten Schrauben M 20 und Kopfplattendicke $t = 20$ mm; Versuchsreihe 1	76
4.4.3	Versuche mit hochfesten Schrauben M 20 und Kopfplattendicke $t = 30$ mm; Versuchsreihe 2	87
4.4.4	Versuche mit hochfesten Schrauben M 16 und Kopfplattendicke $t = 20$ mm; Versuchsreihe 3 und 4	91
4.4.5	Versuche mit hochfesten Schrauben M 24 und Kopfplattendicke $t = 25$ mm; Versuchsreihe 5	95
4.5	Ergebnisse der Schwingversuche mit Kopfplattenverbindungen - Trägerversuche	98
4.5.1	Versuche ohne Zwischenplättchen mit hochfesten Schrauben M 20 und Kopfplattendicken $t = 20$ mm, Versuchsreihe 6, und $t = 30$ mm, Versuchsreihe 7	98
4.5.2	Versuche ohne Zwischenplättchen mit hochfesten Schrauben M 16 und Kopfplattendicke $t = 20$ mm; Versuchsreihe 8	103
4.5.3	Versuche mit hochfesten Schrauben M 20 und Kopfplattendicken $t = 20$ mm, Versuchsreihe 6, und $t = 30$ mm, Versuchsreihe 7, unter Verwendung von Zwischenplättchen	105

	Seite	
4.5.4	Nachrechnung der Ergebnisse der Trägerver- suche	110
4.6	Zur Bruchcharakteristik	118
4.7	Zusammenfassende Beurteilung der Versuchser- gebnisse	133
5	Dehnungsmessungen an den hochfesten Schrauben 10.9 der T-Verbindungen und der Kopfplatten- verbindungen der Trägerversuche	136
5.1	Übersicht zu den Meßversuchen	136
5.2	Meßschrauben	140
5.3	Versuchseinrichtung und Versuchsablauf	142
5.4	Zur Spannungsberechnung	144
5.5	Meßergebnisse an hochfesten Schrauben 10.9 in T-Verbindungen	147
5.5.1	Serie A: Messungen an hochfesten Schrauben 10.9, M 20 unter wiederholt aufgebrachter konstanter äußerer Last mit variablem Platten- kontakt der T-Stücke	147
5.5.1.1	Zum Versuchsziel	147
5.5.1.2	Biege- und Axialspannung im Vorspannzustand	147
5.5.1.3	Die Abhängigkeit der Biege- und Axialspannungs- amplitude infolge äußerer Last von der Last- spielzahl	153
5.5.2	Serie B: Messungen an hochfesten Schrauben 10.9, M 16, M 20 und M 24 unter stufenweiser Steigerung der Lastamplitude in T-Stücken un- terschiedlicher Geometrie. Kopfplattenkontakt mittig und am Rand	155
5.5.2.1	Zum Versuchsziel	155
5.5.2.2	Biege- und Axialspannung im Vorspannzustand	155
5.5.2.3	Die Abhängigkeit der Biege- und Axialspan- nungsamplitude von der Größe der äußeren Last	158
5.6	Meßergebnisse an hochfesten Schrauben 10.9, M 16 und M 20 in Kopfplattenverbindungen- Trägerversuche	190
5.6.1	Allgemeines	190
5.6.2	Biege- und Axialspannung im Vorspannzustand	190
5.6.3	Die Abhängigkeit der Biege- und Axialspan- nungsamplitude von der Größe der äußeren Last	196

		Seite
5.7	Zusammenfassung und Bewertung der Messungen an Schrauben	220
6	Messungen an Zugblechen von T-Stücken und am Zugflansch eines Biegeträgers zur Ermittlung der Schweißnahtbeanspruchung	225
6.1	Vorbemerkung	225
6.2	Versuchsdurchführung	225
6.3	Versuchsergebnisse	228
6.3.1	T-Verbindungen	228
6.3.1.1	Gemessene Dehnungen	228
6.3.1.1.1	Meßversuch MV 31	228
6.3.1.1.2	Meßversuch MV 32	232
6.3.1.1.3	Meßversuch MV 33	239
6.3.1.2	Spannungen in den Schweißnähten	240
6.3.2	Kopfplattenverbindungen	246
6.3.2.1	Gemessene Dehnungen	246
6.3.2.2	Spannungen in der Schweißnaht	252
6.4	Zusammenfassung der Meßergebnisse an Blechen	255
7	Die Erfassung der Ergebnisse der Dauerschwingversuche in einem Nachweisvorschlag	256
8	Zusammenfassung	261
	Schrifttum	271

Formelzeichen und Begriffe

α	Winkel
α_A	Anziehfaktor
α_K, α_{Kz}	Formzahl, für Zugbelastung
$\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$	Hilfswerte
β	Winkel oder Hilfswert zur Erfassung von Torsionseinflüssen an vorgespannten Schrauben
β_K, β_{Kz}	Kerbwirkungszahl, für Zugbelastung
β_S, β_P	Einheitsendtangentialwinkel der Schraube, des Klemmpakets
$\gamma, \gamma_D, \gamma_H, \gamma_{Hz}$	Sicherheitsbeiwert, für Dauerfestigkeit, für Lastfall H, für Lastfall HZ
γ_{eff}	effektiv vorhandene Sicherheit
$\delta, \delta_S, \delta_P$	Nachgiebigkeit, der Schraube, des Klemmpakets
$\epsilon, \epsilon_V, \epsilon_V^0, \epsilon_V^R$	Dehnung am Schraubenschafttrand, im Vorspann- zustand, direkt nach dem Vorspannen, Rest- vordehnung
$\epsilon_1(\epsilon_2), \Delta\epsilon_1(\Delta\epsilon_2)$	Dehnung am Schraubenschafttrand an Meßstelle 1 (2), elastische Dehnungsdifferenz gemessen in der Entlastungsphase an Meßstelle 1 (2)
$\epsilon_{0,2}$	Dehnung an der 0,2 %-Dehngrenze
ϵ_x, ϵ_y	Dehnung im Zugblech oder Zugflansch in x-Rich- tung, in y-Richtung
$\epsilon_{x,r}$	Restdehnung im Zugblech oder Zugflansch in x-Richtung
$\Delta\epsilon_x$	elastische Differenzdehnung gemessen in der Entlastungsphase im Zugblech oder Zugflansch in x-Richtung
$\epsilon_{x,ges}$	Gesamtdehnung im Zugblech oder Zugflansch in x-Richtung
$\epsilon_{x,p1}$	plastischer Dehnungsanteil im Zugblech oder Zugflansch in x-Richtung
$\epsilon_{x,V}$	Dehnung infolge Schraubenvorspannung im Zug- blech oder Zugflansch in x-Richtung
κ	Verhältnis von Unter- zu Oberspannung bei nichtruhender Belastung
λ	Hilfswert

μ, μ_G, μ_K	Reibbeiwert, für Gewindereibung, für Reibung im Kopf- und Mutterauflagebereich der Schraube
σ_S	Schraubennormalspannung
$\sigma_a, \Delta\sigma$	Amplitude der Schraubennormalspannung, Doppelamplitude
$\sigma_{a,90\%}$	Amplitude der Schraubennormalspannung bei einer Überlebenswahrscheinlichkeit $P_{\ddot{u}} = 90\%$
$\sigma_{a,n}$	axialer Anteil der Schraubennormalspannungsamplitude
$\sigma_{a,b}$	Biegeanteil der Schraubennormalspannungsamplitude
σ_{SA}	Durch den Anteil F_{SA} der Axialkraft F_A im Kernquerschnitt der Schraube verursachte Spannung
σ_{SAb}	Summe der Axial- und Biegeanteile
$\Delta\sigma_n, \Delta\sigma_b$	Axial-, Biegeanteil der Spannungsdoppelamplitude in der Schraube
σ_A oder σ_{aD}	dauerfest ertragbare Normalspannungsamplitude in der Schraube
$\Delta\sigma_D$ oder $\Delta\sigma_R$	dauerfest ertragbare Normalspannungsdoppelamplitude in der Schraube
$\sigma_{A,n}, \sigma_{A,b}$	Axial-, Biegeanteil der dauerfest ertragbaren Normalspannungsamplitude in der Schraube
σ_{Sult}	Schraubenbruchspannung
σ_V	Schraubenvorspannung
$\sigma_V^R, \Delta\sigma_V$	Restvorspannung, Abfall der Vorspannung in der Schraube
$\sigma_{V,n}, \sigma_{V,b}$	Axial-, Biegeanteil der Schraubenvorspannung
σ_Z	Zugspannung in der Schraube infolge äußerer Last
σ_x, σ_y	Spannung im Zugblech oder Zugflansch in x-Richtung, y-Richtung
$\sigma_{x,m}, \Delta\sigma_{x,m}$	Spannung im Zugblech oder Zugflansch in x-Richtung für konstante Spannungsverteilung, Doppelamplitude
$\Delta\sigma_x$	Doppelamplitude der Spannung im Zugblech oder Zugflansch in x-Richtung
σ_{GE}	Vergleichsspannung nach der Gestaltänderungsenergiehypothese

τ, τ_G	Schubspannung, aus Gewindereibung
Φ	Verspannungsfaktor, Kraftverhältnis F_{SA}/F_A oder F_{SA}/F_B
Φ_K	Verspannungsfaktor für zentrische Krafteinleitung in Ebenen durch die Schraubenkopf- und Mutterauflage
Φ_n	Verspannungsfaktor für zentrische Einleitung der Axialkraft F_A in Ebenen im Abstand $n \cdot l_k$
Φ_{F1}	Verspannungsfaktor für exzentrische Einleitung einer Betriebskraft F_B unter Berücksichtigung der elastischen Nachgiebigkeit der Flansche
A	Fläche
A_3, A_S, A_N, A_{red}	Kernquerschnitt, Spannungsquerschnitt, Nennquerschnitt, Querschnitt im abgedrehten Schaft der Schraube
A_D	Anrißfläche als Teil der Dauerschwingbruchfläche einer Schraube
A_K	wirksame Kontaktfläche zwischen verspannten Kopfplatten
D_A	Außendurchmesser einer verspannten Hülse
E	Elastizitätsmodul für Stahl ($2,1 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$)
F	Kraft
F_A	Axialkraft, axiale Betriebskraft oder axiale Komponente der Betriebskraft F_B
F_B	beliebig gerichtete Betriebskraft
F_{SA}	Differenzkraft, Anteil der Axialkraft F_A , der die Schraube zusätzlich belastet
F_{PA}	Differenzkraft, Anteil der Axialkraft F_A , der das Klemmpaket zusätzlich belastet
F_S	Schraubenkraft
F_V, F_{sp}	Schraubenvorspannkraft, nach VDI 2230 bei 90 %iger Ausnutzung der 0,2 %-Dehngrenze
$F_V^R, \Delta F_V$	Restvorspannkraft, Abfall der Vorspannkraft in der Schraube
F_k	Kraft im Klemmpaket aus Vorspannung

\hat{F}	zum Zeitpunkt des spröden Gewaltbruchs als Restbruch einer dauerschwingbelasteten Schraube wirksame Gesamtkraft je Schraube
F_{BD}	dauerfest ertragbare Betriebskraft
ΔF	Schwingweite der Einzellast im Trägerversuch
ΔF_D oder ΔF_R	dauerfest ertragbare Schwingweite der Einzellast im Trägerversuch
F_Q	Randabstützkraft
F_U	Unterlast
F_Z	Vorspannkraftverlust infolge von Setzvorgängen
I, I_K	Trägheitsmoment, der wirksamen Kontaktfläche einer verspannten Kopfplattenverbindung
M	Biegemoment
M_b	Biegemoment an der Verschraubungsstelle aus exzentrisch angreifender Axialkraft F_A
M_{Sb}	Anteil von M_b , der von der Schraube aufgenommen wird
M_{Pb}	Anteil von M_b , der von den verspannten Plattenteilen aufgenommen wird
M_A oder M_a	Anziehmoment für das Vorspannen hochfester Schrauben
M_{Sp}	Anziehmoment nach VDI 2230 zum Erreichen von F_{Sp}
M_G, M_K	Torsionsmoment in der Schraube aus Gewinde- reibung beim Anziehen, aus Reibung im Kopf- und Mutterauflagebereich
ΔM	Biegemoment der Kopfplattenverbindung im Trägerversuch infolge Einzellast ΔF
zul M_{A1}	zulässiges Anschlußbiegemoment nach DAST-DStV- -Ringbuch für ruhende Belastung, Lastfall H
M_{AD}	dauerfest ertragbares Anschlußbiegemoment der Kopfplattenverbindung im Trägerversuch infolge Einzellast ΔF_D
N	Anzahl der Lastspiele bei schwingender Belastung

P	Gewindesteigung
$P_{\ddot{u}}$	Oberlebenswahrscheinlichkeit
$R_{p0,2}$	Spannung mit einer bleibenden Dehnung von 0,2 %
W_T	Torsionswiderstandsmoment des Schraubenspannungsquerschnitts
W_3	Torsionswiderstandsmoment des Schraubenkernquerschnitts
W_K	Widerstandsmoment der wirksamen Kontaktfläche einer verspannten Kopfplattenverbindung
Z	F_{SA} (Bezeichnungsweise nach DIN 15018)
b	Platten- oder Kopfplattenbreite
b_m	mitwirkende Breite
b_p	Breite des Zwischenplättchens
b_S	Breite des Zugblechs einer T-Verbindung
c_p, c_s	Federsteifigkeit der verspannten Platten, der Schraube
d	Nenndurchmesser der Schraube
d_2	Nennflankendurchmesser
d_3	Kerndurchmesser der Schraube
d_S	Durchmesser des Spannungsquerschnitts A_S der Schraube
d_{red}	Durchmesser des abgedrehten Schaftquerschnitts der Schraube
d_L	Durchmesser des Schraubenlochs
d_u	Außendurchmesser der Unterlegscheibe
e_K	Hebelarm der Randschrauben zur Drehachse der wirksamen Kontaktfläche einer verspannten Kopfplattenverbindung
k	Reibungskennwert für das Anziehmoment M_A
$k_{min}, k_{mittel}, k_{max}$	Kleinst-, Mittel-, Größtwert des Reibungskennwertes
l_K	Klemmlänge der Schraube

n	Faktor, der, mit der Klemmlänge l_k multipliziert, die Dicke des von der Axialkraft F_A entlasteten Bereichs der verspannten Teile bezeichnet
r_G, r_K, r_a	Hilfwerte zur Erfassung der Reibungsverhältnisse beim Anziehen der Schraube
s	Klaffung von aneinandergelegten Platten oder Kopfplatten infolge von Schweißverzug ("Schweißspalt" oder "belassener Schweißverzug")
t	Platten- oder Kopfplattendicke
t_S	Zugblechdicke der T-Verbindung
x_e, \bar{x}_e, x_o, x_r	geometrische Abmessungen der Platte einer T-Verbindung zur Kennzeichnung der Exzentrizität und des Randüberstandes der Platten bezüglich der Schrauben (s. Bilder 3.3 und 4.1)
min (.....)	Kleinstwert
max (.....)	Maximalwert
(.....) ^{DAST}	gemäß DAST-Ri 010
(.....) ^{DIN}	gemäß DIN 15018
(.....) ^{VDI}	gemäß VDI 2230
(.....) ^k	mit Bezug auf den Schraubenkernquerschnitt
(.....) ^{Sch}	mit Bezug auf den Schraubenschaftquerschnitt
zul $\left\{ \begin{array}{l} \text{.....} \\ \text{.....} \end{array} \right\}_{zul}$	zulässige Größe
erf $\left\{ \begin{array}{l} \text{.....} \\ \text{.....} \end{array} \right\}_{erf}$	erforderliche Größe

1 Einleitung

Durch die hochfesten Schrauben der Güte 10.9 ist ein neuer Stoßtyp wirtschaftlich geworden: der Kopf- oder Stirnplattenstoß. Wenn auch der Anwendungsbereich für vorwiegend ruhende Belastung überwiegt, so wird aber auch bei schwingend beanspruchten Konstruktionen der Kopfplattenstoß seiner Einfachheit wegen angewandt (z.B. leichte Kranbahnträger aus Profilen).

Maßgebend für die Bemessung der hochfesten Schrauben auf Dauerfestigkeit ist dabei die Aussage der DASt-Richtlinie 010 /1/, daß für eine in Achsrichtung schwingend beanspruchte, voll vorgespannte hochfeste Schraube ein Dauerfestigkeitsnachweis dann nicht erforderlich ist, wenn die äußere schwingende Zugbeanspruchung auf 60 % der erforderlichen Vorspannkraft F_V begrenzt wird. Diese Regelung wurde zwischenzeitlich auch in die neue Bundesbahnvorschrift DS 804 /2/ übernommen.

Vergleicht man nun diesen Bemessungswert mit dem nach der Kranvorschrift DIN 15018 /3/, so zeigt sich, daß dort die zulässige äußere schwingende Zugkraft kleiner ist. Nach VDI 2230 /4/ wiederum entsprechen bei zentrischer Beanspruchung die zulässigen äußeren schwingenden Zugkräfte etwa denen der DASt-Ri 010, jedoch ist bei exzentrischem Zug, der auch bei den im Stahlbau üblichen Kopfplattenverbindungen vorliegt, die Biegespannung zu berücksichtigen.

Aus diesem Sachverhalt ergeben sich zwei Ziele dieses Forschungsvorhabens, nämlich

- a) aufzuklären, worin die unterschiedlichen Aussagen zur Größe der dauerhaft ertragbaren äußeren schwingenden Zugkraft in den deutschen Regelwerken begründet sind,
- b) durch Versuche festzustellen, ob die Regelung der DASt-Ri 010 für Kopfplattenverbindungen unter schwingender Beanspruchung beibehalten werden kann.

Eine Aussage zu a) ist nur möglich, wenn zunächst die grundlegenden Annahmen für die Vorschriften-Regelungen nochmals zusammengestellt werden. Dies geschieht in Abschnitt 2 einschließlich der Diskussion und der Schlußfolgerungen.

Die experimentellen Untersuchungen zu b) müssen von den realen Verhältnissen bei Kopfplattenverbindungen mit den im Stahlbau gängigen Abmessungen ausgehen. Demzufolge orientierten sich die Versuchskörper an den Festlegungen für biegesteife Stirnplattenverbindungen in dem DAST-DStV Ringbuch "Typisierte Verbindungen im Stahlhochbau" /5/ mit Profilen der HE-A, HE-B und IPE-Reihe.

Mit den Versuchen soll der Einfluß der Biegespannungen in den hochfesten Schrauben aus der elastischen Nachgiebigkeit der Stirnplatten erfaßt werden. Da dieser Einfluß am größten im Überstandsbereich der Kopfplatten zu erwarten ist, werden ausschließlich nicht bündige Stirnplattenstöße untersucht und zwar unter schwellender Normalkraft und schwellendem Biegemoment. Um den Versuchsaufwand gering zu halten, wird das Schwergewicht auf T-Versuche gelegt, deren Abmessungen denen der typisierten Kopfplattenverbindungen im Überstandsbereich entsprechen, und die der Normalkraftbeanspruchung zugeordnet sind. Trägerversuche zeigen das dynamische Verhalten der hochfesten Schrauben 10.9 in realen Kopfplattenverbindungen unter Biegemomentenbeanspruchung.

Für den Einfluß der Biegespannung in den hochfesten Schrauben auf ihre Dauerhaltbarkeit interessiert die Größe der Biegespannung selbst. Daher werden auch Spannungsmessungen am Schraubenschaft mit Hilfe von am Schaftumfang angeordneten Dehnungsmeßstreifen durchgeführt, die es gestatten, sowohl die Biegespannungen als auch den auf die Schraube entfallenden Anteil einer äußeren Kraft zu ermitteln. Bei den Versuchen werden folgende Parameter variiert: Schraubendurchmesser, Plattendicke und Plattenbreite.

Wegen der begrenzten finanziellen Mittel konnten statistisch abgesicherte Aussagen nicht gemacht werden.

2 Regelwerke der Bundesrepublik Deutschland zur Bemessung hochfester vorgespannter Schrauben 10.9 in dynamisch beanspruchten Kopfplattenverbindungen

2.1 Zielsetzung der Betrachtung

Im folgenden sollen die Regelungen der DAST-Ri 010, DIN 15018 und VDI 2230 zur Bemessung hochfester vorgespannter Schrauben 10.9 unter dynamischer Beanspruchung genauer betrachtet werden. Um sie vergleichbar zu machen ist es notwendig, die grundlegenden Berechnungsannahmen nochmals zusammenzustellen.

In unserer Schrifttumsstudie /6/ war ein ausführliches Kapitel dem Festigkeitsnachweis von hochfesten vorgespannten Schrauben der Güte 10.9 unter äußerer Zugschwellbelastung in den nationalen Normen und Richtlinien gewidmet, und außer den Regelungen der Bundesrepublik Deutschland (DAST-Ri 010, DIN 15018, VDI 2230, DIN E 18800 T. 6) auch die von der Schweiz, Frankreich, Belgien, Österreich, Holland, England, Europa (ECCS) und den USA behandelt worden. Die Gegenüberstellung der Nachweismethoden (vergl. Tafel 2.3) macht die unterschiedlichen Vorgehensweisen nicht nur international sondern auch innerhalb der deutschen Regelwerke deutlich.

2.2 Grundlagen der Festlegungen in der DAST-Ri 010 Nachfolgenorm DIN 18800 Teil 1 und Teil 7

Im Zuge der 2. Fassung der DAST-Ri 010 vom März 1963 wurden in Darmstadt und Karlsruhe Abwürgversuche und Versuche zur Ermittlung der Reibungsverhältnisse beim Anziehen an HV-Schrauben der damals neuen "großen" Form durchgeführt /9/. Diese bilden die Grundlage für die Festlegung der Vorspannkraft und Anziehungsmomente in der DAST-Ri 010 und DIN 18800 Teil 1.

Die Abhängigkeit zwischen Anziehungsmoment M_a und Vorspannkraft F_V beschreibt die Beziehung:

$$M_a = k \cdot F_V \cdot d \quad (2.1)$$

mit d als Nenndurchmesser der Schraube. Die Reibeinflüsse in

Schraubenkopf- und Mutterauflage und im Gewindebereich, in Gl. (2.1) mit Hilfe des k-Wertes eingefangen, wurden für schwarze Schrauben, im Anlieferungszustand leicht geölt, mit folgenden Werten ermittelt:

$$\begin{aligned}k_{\min} &= 0,141 \\k_{\text{mittel}} &= 0,175 \\k_{\max} &= 0,200\end{aligned}\tag{2.2}$$

Die angegebenen Extremwerte wurden so festgelegt, daß 5 % der Versuche größere und 5 % kleinere Werte für k ergaben /10/. Fordert man nun für den Fall kleinster Reibungswiderstände ($k_{\min} = 0,141$) eine durch die axiale Vorspannung σ_V erzielte 90 %ige Ausnutzung der 0,2-Dehngrenze $R_{p0,2}$ des Schraubenwerkstoffes, so ergibt sich ein Anziehmoment der Größe

$$M_a^{*DAS\text{t}} = k_{\min} \cdot 0,9 \cdot R_{p0,2} \cdot A_S \cdot d\tag{2.3}$$

mit A_S = Spannungsquerschnitt der Schraube. Für größere Reibungswiderstände wäre mithin die Vorspannung $\sigma_V < 0,9 R_{p0,2}$. Im Rahmen der Schwankungen des k-Wertes ist damit eine mittlere Vorspannkraft von

$$\begin{aligned}F_V^{DAS\text{t}} &= \frac{M_a^{*DAS\text{t}}}{k_{\text{mittel}} \cdot d} \\&= \frac{k_{\min}}{k_{\text{mittel}}} \cdot 0,9 \cdot R_{p0,2} \cdot A_S \\&= 0,72 \cdot R_{p0,2} \cdot A_S\end{aligned}\tag{2.4}$$

zu erwarten. Um nun den in Gl. (2.4) berechneten Mittelwert - gemäß der Forderung nach einer Mindestvorspannkraft - auch bei Schwankungen in der Anzeigegenauigkeit der Anziehwerkzeuge von ± 10 % zu gewährleisten, enthält Tabelle 10 der DAS\text{t}-Ri 010 /1/ um 10 % gegenüber $M_a^{*DAS\text{t}}$ nach Gl. (2.3) erhöhte Werte, so daß dort das erforderliche Anziehmoment nach der Beziehung

$$\begin{aligned}M_a^{DAS\text{t}} &= 1,10 \cdot M_a^{*DAS\text{t}} \\&= 1,10 \cdot k_{\text{mittel}} \cdot F_V^{DAS\text{t}} \cdot d\end{aligned}$$

$$M_a^{DAST} = 0,192 \cdot F_V^{DAST} \cdot d \quad (2.5)$$

angegeben ist.

Beispiel M 20:

$$\text{nach Gl. (2.4): } F_V^{DAST} = 0,72 \cdot 0,900 \cdot 245 = 159 \text{ kN}$$

(nach DAST-Ri 010 Tab. 10: 160 kN)

$$\text{nach Gl. (2.5): } M_a^{DAST} = 0,192 \cdot 158 \cdot 10^3 \cdot 0,020 = 606 \text{ Nm}$$

(nach DAST-Ri 010 Tab. 10: 600 Nm
für Schraube leicht geölt)

Im Falle der Beanspruchung einer so angezogenen hochfesten Schraube durch eine schwingende äußere axiale Betriebskraft F_A wird in der DAST-Ri 010 die zulässige Größe dieser Zugkraft mit

$$\text{zul } F_A^{DAST} = 0,6 \cdot F_V^{DAST} \quad (2.6)$$

angegeben.

Der Nachweis vorh $F_A \leq \text{zul } F_A^{DAST}$ ist für den vollständigen Nachweis der Dauerfestigkeit der hochfesten Schrauben ausreichend, eine Berechnung des auf die Schraube entfallenden Kraftanteils F_{SA} über den Verspannungsfaktor ϕ sowie eine Gegenüberstellung von dauerfest ertragbarer und vorhandener Schwingungsamplitude σ_{aD} und σ_a in der Schraube entfällt daher.

Der Fall exzentrisch schwingender Belastung mit im Schraubenschaft auftretenden Biegespannungen ist in der DAST-Ri 010 nicht geregelt; ebenso werden in dieser Richtlinie keine Angaben über die speziellen Beanspruchungsverhältnisse der Schrauben in Kopfplattenverbindungen gemacht.

Bei nicht planmäßig vorgespannten Schrauben darf nach DAST-Ri 010 ein Dauerfestigkeitsnachweis dann entfallen, wenn der schwingende Spannungsanteil 20 % von $\text{zul } \sigma_Z = 360 \text{ N/mm}^2$, also 72 N/mm^2 , d.h. eine Spannungsamplitude von $\sigma_a = 36 \text{ N/mm}^2$, nicht überschreitet.

2.3 Auswirkungen der Festlegungen in der DAST-Ri 010 und DIN 18800 T. 1

Um die erforderliche Vorspannkraft F_V^{DAST} möglichst immer sicherzustellen, wurde in Kauf genommen, daß die Fließgrenze im Schraubenmaterial überschritten werden kann.

Indem einerseits ein Mindestwert unter Beachtung der unteren Streugrenzen für Reibung (k_{min}) und aufgebrachtetes Drehmoment (90 % von M_a^{DAST}) gefordert wird, ist andererseits das Erreichen der Dehngrenze $R_{p0,2}$ im Schraubenschaft bei Wahl der in DAST-Ri 010 angegebenen Anziehmomente nicht auszuschließen. Im Falle kleinster Reibwiderstände (k_{min}) und um 10 % zu hoher Anziehmomente (110 % von M_a^{DAST}) wird im Schaftquerschnitt der Schraube $R_{p0,2}$ allein infolge Längsvorspannung erreicht, unbeachtet zusätzlicher Torsionsspannungen aus Gewindereibung.

Versuche /11/ und /12 Tafel 56/ zeigten, daß der Beiwert β , der den Einfluß der Schubspannungen τ_G beim Anziehen der Mutter infolge Gewindereibung auf die Vorspannung σ_V nach der Gestaltänderungsenergiehypothese erfaßt,

$$\sigma_{GE} = \sigma_V \sqrt{1 + 3 \left(\frac{\tau_G}{\sigma_V}\right)^2} = \sigma_V \cdot \beta$$

mit $\beta = 1,28$ angesetzt werden muß. Damit ergibt sich zwar für die mittlere Vorspannkraft F_V^{DAST} die Vergleichsspannung σ_{GE} zu

$$\sigma_{GE} = 0,72 \cdot R_{p0,2} \cdot \beta = 0,92 R_{p0,2}$$

noch unterhalb der 0,2-Dehngrenze, nicht aber für die maximale Vorspannkraft F_{Vmax} , die dann auftritt, wenn bei kleinstem Reibungswert k_{min} das Anziehwerkzeug das Anziehmoment um + 10 % zu groß aufbringt. Die Vergleichsspannung liefert dann den theoretischen Wert

$$\begin{aligned} \sigma_{GE} &= \sigma_V \cdot \beta \\ &= (0,9 \cdot 1,1 \cdot 1,1) \cdot R_{p0,2} \cdot 1,24 = 1,35 R_{p0,2} \end{aligned}$$

bei unbegrenzt gültigem Hooke'schen Gesetz.

Hierbei ist schon berücksichtigt, daß der Wert $\beta = 1,28$ ein Mittelwert für k_{mittel} darstellt und für k_{min} niedriger ($\beta = 1,24$ für die Gewindereibung $\mu_G = 0,14$) anzusetzen ist (siehe Kapitel 2.4). Die Vergleichsspannung $\sigma_{GE} = 1,35 \cdot R_{p0,2}$ tritt am Rand des Schraubendurchmessers auf, wo die Schubspannung aus Gewindereibung τ_G einen Maximalwert hat. Aber auch in Schraubenmitte, wo $\tau_G = 0$ ist, beträgt die Vergleichsspannung unter dem nun 10 % zu großen Soll-Anziehmoment noch

$$\sigma_{GE} = 1,1 R_{p0,2} \quad ,$$

so daß auch dort keine plastischen Reserven vorhanden sind.

Die Zusammenhänge zeigt das Vorspannkraft-Anziehmoment-Diagramm (Bild 2.1). Unter dem Anziehmoment M_a^{DAST} wird zwar mit Sicherheit die erforderliche Vorspannkraft F_V^{DAST} erreicht, ein um 10 % zu großes Anziehmoment könnte aber bereits zum Versagen der Schraube führen. Dies wird noch deutlicher im σ - τ -Interaktionsdiagramm (Bild 2.2). Bekanntlich ist die Interaktionskurve der Gestaltänderungsenergiehypothese ein Kreis mit der Funktionsbeziehung (in bezogener Darstellung)

$$\left(\frac{\sigma}{R_{p0,2}(\sigma)}\right)^2 + \left(\frac{\tau}{R_{p0,2}(\tau)}\right)^2 = 1 \quad \text{mit} \quad R_{p0,2}(\tau) = \frac{R_{p0,2}(\sigma)}{\sqrt{3}} \quad .$$

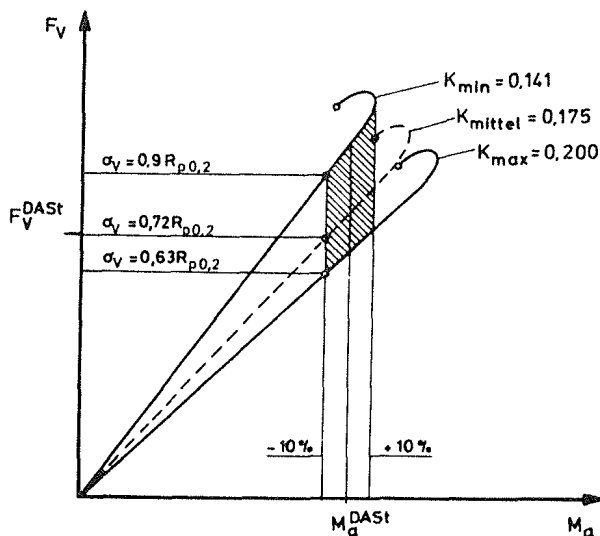


Bild 2.1 Vorspannkraft-Anziehmoment-Diagramm mit Eintragung der Richtwerte nach DAST-Ri 010 und DIN 18800 Teil 1 (schematisch)

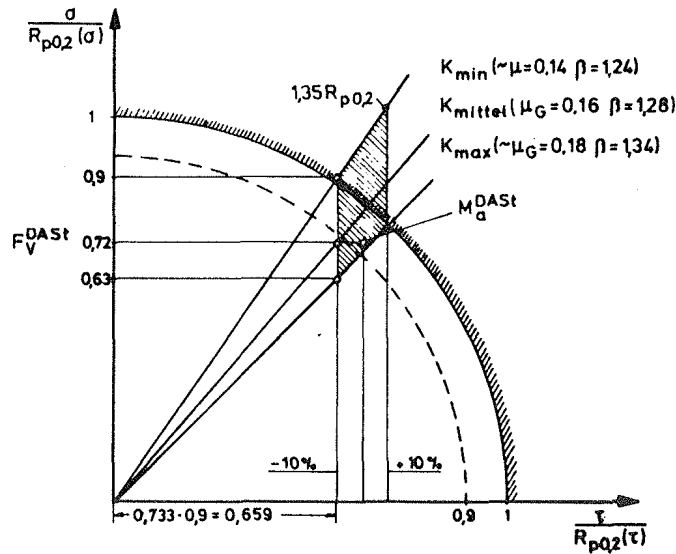


Bild 2.2: Interaktionsdiagramm nach der Gestaltänderungsenergie-Hypothese mit Eintragung der Richtwerte nach DAST-Ri 010 und DIN 18800 Teil 1 (schematisch)

Indem die Vorspannung σ_V unter dem Moment nach Gleichung (2.3) den Wert $0,9 \cdot R_{p0,2}$ nicht überschreiten soll, ist die Vergleichsspannung σ_{GE} größer als $R_{p0,2}$. Sie wird besonders groß im Falle des Überschreitens des Anziehungsmomentes M_a^{DAST} um + 10 % und nimmt dann den Extremwert $\sigma_{GE} = 1,35 R_{p0,2}$ an.

Bei den vorhergehenden Betrachtungen wurde der Faktor $\beta = 1,28$ aus den Karlsruher Versuchen /11/ übernommen. Versucht man nun eine Zuordnung von β zu der Gewindereibung μ_G , so ergibt sich aus dem nachfolgenden Abschnitt über die Grundlagen der DIN 15018, daß $\beta = 1,28$ zwischen $\mu_G = 0,14$ ($\beta=1,24$) und $\mu_G = 0,18$ ($\beta=1,34$) liegt, und somit etwa $\mu_G = 0,16$ entsprechen müßte. Dies bestätigt die Aussage von Illgner /13/, wonach der DAST-Ri 010 der Mittelwert von $\mu = 0,16$ zugrunde liegt. Allerdings bezieht Illgner diese Aussage ausdrücklich auf $\mu_{ges} = \mu_G = \mu_K = 0,16$, was zu Widersprüchen zu der Größe des zugeordneten Reibfaktors k führt. Nach VDI 2230 Tafel 18 gehört zu $\mu_G = \mu_K = 0,16 \rightarrow k = 0,214$. Da aber der Reibfaktor zu $k_{mittel} = 0,175$ gemessen wurde, gehört hierzu $\mu_G = \mu_K \approx 0,13$.

Übereinstimmung mit dem gemessenen Reibfaktor k_{mittel} kann hergestellt werden, wenn man in Anlehnung an Steinhardt/Möhler /10 S. 24/ unterscheidet zwischen μ_G und μ_K . Der Wert $k = 0,170$ soll sich danach ermitteln für $\mu_G \sim 0,18$ und $\mu_K = 0,07$, d.h. der Reibbeiwert für Kopf- und Mutterauflage μ_K ist wohl im Hinblick auf die gehärtete Unterlegscheibe etwa halb so groß. Für $\beta = 1,28 \rightarrow \mu_G = 0,16$ folgt dann mit $\mu_K \sim 0,09$ der versuchsmäßig ermittelte Reibfaktor $k_{\text{mittel}} = 0,175$.

Das Bemühen, das Soll-Anziehmoment aufzubringen, kann also im ungünstigsten Falle zum Abwürgen der Schraube führen. Daß aus der Praxis aber nur selten Versagensfälle dieser Art bekannt geworden sind, ist sicher sowohl auf das seltene Zusammentreffen von kleinsten Reibungswerten k_{min} mit dem um 10 % zu großem Anziehmoment zurückzuführen als auch auf die Tatsache, daß die genormten Festigkeitswerte der 10.9-Schraube Mindestwerte darstellen und in der Regel überschritten werden. In der Mehrzahl der Fälle wird allerdings die Schraube bis in den plastischen Spannungsbereich angezogen sein, was solange ohne Folgen sein wird, wie noch genügend Plastiziervermögen zur Aufnahme nachfolgender axialer Zugkräfte vorhanden ist. Das Anziehen bis in den plastischen Bereich ist an sich kein Nachteil, sondern eher von Vorteil wie in /14/ ausführlich dargestellt wurde. Bedenklich stimmt nur, daß es unkontrolliert erfolgt und daher eine Aussage zur Sicherheit gegen Bruch nicht gemacht werden kann.

Durch die Festlegung einer äußeren Zugkraft in /1/ und /7/ zwischen $0,6 F_V$ und $0,8 F_V$ wird immer sichergestellt, daß Fugenklaffen nicht auftreten kann, sofern F_V in der geforderten Größe auch tatsächlich vorhanden ist. Maßgebend müßte die kleinstmögliche Vorspannkraft sein.

2.4 Grundlegende Berechnungsannahmen der DIN 15018

In der Kran-Vorschrift DIN 15018 wird der im Vorspannungszustand aufgrund von Reibeinflüssen vorhandene mehrachsige Spannungszustand der Schraube rechnerisch in Ansatz gebracht /15/. Eine maximal 90%ige Ausnutzung der Fließgrenze des Schraubensmaterials unter dieser Beanspruchung wird durch Begrenzung der Vergleichsspannung σ_{GE} nach der Gestaltänderungsenergiehypothese

$$\sigma_{GE} = \beta \cdot \sigma_V \leq 0,9 \cdot R_{p0,2} \quad (2.7)$$

$$\text{mit } \beta = \sqrt{1 + 3 \left(\frac{\tau_G}{\sigma_V}\right)^2} \quad (2.8)$$

erreicht. Der Beiwert β hängt im wesentlichen von der Größe des Reibungsbeiwertes μ in Kopf- und Mutterauflage (μ_K) und Gewindebereich (μ_G) ab, während der Einfluß der Gewindegeometrie nur gering ist /16/. Die anhand von Untersuchungen in /16/ festgestellten Schwankungen des Gesamtreibungsbeiwertes μ

$$0,14 \leq \mu \leq 0,18 \quad (2.9)$$

$$\text{mit } \mu = \mu_K = \mu_G \quad (2.10)$$

bilden darüber hinaus die Grundlage für eine Begrenzung der Anziehungsmomente und Vorspannkräfte.

β nach Gl. (2.8) kann unter Benutzung der Beziehungen

$$\tau_G = \frac{M_G}{W_T} = \frac{F_V \cdot r_G}{\frac{\pi \cdot d_s^3}{16}}, \quad ,$$

$$\sigma_V = \frac{F_V}{\frac{\pi \cdot d_s^3}{4}}, \quad ,$$

auch geschrieben werden

$$\beta = \sqrt{1 + 48 \left(\frac{r_G}{d_s}\right)^2}, \quad (2.8a)$$

$$\text{mit } r_G = 0,159 P + \mu_G \cdot 0,578 d_2 \quad .$$

Da das Verhältnis $\frac{r_G}{d_S}$ nur wenig durchmesserabhängig ist und im wesentlichen mit den Reibbeiwerten μ_G korrespondiert, errechnet sich β für die Grenzzreibzahlen Gl. (2.9) bei metrischem Regelgewinde zu

$$\min \beta = 1,238 \text{ für } \mu = 0,14 \quad (2.11)$$

$$\max \beta = 1,345 \text{ für } \mu = 0,18$$

Die Beziehung zwischen Anziehungsmoment M_a und Vorspannkraft F_V lautet

$$M_a = M_G + M_K = F_V \cdot (r_G + r_K) = F_V \cdot r_a \quad (2.12)$$

$$\text{mit } r_a = 0,159 P + 0,578 d_2 \cdot \mu_G + \frac{D_{Km}}{2} \cdot \mu_K \quad (2.13)$$

Versucht man für die Grenzzreibzahlen eine Zuordnung von r_a zu $k \cdot d$ nach Gl. (2.1), so ergibt die Rechnung für metrisches Regelgewinde (vergl. VDI 2230 /4/ Tafel 18):

$$\min \overset{*}{k} = 0,190 \text{ für } \mu_G = \mu_K = \mu = 0,14 \quad (2.14)$$

$$\text{und } \max \overset{*}{k} = 0,237 \text{ für } \mu_G = \mu_K = \mu = 0,18$$

Dabei dient der Faktor r_a der Erfassung von Reibeinflüssen und ordnet ebenso wie $k \cdot d$ (vergl. Kap. 2.1) einem Anziehungsmoment eine Vorspannkraft zu.

Unter Zugrundelegung einer ± 10 %igen Genauigkeit der Vorspannung beim Anziehen mit Drehmomentenschlüssel (für andere Anziehwerkzeuge sind in der DIN 15018 keine Angaben enthalten) berechnet sich das in DIN 15018, Tabelle 21, angegebene Anziehungsmoment M_a^{DIN} zu

$$M_a^{DIN} = \frac{0,9}{1,10} \frac{r_a}{\beta} R_{p0,2} \cdot A_S \quad (2.15)$$

$$\text{mit } \frac{r_a}{\beta} \sim 0,15 \cdot d \text{ für } \mu = 0,14. \quad (2.16)$$

Ein am Drehmomentenschlüssel eingestelltes Anziehmoment M_a^{DIN} nach Gl. (2.15) gewährleistet die Einhaltung von Forderung (2.7).

In analoger Weise ergibt sich die Vorspannkraft zu

$$F_V^{DIN} = \frac{M_a^{DIN}}{r_a} \quad (2.17)$$

und mit Gl. (2.15):

$$\begin{aligned} F_V^{DIN} &= \frac{0,9 \cdot R_{p0,2} \cdot A_S}{1,10 \cdot \min \beta} \\ &= 0,66 \cdot R_{p0,2} \cdot A_S \end{aligned} \quad (2.18)$$

Beispiel: M 20 mit $r_a = 0,3781$:

nach Gl. (2.15): $M_a^{DIN} = \frac{0,9}{1,1} \cdot \frac{0,3781}{1,238} \cdot 900 \cdot 245 = 55,1 \cdot 10^3 \text{ Ncm}$

(nach Tabelle 21 DIN 15018 : 55,4 kNcm)

nach Gl. (2.18) $F_V^{DIN} = 0,66 \cdot 900 \cdot 245 = 145,5 \cdot 10^3 \text{ N}$

(nach Tabelle 21 DIN 15018: 145,6 kN)

Die spannungsmäßigen Zusammenhänge im Interaktionsdiagramm zeigt Bild 2.3.

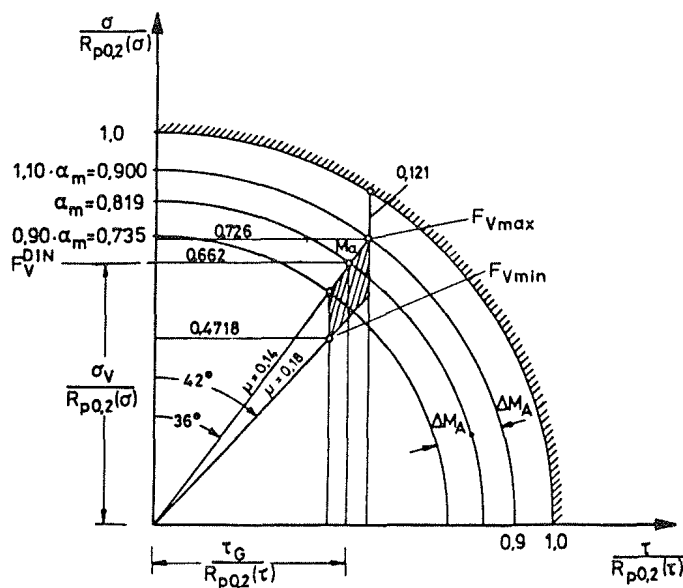


Bild 2.3 Streufeld im Interaktionsdiagramm, gebildet aus Grenzreißzahlen und Schwankung der Vergleichsspannung infolge Anzeigengenauigkeit für DIN 15018

Unter Beachtung der Grenzzreibzahlen $\mu = 0,14$ und $\mu = 0,18$ und der Ungenauigkeit der Anziehwerkzeuge, die als Teilfehler für das Anziehmoment mit $\pm 10\%$ angesetzt wird, ergibt sich ein Streufeld, innerhalb dessen die wahre Beanspruchung zu finden ist. Das Anziehmoment ist dabei $\mu = 0,14$ zugeordnet.

Nach DIN 15018 ist die äußere, axial angreifende Zugkraft F_A je Schraube einer zulässigen F_A gegenüberzustellen, deren Größe sich aus der Spannungsreserve der bei ungünstigen Reibungswerten voll vorgespannten Schraube bis zur Mindeststreckgrenze $R_{p0,2}$ dividiert durch den Verspannungsfaktor ϕ errechnet zu

$$\text{zul } F_A = \frac{F_{SA}}{\gamma \cdot \phi} = \frac{\Delta\sigma \cdot A_S}{\gamma \cdot \phi} \quad (2.19)$$

mit der Sicherheit $\gamma = 1,71$ im Lastfall H.

Der Verspannungsfaktor ϕ dient der Erfassung des auf die Schraube entfallenden Anteils F_{SA} der Axiallast F_A :

$$\phi = \frac{F_{SA}}{F_A} \quad (2.20)$$

Der auf die verspannten Plattenteile wirkende Anteil F_{PA} von F_A errechnet sich demgemäß zu:

$$F_{PA} = (1 - \phi) F_A \quad (2.21)$$

Das in Bild 2.4 dargestellte Verspannungsdreieck macht diese Zusammenhänge deutlich.

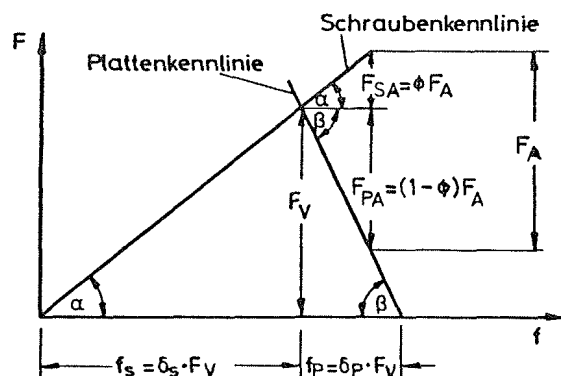


Bild 2.4: Verspannungsdreieck bei elastischem Materialverhalten
 f_p , f_s : Platten-, Schraubenverformung; δ_p , δ_s : Platten-, Schraubennachgiebigkeit; $\alpha = \text{arc ctg}(\delta_s)$; $\beta = \text{arc ctg}(\delta_p)$

Der Verspannungsfaktor ϕ^{DIN} wird in DIN 15018 in Abhängigkeit vom Verhältnis Klemmlänge zu Schraubennendurchmesser l_k/d , jedoch unabhängig von der Lage der Kraftangriffsebene innerhalb der verspannten Teile angegeben. Grundlegende Untersuchungen hierzu stammen von Fritsche /17/ aus dem Jahre 1962. Für gängige Verhältnisse $2,0 \leq l_k/d \leq 4,0$ ergibt sich der Verspannungsfaktor ϕ nach der DIN 15018 zu $0,375 > \phi > 0,310$ und fällt damit im Vergleich zu neueren Ergebnissen zu groß aus.

Unterstellt man den Grenzvorspannungszustand gemäß Gl. (2.7), so errechnet sich F_{SA} entsprechend dem Interaktionsdiagramm (Bild 2.5) als Kleinstwert, wenn die Vorspannung ihren Größtwert hat ($\mu = 0,14$).

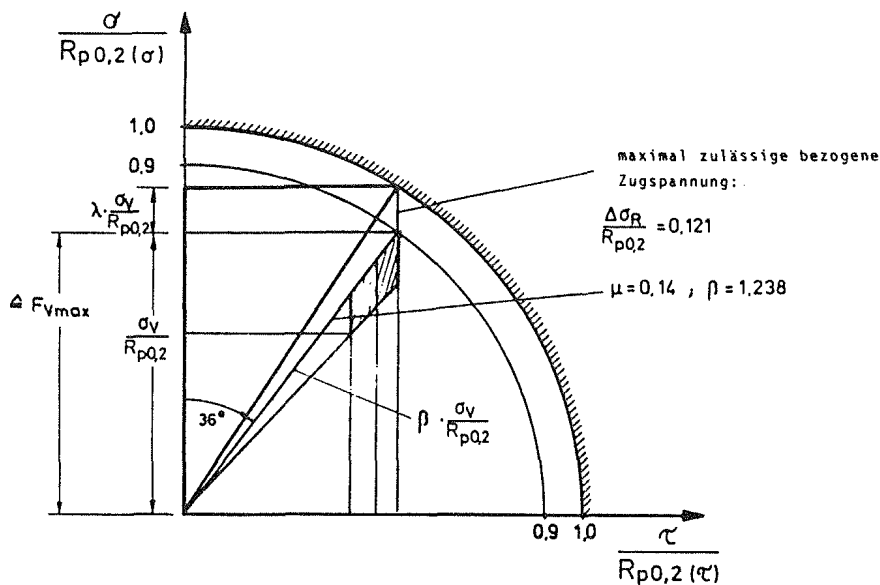


Bild 2.5: Maximal zulässige Schwingweite für eine äußere Kraft F_A im Interaktionsdiagramm nach DIN 15018

Aus dem gekennzeichneten Dreieck in Bild 2.5 ergibt sich nach Pythagoras:

$$\left(\frac{\sigma_V}{R_{p0,2}} + \lambda \frac{\sigma_V}{R_{p0,2}}\right)^2 + \left(\beta \frac{\sigma_V}{R_{p0,2}}\right)^2 - \left(\frac{\sigma_V}{R_{p0,2}}\right)^2 = 1 \quad (2.22)$$

$$\text{Mit } \Delta\sigma_R = \lambda \cdot \sigma_V \quad (2.23)$$

folgt für den Grenzzustand

$$\sigma_V \cdot \beta = 0,9 \cdot R_{p0,2} \quad (2.25)$$

λ in der Form

$$\lambda = \sqrt{1 - \beta^2 + \frac{\beta^2}{0,81}} - 1 \quad (2.25)$$

Mit den Gleichungen (2.23), (2.24) und (2.25) folgt:

$$\begin{aligned} F_{SA} &= \Delta\sigma \cdot A_S \\ &= \lambda \cdot \frac{0,9}{\beta} \cdot R_{p0,2} \cdot A_S \end{aligned} \quad (2.26)$$

und für den Grenzzugbeiwert $\mu = 0,14$ und $\min \beta = 1,238$ ergibt sich dann der auf die Schraube entfallende Kraftanteil F_{SA} zu

$$F_{SA} (\mu = 0,14) = 0,121 \sigma_{0,2} \cdot A_S \quad (2.27)$$

und damit Gl. (2.19) in der Form

$$\text{zul } F_A = \frac{0,121}{\gamma} \frac{R_{p0,2} \cdot A_S}{\phi} \quad (2.28)$$

mit γ als dem Sicherheitsbeiwert ($\gamma = 1,71$ im Lastfall H, $\gamma = 1,5$ im Lastfall HZ).

Wird die so ermittelte Zugkraft $zul F_A$ (entspricht $zul Z_1$ in DIN 15018) auch für Zugschwelllast als zulässig angesehen, so ist bei Dauerschwingbeanspruchung noch eine Sicherheit von mindestens $\gamma_D = 1,33$ im Lastfall H vorhanden. Dies ergibt sich daraus, daß die mit $zul F_A$ errechnete Spannungsamplitude gegenüber der dauerhaft ertragbaren von 50 N/mm^2 diese Sicherheit ausweist:

Mit dem Kernquerschnitt $A_3 \sim 0,92 A_S$ folgt für die Spannungsamplitude σ_a mit Gl. (2.28) und $\gamma = 1,71$:
für 10.9-Schrauben:

$$\begin{aligned} \sigma_a &= \text{zul } F_A \cdot \frac{\phi}{2A_3} = \frac{0,121 \cdot R_{p0,2}}{1,71 \cdot 2 \cdot 0,92} = 34,6 \text{ N/mm}^2 \leq \frac{50}{1,33} = \\ &= 37,5 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

Ein zusätzlicher Nachweis, daß die Schraubenkraft infolge äußerer Last nicht größer als die kleinstmögliche Vorspannkraft wird, sichert gegen Fugenklaffen ab. Unterstellt wird demgemäß der maximale Reibbeiwert $\mu = 0,18$ und ein um 10 % zu kleines Anziehmoment:

$$\min F_V = \frac{0,9 M_a^{\text{DIN}}}{r_a(0,18)} \quad (2.29)$$

Die weitere Rechnung ergibt für die zulässige äußere Kraft zul \bar{F}_A (entspricht zur Z_2 in DIN 15018):

$$\text{zul } \bar{F}_A = \frac{0,472}{\gamma} \frac{R_{p0,2} \cdot A_S}{1 - \phi} \quad (2.30)$$

Der Nachweis für Fugenklaffen wird maßgebend, wenn die zulässige äußere Zugkraft zul \bar{F}_A aus Gl. (2.30) kleiner wird als die aus der Spannungsreserve $\Delta\sigma_R$ bis zum Erreichen der Mindeststreckgrenze, nämlich zur F_A nach Gl. (2.28). Der Übergang findet statt bei zul $\bar{F}_A \stackrel{!}{=} \text{zul } F_A$, also

$$\frac{0,472}{1 - \phi} = \frac{0,121}{\phi}$$

oder

$$\phi = 0,2038$$

Ist also $\phi < 0,2038$, so ist Fugenklaffen die für die zulässige äußere Zugkraft maßgebende Bedingung. Hervorzuheben ist schließlich noch die Forderung der DIN 15018 nach "Ebenheit" und "Parallelität" der zu verspannenden Platten, so daß die Kopfplatten gegebenenfalls zu bearbeiten sind.

Für die Berechnung schwingend exzentrisch beanspruchter Schrauben gibt die DIN 15018 keine Hinweise, ebenso wird der spezielle Beanspruchungsfall vorgespannter Schrauben in Kopfplattenverbindungen nicht erläutert.

2.5 Anmerkungen zu den Berechnungsannahmen der DIN 15018

Zunächst bleibt festzuhalten, daß in der DIN 15018 der Spannungszustand in der hochfesten Schraube theoretisch konsequent verfolgt wurde. Lediglich bei der Festlegung der erforderlichen Vorspannkraft wurde nicht von dem Mittelwert des Streufeldes, sondern von dem Mittelwert für $\mu_{\min} = 0,14$ ausgegangen (vergl. Bild 2.3). Es wird auf keine besonderen Versuche zurückgegriffen und ausschließlich zum Zeitpunkt der Erarbeitung der Norm (1969) aus dem Schrifttum bekannte Grundlagen für die Reibbeiwerte μ und dem Verspannungsfaktor ϕ verwertet.

Die ganze Theorie gilt jedoch nur unter der ausdrücklich in DIN 15018 vermerkten Voraussetzung, daß die Schraubverbindung "gegen ebene, parallele, gegebenenfalls bearbeitete massive Stahlplatten ... vorgespannt ist".

Betrachten wir die Annahme der Grenzreibzahlen mit $\mu_G = \mu_K = 0,14$ und $0,18$, so weisen neuere Untersuchungen darauf hin, daß die vereinfachende Annahme $\mu_G = \mu_K$ zu ungenau ist, vor allem, wenn die Reibzahlen des Gewindes μ_G und der Kopf- und Mutterauflage μ_K zu unterschiedlich sind.

Da die Anziehungsmomente M_a jedoch nur gering von μ_G abhängen, hat man in der VDI 2230 /4/ die Spannmomente für die konstante Gewindereibungszahl $\mu_G = 0,125$ in Abhängigkeit von der Kopfreibungsanzahl μ_K angegeben. Auch die Werte für μ selbst sind nach heutigem Kenntnisstand anders anzusetzen. So gibt der Neuentwurf der VDI-Richtlinie des Jahres 1983 /18/ für schwarze Schrauben, geölt, $\mu_G = 0,10$ bis $0,16$ und $\mu_K = 0,16$ bis $0,22$ an. Da es jedoch im Stahlbau schwierig sein wird, von Fall zu Fall Angaben zu machen, erscheint die Festlegung auf plausible Werte sinnvoll. Insofern sind die Grenzreibzahlen $\mu_G = \mu_K = 0,14$ und $0,18$ vertretbar. Zum Vergleich zu den Reibfaktoren k der DASt-Richtlinie (vergl. Gl.(2.2) mit (2.14)) erscheinen die k -Werte zu niedrig.

Unterzieht man den Verspannungsfaktor ϕ einer kritischen Betrachtung, so zeigt sich, daß im Vergleich zu den ϕ -Werten nach VDI-Richtlinie die DIN 15018 höhere Werte angibt, obwohl beiden Vorschriften die Dissertation von Fritsche /14/ zugrunde liegt. Bild 2.6 zeigt die Gegenüberstellung für den im Stahlbau interessanten Bereich. Je nachdem, ob für d_K der Durchmesser der Kopf- oder Mutterauflage oder der Durchmesser der Unterlegscheibe eingesetzt wird, bewegen sich die Verhältnisse zwischen $D_A = 2 \cdot d_K$ und $D_A = 3 \cdot d_K$. Die Erklärung für die Abweichung ist in der Vergrößerung der Dehnlänge der Schraube um die Beiträge aus Kopf- und Mutter- Nachgiebigkeit in der VDI 2230 zu sehen, die je mit $0,4 \cdot d$ anzusetzen ist. Da der Verspannungsfaktor ϕ_K nach der Beziehung

$$\phi_K = \frac{1}{1 + \frac{c_P}{c_S}}$$

mit

$$c_S = \frac{E \cdot A_S}{l_S} ; \quad c_P = \frac{E \cdot A_P}{l_P}$$

bestimmt ist, bedeutet $l_S > l_P$ (VDI-Richtlinie) gegenüber $l_S = l_P$ (DIN 15018) eine Vergrößerung des Verhältnisses c_P/c_S und damit eine Verkleinerung von ϕ . Die vergrößerte Dehnlänge der Schraube

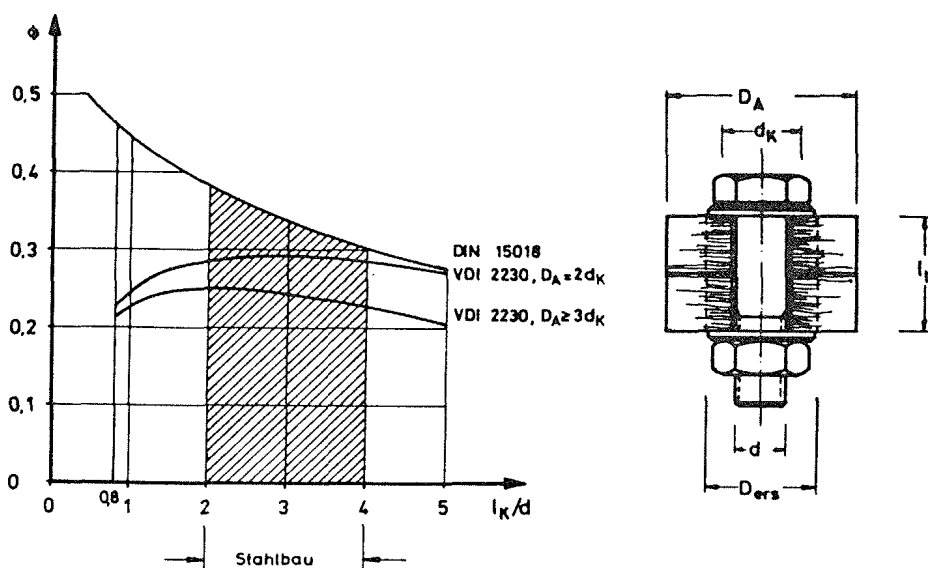


Bild 2.6 Kraftverhältnis $\phi = \frac{F_{SA}}{F_A}$ in Abhängigkeit vom Verhältnis Klemmlänge l_K zu Schraubendurchmesser d ; D_A = Außendurchmesser einer verspannten Hülse

l_S wirkt sich umso stärker aus je kleiner das Klemmlängenverhältnis l_K/d ist. Neuere Erkenntnisse ergaben /19/, daß ϕ_K noch niedriger anzusetzen ist, was auch seinen Niederschlag in den neuen Werten des Entwurfs 1983 der VDI-Richtlinie gefunden hat, ganz abgesehen von der Berücksichtigung des Kraftangriffs innerhalb der verspannten Teile, was in der Regel zu einer Halbierung der ϕ_K -Werte führt, wenn wie bei Kopfplatten der Kraftangriff in Plattenmitte oder wegen Krafteinleitung über die Schweißnaht mehr zum äußeren Plattenrand hin anzusetzen ist ($\phi_n = n \cdot \phi_K$ mit $n = 0,5 \div 0,7$). Nach unserem jetzigen Wissensstand wäre ϕ in DIN 15018 also erheblich kleiner anzusetzen. Damit sind dann nach Gl. (2.28) zwar größere äußere Zugkräfte zul F_A zulässig, aber kleinere äußere Kräfte zul \bar{F}_A nach Gl. (2.30) bei Absicherung gegen Fugenklaffen. Letzteres würde dann in der Regel durchschlagen, wenn wir gleich hohe Sicherheitsbeiwerte gegen Erreichen der Mindeststreckgrenze und gegen Fugenklaffen unterstellen.

Setzen wir den Verspannungsfaktor richtiger vorsichtig mit $\phi_n \sim 0,1$ an und behalten den Sicherheitsbeiwert mit $\gamma = 1,71$ im Lastfall H bei, so ergibt sich nach Gl. (2.30)

$$\begin{aligned} \text{zul } \bar{F}_A &= \frac{0,472}{1,71} \cdot \frac{1}{1 - 0,1} \cdot R_{p0,2} \cdot A_S \\ &= 0,307 \cdot R_{p0,2} \cdot A_S \end{aligned}$$

Da die zum Anziehmoment gehörige bezogene Vorspannung der Schraube 0,662 beträgt (Bild 2.3), gilt auch

$$\text{zul } \bar{F}_A = \frac{0,307}{0,662} \cdot F_V^{\text{DIN}} = 0,463 F_V^{\text{DIN}}$$

Wäre die äußere Zuglast schwingend, so bestünde dann keine Gefahr für einen Dauerbruch der hochfesten Schraube.

2.6 Grundlegende Berechnungsannahmen der VDI 2230

Die VDI-Richtlinie wurde vor allem für maschinenbauliche Konstruktionen konzipiert. Sie gibt ein detailliertes Berechnungsverfahren für vorgespannte Schraubenverbindungen auch unter exzentrischer Belastung an.

Das Grundkonzept der VDI-Richtlinie ist identisch dem der DIN 15018. Auch hier soll die Vergleichsspannung σ_{GE} nach der Gestaltänderungsenergiehypothese das 0,9-fache der 0,2-Dehngrenze gemäß Gl. (2.7) und (2.8) nicht überschreiten. Somit beträgt die zugehörige Vorspannkraft dann

$$F_{sp} = \sigma_V \cdot A_S = \frac{0,9 \cdot R_{p0,2} \cdot A_S}{\beta}, \quad (2.31)$$

mit β errechnet für einen geschätzten Reibungsbeiwert des Gewindes μ_{Gmin} , und das zugehörige maximale Anziehmoment (vergl. Gl. (2.12))

$$M_{sp} = F_{sp} \cdot r_a$$

mit r_a nach Gl. (2.13). Da davon ausgegangen wird, daß das Anziehmoment nur mit einer Genauigkeit von $\pm 10\%$ aufgebracht werden kann, beträgt das nominale Anziehmoment

$$M_a^{VDI} = 0,9 \cdot M_{sp} \quad . \quad (2.32)$$

Die Vorspannkraft F_{sp} und die Anziehmomente M_{sp} sind in VDI 2230 tabelliert, F_{sp} in Abhängigkeit von μ_G , M_{sp} in Abhängigkeit des Reibungsbeiwertes μ_K für $\mu_G = 0,12$, da man festgestellt hat, daß selbst bei extremen Reibungszahlen μ_G im Gewinde die Abweichung der Spannkraft von Tabellenwert maximal 10 % beträgt /18/.

Die Vorspannkraft F_{sp} für 10.9-Schaftschrauben mit metrischem Regelgewinde schwanken dabei zwischen

$$F_{sp} = 0,60 \div 0,80 R_{p0,2} \cdot A_S$$

für $\mu = 0,25 \div 0,08 \quad . \quad (2.33)$

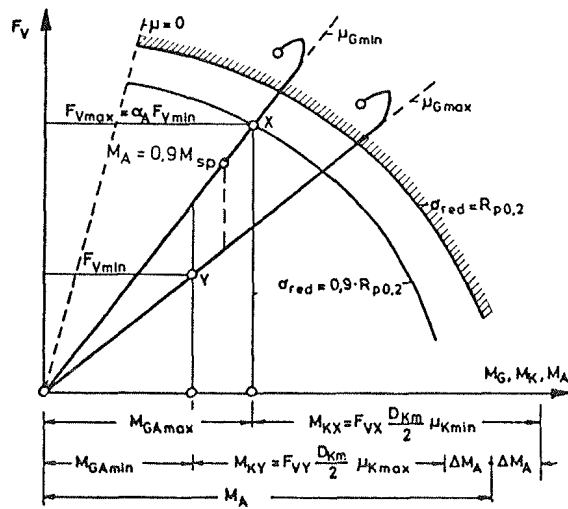


Bild 2.7 Vorspannkraft-Anziehungsmoment-Diagramm mit Grenzwerten nach VDI 2230 ($M_A \cong M_a^{VDI}$)

Aus der Schwankung des Reibungsbeiwertes μ_G (und μ_K) und der Anzeigegenauigkeit ergibt sich ein möglicher Kleinstwert für die Vorspannkraft $\min F_V$ (siehe Bild 2.7 und 2.8). Das Verhältnis

$$\frac{\max F_V}{\min F_V} = \alpha_A \quad (2.34)$$

wird als Anziehungsfaktor bezeichnet und ist in Abhängigkeit vom gewählten Anziehverfahren in VDI 2230 angegeben. α_A liegt zwischen 1 (streckgrenzgesteuertes Anziehen) und 4 (impulsgesteuertes Anziehen mit Schlagschrauber). Für Drehmomentenschlüssel wird angegeben $\alpha_A = 1,6 \pm 1,8$. Die kleinstmögliche Vorspannkraft $\min F_V$ ist nun als vorhandene Vorspannkraft der erforderlichen gegenüber zu stellen, die sich aus der notwendigen Mindestklemmkraft F_{Kerf} , aus der äußeren Zugkraft F_A und dem Vorspannkraftverlust F_Z durch Setzvorgänge ergibt:

$$\min F_V \geq F_{Kerf} + (1 - \phi) F_A + F_Z \quad , \quad (2.35)$$

und die Dimensionierung der Schraube wird dann so durchgeführt, daß die Vergleichsspannung für den zu $\min F_V$ infolge Anzieh-

ungenauigkeit möglichen maximalen Wert $\max F_V$ beim Anziehen 90 % der 0,2-Dehngrenze nicht überschreitet

$$\max F_V = \alpha_A \cdot \min F_V \leq F_{sp} \quad . \quad (2.36)$$

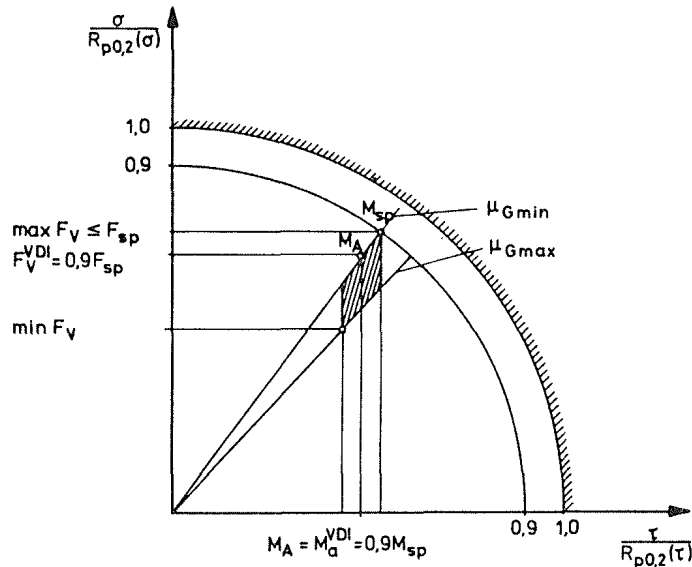


Bild 2.8 Interaktionsdiagramm mit Grenzwerten nach VDI 2230

Außerdem ist sicherzustellen, daß die aus der äußeren Zugkraft F_A auf die Schraube entfallende Zusatzkraft F_{SA} den bis zur 0,2-Dehngrenze verbleibenden Spannungsanteil von $0,1 R_{p0,2}$ nicht überschreitet

$$F_{SA} = \phi_n \cdot F_A \leq 0,1 \cdot R_{p0,2} \cdot A_S \quad . \quad (2.37)$$

Darüber hinaus fordert der in der VDI 2230 ausführlich dargestellte und erläuterte Rechengang im Zusammenhang mit der Ermittlung der Vorspannkkräfte eine Kontrolle der Flächenpressung im Bereich der Kopf- und Mutterauflage. Die Fließspannung σ_F darf an dieser Stelle nicht überschritten werden.

Der Nachweis für die hochfeste Schraube unter einer schwingenden äußeren Zugkraft wird geführt, indem die vorhandene Spannungsamplitude σ_a der dauerhaft ertragbaren σ_{aD} gegenübergestellt wird

$$\sigma_a \leq \sigma_{aD} \quad . \quad (2.38)$$

Wenn - wie in Kopfplattenverbindungen - Biegenormalspannungen im Schraubenschaft zu erwarten sind, sind diese nach bekannten statischen Methoden unter der Annahme eines "Biegekörpers" (vergl. /6/) in dem verspannten Plattenpaket zu ermitteln und den Axialnormalspannungen zuzuschlagen. Bezugsquerschnitt ist der Kernquerschnitt der Schraube. Bei engem Schraubenabstand nebeneinander und relativ dicken Kopfplatten läßt sich aus dem gepreßten Bereich der Kopfplatten ein Biegekörper unter folgenden Annahmen definieren (Bild 2.9):

1. Die Pressungsbereiche um die Schraubenlöcher haben auch bei Einwirkung der äußeren Betriebskraft stets Druckvorspannung, d.h. keine klaffende Fuge.
2. Die Pressungsbereiche ändern unter der äußeren Betriebskraft ihre Form nicht.
3. Die Kontaktzone verhält sich ebenso linear elastisch wie das Material der Platten, d.h. der Einfluß der Oberflächenrauigkeit wird vernachlässigt.
4. Der Biegekörper im verspannten Bereich ist ein Zylinder mit einem Durchmesser, der gebildet wird aus dem Durchmesser der Kopf- oder Mutterauflage d_K zuzüglich Kopfplattendicke t in Anlehnung an die VDI 2230 /4/ .

Die Rechnung wird umso zutreffender, je genauer diese Annahmen die Wirklichkeit treffen.

Der aus dem äußeren Moment $M_b = F_B \cdot a$ (Bild 2.9) auf die Schraube entfallende Anteil M_{Sb} kann nun nicht einfach im Verhältnis der Biegesteifigkeit von Biegekörper und Schraube ermittelt werden, da die Biegesteifigkeit der Schraube über ihre Länge nicht konstant ist. Vielmehr ergibt sich der Anteil M_{Sb} aus der Bedingung gleicher Endtangentialwinkel von Biegekörper und Schraube an der Stelle der Kopf- und Mutterauflage zu

$$\beta_S \cdot M_{Sb} \stackrel{!}{=} \beta_P \cdot M_{Pb}$$

$$M_{Sb} \sim \frac{\beta_P}{\beta_S} \cdot M_b \quad \text{für } \beta_S \gg \beta_P \quad . \quad (2.39)$$

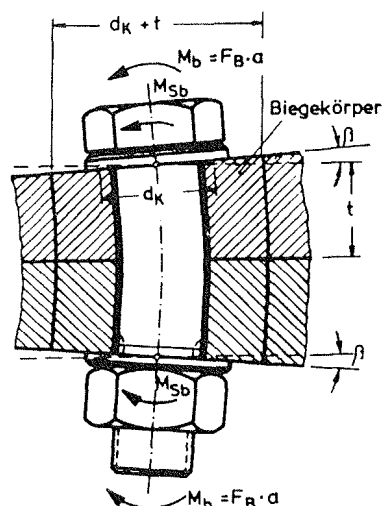


Bild 2.9 Biegekörper und Biegeendspannung im Kernquerschnitt

β_S = Einheitsendtangentialwinkel der Schraube

β_P = Einheitsendtangentialwinkel des Pakets .

Die am ersten tragenden Gewindegang zu ermittelnde größte Randzugspannung σ_{SAb} beträgt dann

$$\sigma_{SAb} = \sigma_{SA} + \sigma_b = \frac{F_{SA}}{A_3} + \frac{M_{Sb}}{W_3} \quad , \quad (2.40)$$

oder nach den vorherigen Ausführungen und Gl. (2.43)

$$\sigma_{SAb} = \frac{\phi_n \cdot F_A}{A_3} \left(1 + \frac{\beta_P}{\phi_n \cdot \beta_S} \cdot \frac{A_3 \cdot a}{W_3} \right) \quad (2.41)$$

Man erkennt in dem in Klammern gesetzten Wert den Vergrößerungsfaktor der Normalspannung in der Randfaser der Schraube bei Berücksichtigung der Biegenachgiebigkeit des Plattenpakets. Die Formel berücksichtigt nicht den Abbau der Randbiegespannung nach Theorie II. Ordnung bei Berechnung der Schraube als Biegezugstab. Sie liegt diesbezüglich auf der sicheren Seite.

Diese so ermittelte maximale Randspannungsamplitude σ_{SAb} ist dann mit der ertragbaren (Bild 2.10) zu vergleichen:

$$\sigma_{SAb} \leq \sigma_{aD} \quad (2.42)$$

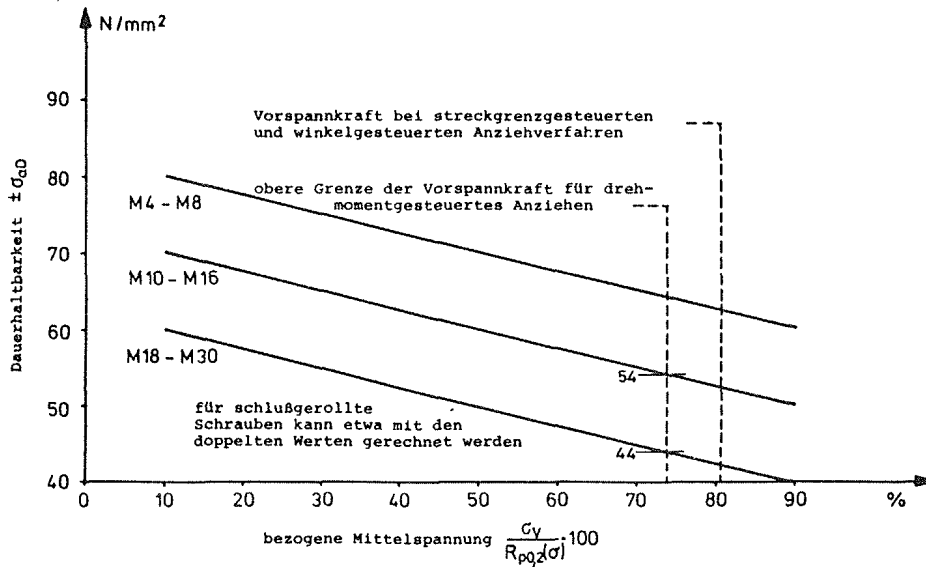


Bild 2.10: Richtwerte für die Dauerhaltbarkeit von schlußvergüteten Schrauben der Festigkeitsklassen 8.8, 10.9 und 12.9 (Haigh-Diagramm, /4 Tafel 13/)

Die vorhandene Axial-Normalspannung wird aus der äußeren Kraft mit Hilfe des Verspannungsfaktors ϕ_n ermittelt

$$\sigma = \frac{\phi_n \cdot F}{A_3} \quad (2.43)$$

mit A_3 =Kernquerschnitt der Schraube;

ϕ_n folgt aus

$$\phi_n = n \cdot \phi_k \quad (2.44)$$

mit n als dem Reduktionsfaktor zur Erfassung der Lage der Kraftangriffsebene. Die VDI-Richtlinie /4/ aus dem Jahre 1977 liefert für den interessanten Bereich $2,0 \leq l_k/d \leq 4,0$ einen Verspannungsfaktor in den Grenzen

$$0,25 n \leq \phi_n \leq 0,23 n \quad (2.45)$$

(vergl. Tafel 8 mit $D_A/d_K \geq 3$ in /4/ und Bild 2.6) und z.B. mit $n = 0,7$ (vergl. /6/) in den Grenzen

$$0,18 > \phi_n > 0,16 \quad (2.46)$$

Neuere Untersuchungen von Thomala /19/ zeigen allerdings, daß die Werte noch zu hoch sind, was im Neuentwurf der VDI-Richtlinie /18/ von 1983 auch Berücksichtigung findet.

Über den Nachweis der Spannungsamplitude im Schraubenschaft hinaus fordert auch der Neuentwurf eine Begrenzung der äußeren Axiallast auf

$$\text{zul } F_A = 0,100 \frac{R_{p0,2} \cdot A_S}{\phi_n} \quad (2.47)$$

sowie den Nachweis einer ausreichenden Restklemmwirkung.

2.7 Anmerkungen zu den Berechnungsannahmen der VDI 2230

Die Ansätze für die Berechnung sind in der VDI-Richtlinie folgerichtig und unserem derzeitigen Kenntnisstand entsprechend. Im Gegensatz zur DIN 15018 bleiben allerdings die Reibungswerte μ_G am Gewinde und μ_K in Kopf- und Mutterauflage variabel und müssen vom Konstrukteur gewählt oder aus Versuchen bestimmt werden. (Zur Größe vergleiche Kap. 2.5). Auch in der Berücksichtigung der Ungenauigkeiten aus verschiedenen Anziehmethode n über den Anziehungsfaktor α_A ist die VDI 2230 weitergehend als die DIN 15018, die nur das Anziehungsmoment mit Drehmomentenschlüsseln beinhaltet. Vergleicht man hierfür α_A , so folgt nach Tabelle 8 in /18/ ein mittlerer Wert von $\alpha_A^{VDI} = 1,6$ und nach DIN 15018 (Bild 2.3) $\alpha_A^{DIN} = \frac{0,726}{0,472} = 1,54$, also ein vergleichbarer Wert.

Indem in der VDI-Richtlinie für den Anziehungsfaktor Wertebereiche angegeben sind, aus denen ohnehin ein Wert gewählt werden muß, ist damit auch die eigentlich vorhandene Abhängigkeit von der Gewindereibung μ_G erfaßt.

Auch in dem Neuentwurf zur VDI 2230 /18/ sind keine Aussagen zu einem anzusetzenden Sicherheitsbeiwert gemacht, der in DIN 15018 konsequent mit $\gamma = 1,71$ im Lastfall H und $\gamma = 1,5$ im Lastfall HZ eingearbeitet ist. Offensichtlich wird das Sicherheitsmaß dem berechnenden Ingenieur überlassen. Lediglich in dem Ansatz der Spannung $0,1 \cdot R_{p0,2}$ aus dem auf die Schraube entfallenden Kraftanteil einer äußeren Zugkraft F_A ist eine gewisse Sicherheitsreserve vorhanden, die bei $\mu_G = 0,14$ nach Bild 2.5 1,21 ausmacht, aber bei $\mu_G = 0$ auch auf 1 zurückgehen kann. Auch gegen Dauerbruch ist explizit keine Sicherheit angesetzt (in DIN 15018 $\gamma_D \geq 1,33$). Sie ist auch nicht implizit in den ertragbaren Spannungsamplituden (vergl. Bild 2.5) vorhanden, die ohnehin hoch sind (vergl. /6/), und unter Berücksichtigung der Streubreite niedriger anzusetzen sind.

Lücken in unserem Wissenstand werden deutlich, wenn bei Kopfplattenverbindungen die äußere Zugkraft exzentrisch zur Schraube angreift. Es wird zwar ein Verfahren zur Berechnung der Biegespannungen in der Schraube angegeben, der Näherungscharakter aber ausdrücklich betont.

Ist die äußere exzentrische Zugkraft schwingend, so ist die Interaktion zwischen dauerhaft ertragbarem Biege- und Normalspannungsteil bis heute nicht geklärt /6/ .

2.8 Vergleich der Regelwerke DASt-Ri 010, DIN 15018, VDI 2230 und Schlußfolgerungen für den Stahlbau

2.8.1 Erforderliche Vorspannkraft F_V in der Schraube und aufzubringendes Anziehmoment M_a

Während die erforderlichen Vorspannkraften in DIN 15018 und DASt-Ri 010 explizit angegeben sind, bedarf es dieser Angabe in der VDI 2230 nicht, da konsequenterweise nur die maximalen und minimalen Vorspannkraften in die Rechnung eingehen. Will man aber einen Wert für den Vergleich, so kann entweder in Anlehnung an die DIN 15018 mit $\text{erf } F_V = 0,9 \cdot F_{sp}$ gearbeitet werden oder man ermittelt die mittlere vorhandene Vorspannkraft und deklariert diese als die im Mittel erforderliche. Mit $\max F_V \equiv F_{sp}$ und einem Anziehungsfaktor von $\alpha_A = 1,7$ nach VDI 2230 für Anziehen mit Drehmomentenschlüssel folgt

$$\text{erf } F_V = F_{sp} \frac{1,35}{1,7} = 0,794 \cdot F_{sp}$$

In der Tafel 2.1 sind die erforderlichen Vorspannkraften $\text{erf } F_V$ und Anziehmomente $\text{erf } M_a$ bei Verwendung von Drehmomentenschlüsseln gegenüber gestellt. Man erkennt, daß $\text{erf } F_V$ der DIN 15018 mit VDI 2230 für $F_V = 0,9 \cdot F_{sp}$ gut übereinstimmt, nicht aber mit der DASt-Ri 010, die gegenüber DIN 15018 bis 10 % höhere Werte angibt. Aus Bild 2.3 und 2.2 folgt der Erhöhungsfaktor aus dem höheren Vorspannkraftniveau zu $\frac{0,72}{0,662} = 1,088$, Abweichungen hiervon sind abrundungsbedingt.

Tafel 2.1: Zusammenstellung der vorgeschriebenen Werte $\text{erf } F_V$ und $\text{erf } M_a$ für schwarze Schrauben 10.9, leicht geölt

M	erf F_V (kN)				erf M_a (Nm)				
	DIN 15018	VDI 2230	DASt Ri 010 DIN18800 Teil 7	DASt-Ri: DIN 15018	DIN 15018	VDI 2230	DASt-Ri 010 DIN 18800 Teil 7	DASt-Ri: DIN 15018	
16	93,3	²⁾ 81,0	¹⁾ 91,8	100	1,07	284	³⁾ 270	350	1,24
20	145,6	127,0	144,0	160	1,10	554	521	600	1,08
22	180,1	158,0	179,1	190	1,06	762	710	900	1,18
24	209,8	182,6	207,0	220	1,05	958	900	1100	1,15
27	272,8	238,2	270,0	290	1,06	1420	1305	1650	1,17

¹⁾ $F_V = 0,9 \cdot F_{sp}$

²⁾ $F_V = 0,794 \cdot F_{sp}$ für $\mu_G = 0,14$

³⁾ $M_a = 0,9 \cdot M_{sp}$ für $\mu_K = 0,14$

$\mu_G = 0,125$

Für erf M_a ergibt sich wiederum gute Übereinstimmung bei DIN 15018 und VDI 2230, wenn man beachtet, daß die Werte von DIN 15018 für $\mu_G = \mu_K = 0,14$ ermittelt sind, die der VDI 2230 für $\mu_K = 0,14$, nicht aber bei DAST-Ri 010. Die Werte sind bis 24 % höher als die der DIN 15018, was - wie Bild 2.2 zeigt - im ungünstigsten Falle eine Überschreitung der Streckgrenze der Schraube bis $1,35 \cdot R_{p0,2}$ - ideal elastisches Verhalten vorausgesetzt - zur Folge hat (vergl. Kap. 2.3).

2.8.2 Berücksichtigung der Streugrenzen

Streuende Einflußgrößen sind die Genauigkeit des Anziehwerkzeuges und die Reibbeiwerte im Gewinde μ_G und in Kopf- und Mutterauflage μ_K . Während der erstere Einflußfaktor bei allen 3 Vorschriften in gleicher Weise durch die Grenzwerte $\pm 10\%$ erfaßt ist, werden die Streugrenzen für die Reibbeiwerte unterschiedlich erfaßt, in DIN 15018 durch den Ansatz $\mu_G = \mu_K = 0,14$ bis $0,18$, in der DAST-Ri 010 nach Bild 2.2 und Gleichung (2.2) durch den Reibfaktor $K_{\min} = 0,141$, entspricht etwa $\mu_G = 0,14$ und $\mu_K = 0,06$, und $K_{\max} = 0,200$, entspricht etwa $\mu_G = 0,18$ und $\mu_K = 0,12$ (vergl. die Ausführungen in Abschnitt 2.3). In der VDI 2230 bleibt in dem Rechenverfahren der Ansatz der Reibbeiwerte μ_G und μ_K offen und dem berechnendem Ingenieur überlassen.

Beide streuenden Einflußgrößen sind in ihren Auswirkungen sowohl in DIN 15018 als auch in VDI 2230 konsequent beachtet (vergl. Bild 2.3 und 2.8) nicht aber in der DAST-Ri 010, wo unter der Kombination von kleinstem Reibfaktor und größtem Anziehungsmoment die 0,2-Dehngrenze $R_{p0,2}$ überschritten wird (Bild 2.2). Dort ist von der Forderung ausgegangen, daß unter dem Mittelwert des Anziehungsmomentes M_a und des Reibfaktors $k_{\text{mittel}} = 0,175$ die 0,2-Dehngrenze nicht erreicht wird. Das widerspricht aber unserer heutigen Auffassung von Sicherheit, wonach diese nicht nur im Mittel, sondern auch noch in den ungünstigen Grenzbe-
reichen mit einem wenn auch kleineren Wert vorhanden sein muß.

2.8.3 Äußere axiale Zugkraft der Schraube und Sicherheitsbeiwert

Wird eine nach der jeweiligen Vorschrift ordnungsgemäß vorgespannte hochfeste Schraube axial auf äußeren Zug beansprucht, so ist sowohl in DIN 15018 als auch VDI 2230 der Doppelnachweis gegen Fugenklaffen und Erreichen der 0,2-Dehngrenze zu führen, im ersteren Fall mit einem Sicherheitsbeiwert von $\gamma_H = 1,71$ im Lastfall H und $\gamma_{HZ} = 1,5$ im Lastfall HZ. In der VDI 2230 ist ein Sicherheitsbeiwert explizit nicht angesetzt. In der DASt-Richtlinie wird nur indirekt der Nachweis gegen Fugenklaffen über den Ansatz der zulässigen Zugkraft zu $Z = 0,7 \cdot F_V$ für vorwiegend ruhende Belastung und zu $Z = 0,6 \cdot F_V$ für nicht vorwiegend ruhende Belastung im Lastfall H verlangt, der Nachweis gegen Erreichen der 0,2-Dehngrenze der Schraube entfällt und könnte nach den vorhergehenden Ausführungen auch nicht geführt werden. Eine Sicherheit gegen Fugenklaffen ist explizit nicht in Ansatz gebracht, sie ist aber effektiv im ungünstigsten Falle noch mit

$$\gamma_{\text{eff}} = \frac{0,63}{0,72} \cdot \frac{F_V}{(1-\phi) \text{ zu } Z}$$

(vergl. Bild 2.2) vorhanden. Setzen wir $\phi \sim 0,1$, so folgt mit zu $Z = 0,7 \cdot F_V$ $\gamma_{\text{eff}} = 1,39$ und für nicht vorwiegend ruhende Belastung $\gamma_{\text{eff}} = 1,62$.

Ist die äußere Zugkraft schwingend, so ist im Fall der DIN 15018 bei Führung des Doppelnachweises noch eine Sicherheit von 1,33 gegen die dauerfest ertragbare Spannungsamplitude von $\sigma_A = \sigma_{aD} = 50 \text{ N/mm}^2$ vorhanden, im Falle der VDI 2230 muß der Dauerfestigkeitsnachweis in der Form $\sigma_a \leq \sigma_{aD}$ geführt werden, ohne Sicherheit, mit etwas niedrigeren ertragbaren Spannungsamplituden für die Durchmesserbereiche des Stahlbaus (vergl. Bild 2.10). Im Falle der DASt-Ri 010 wird eine äußere schwingende Axialkraft der Größe zu $Z = 0,6 \cdot F_V$ als zulässig angesehen. Da die zugehörige Spannungsamplitude

$$\sigma_a = \frac{\phi \cdot \text{zu } Z}{2 \cdot A_3} = \phi \cdot \frac{0,6 \cdot 0,72}{2 \cdot 0,92} R_{p0,2}$$

mit Gl. (2.4) und $A_3 = 0,92 \cdot A_S$ für $\phi_n \sim 0,1$ den Wert $\sigma_a = 21 \text{ N/mm}^2$ annimmt, wäre sogar im Mittel noch eine Sicherheit gegen Dauerbruch von $\gamma_D = \sigma_{aD}/\sigma_a = \frac{44}{21} = 2,1$ vorhanden, sofern die im ungünstigsten Falle bis weit in den plastischen Bereich angezogene Schraube noch genügend Restdehnfähigkeit besitzt.

Es sei noch vermerkt, daß sowohl in DIN 15018 als auch in der VDI 2230 ein besonderer Sicherheitsbeiwert in der als zulässig angesehenen Vergleichsspannung des Vorspannzustandes von $0,9 \cdot R_{p0,2}$ nicht angesetzt wurde, da die Streugrenzen folgerichtig beachtet wurden. Für das nominale Anzugsmoment M_a kann jedoch die eingerechnete Anziehgenaugigkeit von $\pm 10 \%$ als Sicherheitsbeiwert von 1,1 gedeutet werden. Obwohl auch in der DAST-Richtlinie die Anziehgenaugigkeit mit $\pm 10 \%$ angesetzt ist, ist dennoch für den Grenzwert der Streuung nicht nur keine Sicherheit, sondern sogar eine Überschreitung der 0,2-Dehngrenze vorhanden.

2.8.4 Nachweis der vorgespannten Schraube in dynamisch beanspruchten Kopfplattenverbindungen

Sowohl in DIN 15018 wie auch in DAST-Ri 010 (DIN 18800 T.1) ist kein Hinweis gegeben, wie der Nachweis der vorgespannten Schraube in dynamisch beanspruchten Kopfplattenverbindungen zu erfolgen hat. Nur in VDI 2230 ist ein Verfahren enthalten, daß sinngemäß auf Kopfplattenverbindungen angewandt werden kann, wenn die vorgespannte T-Verbindung (Bild 2.11) als vereinfachtes Modell der Kopfplattenverbindung im Zug- oder Biegebereich zugrunde gelegt wird. Der vorgespannte Schraubenbereich der T-Verbindung wird aus der äußeren exzentrisch angreifenden Betriebskraft F_B durch eine äußere axiale Zugkraft $F_A = F_B$ und ein äußeres Biegemoment $M_b = F_B \cdot a$ beansprucht. Die aus beiden Anteilen sich ergebende maximale Randspannungsamplitude σ_{SAB} der Schraube wird dann der ertragbaren σ_{aD} entsprechend Gl. (2.42) gegenübergestellt.

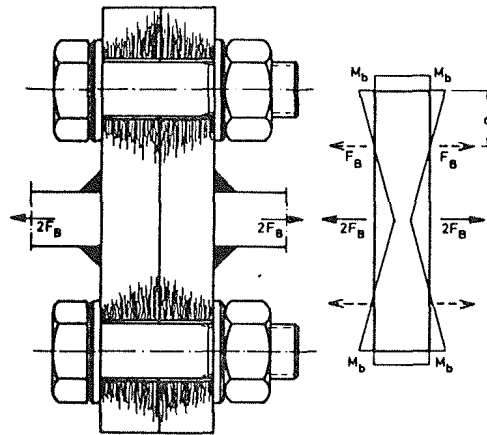


Bild 2.11 T-Modell und Biegemomentenverteilung; Schraube 10.9

2.8.5 Schlußfolgerungen für dynamisch zugbeanspruchte Kopfplattenverbindungen des Stahlbaus

Es liegt zunächst nahe, das im vorigen Abschnitt erläuterte Verfahren der VDI 2230 auch auf Kopfplattenverbindungen des Stahlbaus anzuwenden. Tut man dies, so weist die Gesamttrandspannung den Vergrößerungsfaktor der Normalspannung gem. Gl. (2.41) auf. Für die gängigen Kopfplattenverbindungen nach DAST-DStV-Ringbuch enthält Tafel 2.2 das Ergebnis. Wir erkennen, daß bei Plattendicke t gleich Schraubendurchmesser d die Biegerandspannung etwa das 1,5 bis 1,8-fache der Normalspannung in der Schraube ausmacht und mit zunehmender Plattendicke schnell abfällt. Dieser hohe Wert der Biegerandspannung ist natürlich in engem Zusammenhang mit der Annahme der Größe des Biegekörpers zu sehen. Vergleichbare japanische Versuchsergebnisse /6/ weisen Biegerandspannungen in der Größenordnung der Normalspannungen aus. Insofern läge die Rechnung auf der sicheren Seite. Allerdings sind in diesem Zusammenhang auch die weiteren grundlegenden Voraussetzungen der Rechnung zu beachten und zwar ganz besonders die,

Tafel 2.2: Verhältnis von größter Randzugspannung σ_{SAb} zur Axialspannung σ_{SA} bei gängigen Kopfplattenverbindungen nach DAST-DStV-Ringbuch

Profil	Plattentyp (Ringbuch)	M [kNm]	t [mm]	Schrauben	$\frac{\sigma_{SAb}}{\sigma_{SA}}$
IPE 400	IH3E	148	35	M 20	1,92
		148	30	M 20	2,10
		148	20 _{Ri-Bu}	M 20	2,78
HE 300A	IH3A	146	35	M 24	2,02
		146	25 _{Ri-Bu}	M 24	2,52
HE 400A	IH3A	312	50	M 30	1,64
		312	45	M 30	1,95
		312	30 _{Ri-Bu}	M 30	2,64

daß die Platten vor dem Vorspannen ohne Zwischenraum auf Kontakt liegen müssen und gegebenenfalls bearbeitet sind. Nur dann kann überhaupt ein Biegekörper definiert werden (vergl. Abschnitt 2.7).

Denken wir jedoch an die Herstellung von Kopfplattenanschlüssen oder -stößen in einem Stahlbaubetrieb, so wird dort der aus dem Ziehen der Schweißnähte zu erwartende Schweißverzug entweder vorwiegend durch Gegenkanten der Kopfplatten ausgeglichen oder durch nachträgliches Flammrichten beseitigt. Beide Arbeitsvorgänge schaffen zwar technisch ebene Platten, aber nie den Ebenheitsgrad, der für das Biegekörperverfahren der VDI 2230 notwendig ist. Wie die nachfolgenden Versuchsergebnisse zeigen, sind bereits geringe Abweichungen von der perfekt ebenen Platte durch noch vorhandene Restkrümmungen für die beachtliche Streubreite der Versuchsergebnisse verantwortlich. Ein praxisnahes Rechenverfahren für den Stahlbau kann daher nicht auf dem Biegekörperverfahren der VDI 2230 aufbauen, sondern muß von dem Grenzfall mit der ungünstigsten Vorkrümmung der Kopfplatte ausgehen, die nach Ausweis der Versuche im Abschnitt 4 für T-Verbindungen dann erreicht ist, wenn das Vorkantmaß zu groß ist oder durch zuviel nachträgliches Flammrichten zum Ausgleich des Schweißverzugs eine Gegenkrümmung bewirkt wird. Dann liegt bei überstehender Kopfplatte diese am Plattenrand auf, wodurch für die Beanspruchung der Schraube eine Vergrößerung aus Hebelwirkung vorhanden ist. Ein praxisnahes Rechenmodell müßte diese Hebelwirkung eher erfassen, als eine Biegespannung der Schraube, deren Größe dann ohnehin nur abgeschätzt werden könnte. In unserer Schriftumsstudie /6/ war gezeigt, daß nicht nur die hier behandelten deutschen Vorschriften zur Hebelwirkung keine Aussage machen, sondern - wie Tafel 2.3 /6/ erkennen läßt - auch international lediglich 2 Länder, Österreich und die USA, die Berücksichtigung nach einem Rechenmodell fordern.

Nach Ausweis der Versuche in Abschnitt 4 an Kopfplattenstößen von Biegeträgern ist dort der ungünstigste Fall für die Beanspruchung der hochfesten Zug-Schrauben dann erreicht, wenn im Überstandsbereich der Kopfplatten der Schweißverzug nicht rückgängig gemacht werden kann. Grundsätzlich bedeutet Randkontakt hier - im Gegensatz zu den T-Verbindungen - dann eine geringere Beanspruchung der Schrauben, wenn die Kopfplatten so dick gewählt sind, daß eine annähernd biegestarre Kopfplatte in Rechnung gestellt werden kann. Weiteres hierzu ist den folgenden Kapiteln 4 und 5 zu entnehmen.

Tafel 2.3: Übersicht der Nachweismethoden für die Dauerfestigkeit ($N = 5 \cdot 10^6$) von vorgespannten Schrauben 10.9 nach nationalen Normen und Richtlinien /6/

Nachweis	über zul. äußere axiale Zugkraft			über zul. ertragbare Schwingweite $\Delta\sigma_R$. Die vorhandene Schwingweite $\Delta\sigma$ wird			
	$\frac{F_A}{F_V}$	$\frac{F_A}{R_{p0,2} \cdot A_S}$	Berücksichtigung der Abstützkraft verlangt	gemessen (Randspg)	über ϕ errechnet mit Biegespg.	Abstützwirkung	zul $\Delta\sigma_D$ [N/mm ²]
DAST-Ri 010	0,6	$0,6 \cdot 0,72 = 0,43$	o ⁵⁾				
England	0,5	$0,5 \cdot 0,78 = 0,39$	o				
Österreich	0,7	$0,7 \cdot 0,78 = 0,55$	x ⁵⁾				
USA	0,7	$0,7 \cdot 0,78 = 0,55$ ¹⁾	x				
Europa	0,7	$0,7 \cdot 0,8 = 0,56$ ²⁾	o	x			40
Belgien	0,57	$0,57 \cdot 0,8 = 0,46$ ²⁾	o	x			35
DIN 18800 T6	0,6	$0,6 \cdot 0,8 = 0,48$ ²⁾	o	x			26
DIN 15018 ³⁾					o	o	$\frac{2 \cdot 50}{1,08 \cdot 1,33} = 70$
Schweiz					x ⁴⁾	x ⁴⁾	$\frac{30}{1,25} = 24$
VDI-Ri 2230					x	o	$2 \cdot 44 = 88$
Frankr. CETIM					x	o	$2 \cdot 40 = 80$

- 1) nur bei günstiger Formgebung ($F_Q \leq 0,05 F_B$). Es gilt der halbe Wert, wenn $F_Q \geq 0,05 F_B$ ist
- 2) nur bei günstiger Formgebung, andernfalls $\Delta\sigma$ -Nachweis
- 3) der Nachweis über $\Delta\sigma$ ist so aufbereitet, daß zul $\Delta\sigma_R$ nicht in Erscheinung tritt
- 4) wie der Nachweis im einzelnen zu führen ist bleibt offen
- 5) o ohne...
x mit....

3 Vorschlag zur Bemessung von hochfesten vorgespannten Schrauben in T-Verbindungen unter schwingendem Zug

3.1 Mittlere Vorspannkraft F_V und Anziehmoment M_a bei Anziehen mit Drehmomentenschlüsseln

Die mittlere Vorspannkraft F_V und das bei Anziehen mit Drehmomentenschlüsseln aufzubringende Anziehmoment M_a wird unter folgenden grundlegenden Bedingungen bestimmt:

a) Die Genauigkeit für das Aufbringen des Anziehmomentes beträgt $\pm 10 \%$

b) Die Genauigkeit für die sich einstellende Vorspannkraft F_V ergibt sich aus a) unter konsequenter Beachtung der versuchsmäßig ermittelten oberen und unteren Grenzwerte für den Reibfaktor k mit

$$k_{\min} = 0,141$$

$$k_{\text{mittel}} = 0,175$$

$$k_{\max} = 0,200$$

c) Beim Anziehen darf im ungünstigsten Falle die Vergleichsspannung σ_{GE} nach der Gestaltsänderungsenergiehypothese die 0,2-Dehngrenze $R_{p0,2}$ erreichen.

d) Der Vergrößerungsfaktor β der Vorspannung σ_V , der den Einfluß der Torsionsspannung τ_G beim Anziehen der Mutter infolge Gewindereibung auf die Vergleichsspannung σ_G erfaßt, (Gl. 2.8), wird mit

$$\beta_{\min} = 1,24 \text{ für } k_{\min} = 0,141 (\cong \mu_G = 0,14)$$

$$\beta_{\text{mittel}} = 1,28 \text{ für } k_{\text{mittel}} = 0,175 (\cong \mu_G = 0,16)$$

$$\beta_{\max} = 1,35 \text{ für } k_{\max} = 0,200 (\cong \mu_G = 0,18)$$

zugrunde gelegt.

Die Bedingung a) entspricht den allgemein üblichen Forderungen an die Genauigkeit des Anziehwerkzeuges, die Bedingung b) den heutigen Auffassungen von Sicherheit, wie sie in DIN 15018 und VDI 2230 schon beachtet sind. Die Reibfaktoren selbst sind die

der DAST-Ri 010. Versuche in Belgien an 1452 Schrauben, "sorgfältig gereinigt und gut geschmiert" (offenbar mit Graphit), über die in /21/ berichtet wird und die im Auftrag des Bureau des Ponts du Ministère des Travaux Publics vom Ingenieurlaboratorium der Universität Liège durchgeführt worden waren, ergaben einen Mittelwert für den Koeffizienten k von $k = 0,195$ bei Anziehen mit zwei verschiedenen Methoden (Momentenschlüssel 452 Versuche M 16 - M 27 $k = 0,184$, elektrischer Schrauber mit 1 Umdrehung/Minute 1000 Versuche M 16 - M 27 $k = 0,200$) und bei einem maximalen Variationskoeffizient von $V = 15 \%$. Der Wert $k = 0,184$ für Momentenschlüssel liegt über $k = 0,175$, der der DAST-Ri zugrunde liegt, dennoch soll mit den niedrigeren Werten der DAST-Ri 010 weitergerechnet werden.

Die Bedingung c) weicht von der DIN 15018 und VDI 2230 insofern ab, als dort nur $0,9 \cdot R_{p0,2}$ zugelassen ist, um noch mindestens $0,1 \cdot R_{p0,2}$ als Spannungsreserve für eine äußere axiale Zugkraft zu behalten. Dieser Reserve bedarf es jedoch nicht, da bekannt ist, daß bei streckgrenzengesteuerten Anziehverfahren des Maschinenbaus ebenfalls keine Spannungsreserve vorhanden ist, die Methode sich aber bestens bewährt hat. Äußerer Zug F_A bewirkt nach Bild 3.1 durch Plastizieren der Schraube einen solchen Abfall der Vorspannkraft ΔF_V , daß wieder Gleichgewicht vorhanden ist. Unterstellen wir ideal-elastisches-ideal-plastisches Spannungsdehnungsverhalten der Schraube, so würde ΔF_V gerade dem auf die Schraube entfallenden Kraftanteil F_{SA} entsprechen. Für weitere Lastzyklen wäre dann wieder voll elastisches Verhalten gegeben. Mit Anziehen bis zur 0,2-Dehngrenze wird die höchstmögliche Vorspannkraft sichergestellt.

Die Vergrößerungsfaktoren β unter d) entsprechen rechnerischen Werten (vergl. Abschnitt 2.8.2) auf der Grundlage von Karlsruher Versuchen /9, 10/. Nun läßt sich aber auch β direkt feststellen, wenn man die zur Streckgrenze zugehörige Last im Zugversuch $P_{0,2}$ mit der aus dem Abwürgversuch P_S vergleicht. Das Verhältnis $\beta = P_{0,2}/P_S$ ergibt sich aus Tafel 7 in /10/ im Mittel zwischen $\beta_{\text{mittel}} = \frac{1}{0,84} = 1,19$ und $\beta_{\text{mittel}} = \frac{1}{0,98} = 1,02$.

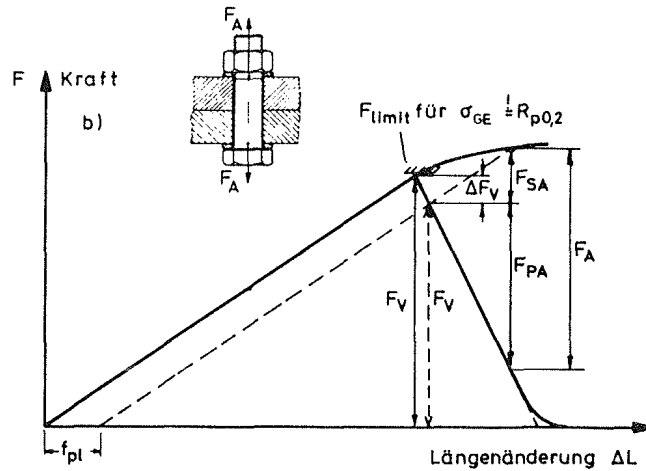


Bild 3.1 Abfall der Vorspannkraft ΔF_V aus äußerer Last F_A bei Schrauben, die bis zur Streckgrenze vorgespannt sind

Diese niedrigen Werte für β erklären sich aus der theoretisch nur schwer erfaßbaren Erhöhung der Streckgrenze $R_{p0,2}$ aus dem mehrachsigen Spannungszustand im Gewindegrund. Obwohl es danach gerechtfertigt wäre, für β_{mittel} nur 1,19 anzusetzen, soll hier mangels statistisch abgesicherter Aussagen zu β_{min} und β_{max} mit den genannten Werten weitergerechnet werden.

Unter obigen grundlegenden Bedingungen ermittelt sich nun die Schwankungsbreite der Vorspannkraft F_V zu

$$\min F_V = \frac{0,9 M_a}{k_{\max} \cdot d} = \frac{0,9}{1,143} \cdot \frac{M_a}{k_{\text{mittel}} \cdot d} = 0,787 \cdot F_V \quad , \quad (3.1)$$

$$\max F_V = \frac{1,1 M_a}{k_{\min} \cdot d} = \frac{1,1}{0,805} \cdot \frac{M_a}{k_{\text{mittel}} \cdot d} = 1,366 \cdot F_V \quad , \quad (3.2)$$

mit $\frac{k_{\min}}{k_{\text{mittel}}} = 0,805$ und $\frac{k_{\max}}{k_{\text{mittel}}} = 1,143$.

Im Sinne der VDI 2230 ist somit ein Anziehfaktor $\alpha_A = \frac{\max F_V}{\min F_V} = 1,73$ vorhanden, der dem mittleren Richtwert von $\alpha_A = 1,7$ für Anziehen mit Drehmomentenschlüsseln nahe kommt.

Da im Anziehvorgang unter der maximalen Vorspannkraft die Streckgrenze $R_{p0,2}$ nicht überschritten werden soll,

$$\frac{\max F_V}{A_S} \cdot \beta_{\min} \stackrel{!}{=} R_{p0,2} \quad , \quad (3.3)$$

folgt die mittlere Vorspannkraft F_V zu

$$F_V = \frac{1}{1,24 \cdot 1,366} \cdot R_{p0,2} \cdot A_S = 0,590 \cdot R_{p0,2} \cdot A_S \quad . \quad (3.4)$$

Mit dieser Beziehung für F_V folgt dann das Anziehmoment M_a zu

$$M_a = k_{\text{mittel}} \cdot d \cdot F_V \quad . \quad (3.5)$$

Gleichung (3.4) legt die mittlere Vorspannkraft in die Mitte des Streufeldes. Geht man davon aus, daß infolge Streuung der Reibfaktoren und der Anziehtgenauigkeit die mittlere Vorspannkraft mit gleicher Wahrscheinlichkeit über- wie unterschritten werden soll, so ist diese Festlegung folgerichtig. Sie weicht von DIN 15018 und VDI 2230 ab. In DIN 15018 ist die Vorspannkraft nur als Mittelwert mit $\pm 10\%$ Genauigkeit für μ_{\min} definiert worden (vergl. Bild 2.3). Dies erkennt man auch durch Vergleich von Formel (3.4) mit (2.18). In VDI 2230 wird nach Gl. (2.32) das Anziehmoment mit 90% des Grenzmomentes festgelegt und eine mittlere Vorspannkraft explizit nicht ausgeworfen. Tafel 3.1 enthält die nach Gl. (3.4) und Gl. (3.5) errechneten mittleren Vorspannkraft F_V und Anziehmomente M_a . Der Vergleich

Tafel 3.1: Mittlere vorhandene Vorspannkraft F_V bei Anziehen mit dem Anziehmoment M_a mit Hilfe von Drehmomentenschlüsseln und Einhaltung der $R_{p0,2}$ -Grenze der 10.9-Schraube

M	A_S [mm ²]	F_V [kN]	M_a [Nm]
16	157	83	232
20	245	130	455
22	303	161	620
24	353	187	785
27	459	244	1153

mit Tafel 2.1 zeigt, daß F_V mit dem Mittelwert nach VDI 2230 ($F_V = 0,794 \cdot F_{sp}$) recht gut übereinstimmt und erwartungsgemäß niedriger liegt als die erforderlichen Vorspannkkräfte der DIN 15018 und DAST-Ri 010. Wegen der k_{min} zugeordneten niedrigen Reibbeiwerte von $\mu_G \sim 0,14$ und $\mu_K = 0,06$ (vergl. Abschnitt 2.8.2) muß allerdings auch das Anziehmoment M_a niedriger liegen als das der VDI 2230.

3.2 Äußere axiale Zugkraft F_A bei planparallelen Kontaktflächen

Nach Gl. (3.1) beträgt der mögliche Kleinstwert der Vorspannkraft mit F_V nach Gl. (3.4)

$$\min F_V = 0,787 \cdot 0,590 \cdot R_{p0,2} \cdot A_S = 0,464 R_{p0,2} \cdot A_S \quad (3.6)$$

Dieser Wert ist maßgebend für die ohne Fugenklaffen aufnehmbare äußere axiale Zugkraft F_A . Setzen wir näherungsweise den Ver Spannungsfaktor mit $\phi \sim 0,1$ an, so folgt für F_A

$$F_A \leq \frac{\min F_V}{1 - \phi} = \frac{0,464}{0,9} \cdot R_{p0,2} \cdot A_S = 0,515 \cdot R_{p0,2} \cdot A_S \quad (3.7)$$

oder

$$F_A \leq 0,873 F_V \quad (3.8)$$

Setzen wir im Lastfall H einen Sicherheitsfaktor gegen Abheben von $\gamma_H = 1,5$ an, so ergibt die zulässige äußere axiale Zugkraft

$$\text{zul } F_A \leq 0,58 F_V \quad (3.9)$$

mit F_V nach Gl. (3.4).

Ist die äußere Kraft schwingend im Zugschwellbereich, so muß für die Schraube auch der Dauerfestigkeitsnachweis geführt werden. Die Spannungsamplitude beträgt dann mit Gl. (3.7) und $\gamma_H = 1,5$

$$\begin{aligned} \text{zul } \sigma_a &= \frac{1}{2} \frac{\phi \cdot \text{zul } F_A}{A_S} \\ &= \frac{1}{2} \frac{0,1 \cdot 0,515}{1,5} \cdot R_{p0,2} \\ &= 0,0171 R_{p0,2} \end{aligned} \quad (3.10)$$

und für 10.9-Schrauben:

$$\text{zul } \sigma_a = 15,4 \text{ N/mm}^2 \quad .$$

Dieser Wert ist mit der dauerhaft ertragbaren Amplitude σ_{aD} fast identisch, die die Schweizer Norm SIA 161 mit $\sigma_{aD} = 15 \text{ N/mm}^2$ bei $N \geq 5 \cdot 10^6$ Lastspiele angibt /6 S. 31/.

In dem Entwurf des Eurocode 3 /22/ ist für Schrauben $\Delta\sigma_R \approx 24 \text{ N/mm}^2$ bei $N \geq 5 \cdot 10^6$ Lastspiele angegeben, das entspricht $\sigma_{aD} \approx 12 \text{ N/mm}^2$. Allerdings liegt diesem Wert eine Überlebenswahrscheinlichkeit von 97,3 % zugrunde, wofür $\gamma_H = 1$ empfohlen wird.

Bei der Errechnung der vorhandenen Spannung σ_a ist mit dem Spannungsquerschnitt A_S gearbeitet worden, der nach neuesten Untersuchungen auch bei dynamisch beanspruchten Schrauben angesetzt werden darf /20/.

3.3 Nachweisvorschlag zur vorgespannten Schraube in dynamisch beanspruchten T-Verbindungen

Die nachfolgenden Überlegungen gelten für die vorgespannte T-Verbindung. Bei Beachtung der realen Ausführung muß davon ausgegangen werden, daß Planparallelität der Platten vor dem Zusammenbau und Anziehen der hochfesten Schrauben nur selten vorliegt, vielmehr Abweichungen im Sinne des Bildes 3.2 a) und c) häufig sind. Es muß also die Hebelwirkung entsprechend dem ungünstigsten Fall c) berücksichtigt werden.

In dem Beitrag /23/ war ein Weg aufgezeigt worden, wie der Einfluß der Flanschbiegung in einem erweiterten Verspannungsfaktor Φ_{F1} eingefangen werden kann. Hier soll jedoch ein vereinfachtes Rechenmodell für den Praktiker dargestellt werden, das eine Abschätzung zur sicheren Seite hin gestattet.

Legen wir zunächst den Regelfall b) in Bild 3.2 zugrunde, so kann unter der Voraussetzung des Kontaktes in den Berührungsflächen von einer vollen Einspannung an der Schraube ausgegangen

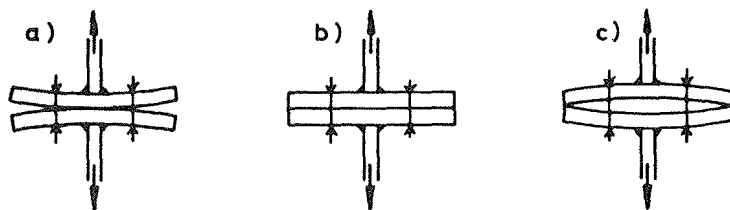


Bild 3.2 Mögliche Vorverformungen bei der T-Verbindung

werden. Das Einspannungsmoment wird realisiert durch die dreieckförmig anzusetzende Flächenpressung im Überstandsbereich (Bild 3.3). Aus der Gleichgewichtsaussage

$$F_B + F_Q = F_A \quad (3.11)$$

folgt mit

$$F_Q = F_B \frac{x_e}{2x_0} \quad (3.12)$$

die vorhandene an der Schraube angreifende äußere Axiallast zu

$$F_A = F_B \left(1 + \frac{x_e}{2x_0} \right) \quad (3.13)$$

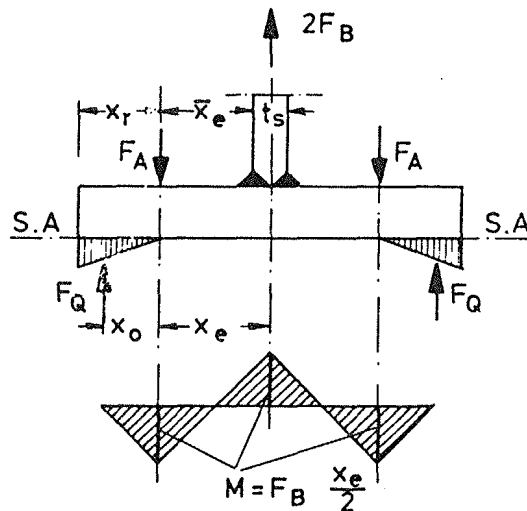


Bild 3.3 Rechenmodell für die Erhöhung der Vorspannkraft aus Hebelwirkung

Die Überlegungen können auch angewandt werden auf die T-Verbindung als vereinfachtes Modell der Kopfplattenverbindung im Überstandsbereich unter reinem Zug. Ermittelt man für die typischen Kopfplattenverbindungen des DAST-DStV-Ringbuches Werte x_e und x_0 , so gilt etwa

$$x_r \approx \frac{2}{3} \left(\bar{x}_e + \frac{t_s}{2} \right) = \frac{2}{3} x_e \quad .$$

Damit ist

$$x_0 = \frac{2}{3} x_r = \frac{4}{9} x_e \quad , \quad (3.14)$$

und die äußere Axiallast nach Gl. (3.13)

$$F_A = F_B \left(1 + \frac{9}{8}\right) \approx 2 F_B \quad . \quad (3.15)$$

Die auf die Schraube wirkende äußere Kraft F_A wäre also doppelt so groß wie die exzentrisch angreifende Betriebskraft F_B .

Mit F_A nach Gl. (3.15) kann nun über den Verspannungsfaktor Φ_K der auf die Schraube entfallende Kraftanteil F_{SA} errechnet und im Falle schwingender Beanspruchung die ermittelte Schraubennormalspannungsamplitude der dauerfest ertragbaren σ_{aD} gegenübergestellt werden. Wie der vorherige Abschnitt 3.2 gezeigt hat, ist jedoch σ_{aD} gerade so groß wie die mit einer Sicherheit von $\gamma_H = 1,5$ gegen Fugenklaffen errechnete Normalspannungsamplitude. Somit ist zu F_A nach Gl. (3.9) maßgebend und die zulässige exzentrisch angreifende äußere Betriebskraft zu F_B nach Gl. (3.15)

$$\begin{aligned} \text{zul } F_B &= \frac{\text{zul } F_A}{2} \quad , \\ \text{oder} \\ \text{zul } F_B &= 0,29 F_V \quad , \end{aligned} \quad (3.16)$$

mit F_V nach Gl. (3.4) . Bedingung (3.16) erfüllt also auch den Dauerfestigkeitsnachweis der hochfesten Schraube 10.9.

Das Ergebnis nach Gl.(3.15) kann sinnvoll interpretiert werden. Durchgeführte Spannungsmessungen (vergl. Abschnitt 5) an hochfesten voll vorgespannten Schrauben in T-Verbindungen zeigten nämlich, daß die aus einer äußeren Last F_B in der Schraube erzeugte ungewollte Biegerandspannung σ_b in etwa der gleichen Größe auftritt wie die Normalspannung σ_n . Wird also die Normalspannung verdoppelt, so wäre damit der Einfluß einer ungewollten Biegespannung miterfaßt. Für äußere schwingende Zugbeanspruchung im Schwellbereich wäre durch Verdoppelung der vorhandenen Normalspannungsamplitude dann ebenfalls der Einfluß einer Biegerandspannung der Schraube miterfaßt, wenn eine schwingende Biegerandspannung gleichviele oder mehr Lastspiele erträgt wie eine

gleichgroße Normalspannung über den ganzen Querschnitt und sich daher nicht ungünstiger auswirkt. Dies kann wohl angenommen werden und wird auch in der VDI 2230 unterstellt, obwohl im Schrifttum widersprüchliche Angaben hierzu zu finden sind /6/.

Das hier dargelegte Rechenmodell für die T-Verbindung wird in der Praxis auch schon benutzt. Es hat in ähnlicher Weise in der österreichischen Schraubennorm ÖNORM B 4600/11 seinen Niederschlag gefunden /6/ und beinhaltet auch den Fall c) in Bild 3.2 als Abschätzung zur sicheren Seite hin. In Gl. (3.13) wäre dann $x_0 \approx x_r$ einzusetzen, was einen etwas niedrigeren Vergrößerungsfaktor aus Hebelwirkung ergäbe.

4 Dauerschwingversuche

4.1 Übersicht

Das Ziel der Versuche ist, die Aussage der DASt-Ri 010 über die zulässige Größe von $0,6 \cdot F_V$ für eine in Achsrichtung schwingende äußere Kraft unter den realen Verhältnissen bei Kopfplattenverbindungen mit den im Stahlbau gängigen Abmessungen zu überprüfen. In Anlehnung an das DASt-DStV-Ringbuch "Typisierte Verbindungen im Stahlhochbau" werden daher Stirnplattenverbindungen mit HEA und IPE Profilen ausgesucht, die im Stahlbau am gebräuchlichsten sind, und im Hinblick auf den besonders ungünstigen Einfluß der Biegespannungen auf die Dauerhaltbarkeit der hochfesten Schraube im Überstandsbereich der Stirnplatte ausschließlich nicht bündige Stirnplattenstöße betrachtet. Um den Versuchsaufwand gering zu halten, wurde das Schwergewicht bei den experimentellen Untersuchungen auf T-Verbindungen gelegt, deren Abmessungen sich an den typisierten Stirnplattenstößen orientierten. Trägerversuche zeigen das dynamische Verhalten der hochfesten Schrauben 10.9 in realen Kopfplattenverbindungen unter Biegemomentenbeanspruchung.

Im Zuge der Versuchsdurchführung für die T-Versuchsstücke wurde festgestellt, daß bei der HE-A Reihe die Schwachstelle häufig die Schweißnaht war. Um nun bei den Biegeträgern einen vorzeitigen Bruch der Schweißnaht auf jeden Fall zu vermeiden, wurden HEB Profile verwandt, die einen dickeren Flansch haben und damit eine dickere K-Naht ermöglichen. Die Vergleichbarkeit mit den T-Versuchsstücken leidet nicht, da die geometrischen Abmessungen im Überstandsbereich für den IH 3 A und IH 3 B Stoß die gleichen sind.

Eine Übersicht zu den durchgeführten Dauerschwingversuchen an T-Verbindungen und realen Kopfplattenverbindungen gibt Tafel 4.1. In insgesamt 123 Dauerschwingversuchen wurde die Schwingfestigkeit von hochfesten schwarzen voll vorgespannten Schrauben der Güte 10.9, DIN 6914, in Stirnplattenverbindungen untersucht.

Gefragt war dabei die ertragbare Oberlast (Unterlast ≈ 0) am Zugblech der T-Verbindungen und als Einzellast in Trägermitte der Kopfplattenverbindungen (vgl. Bild 4.1 u. 4.2) für eine Grenzlastspielzahl von $2 \cdot 10^6$. Den Einstieg bei den T-Verbindungen gab in der Regel die äußere Last in der Größe $2 \cdot 60\%$ der planmäßigen Vorspannkraft F_V . Wurde die Grenzlastspielzahl ohne Bruch erreicht, so wurde der Versuch mit neuen Schrauben und einer höheren Oberlast wiederholt, bis der Schraubenbruch erzielt war. Bei vorzeitigem Bruch wurde analog die Oberlast abgesenkt. In den Fällen mit zum Plattenrand hin konzentrierten Kontaktlagen bei den T-Verbindungen sowie bei den Kopfplattenverbindungen wurden zum Einstieg die Dauerschwinglasten mit Hilfe der Ergebnisse der Dehnungsmessungen am Schraubenschaft (vgl. Kap. 5) gewählt.

Die 123 Dauerschwingversuche teilten sich auf in 83 Versuche an T-Verbindungen und 40 Trägerversuche mit Kopfplattenverbindungen.

Der Überstand der T-Stücke entsprach der Geometrie der Kopfplattenüberstände im Biege-Zug-Bereich der typisierten Stöße, der Stoß der Trägerversuche als typisierter Stoß IH 3B wurde direkt aus dem DAST-DStV-Ringbuch übernommen.

Tafel 4.1 läßt erkennen, daß neben dem Schraubendurchmesser M 16, M 20, M 24 auch die Stirnplattendicke t sowie über die Profile auch die Breite der Versuchskörper variiert wurden. Mit jeder Versuchsreihe der Tafel 4.1 ändert sich mindestens ein Parameter. Darüber hinaus wurde innerhalb einer Reihe nochmals die Lage der Kontaktzone durch belassenen Schweißverzug oder durch zusätzlich zwischengelegte Plättchen verändert.

Tafel 4.1: Übersicht zu den durchgeführten Dauerschwingversuchen an hochfesten Schrauben der Güte 10.9 an T-Verbindungen (I) und Kopfplattenverbindungen (II). Schrauben M 16, M 20, M 24

Versuchsreihe	Geometrie in Anlehnung an Typ.-Stoß		Hochfeste Schraube der Güte 10.9	Stirnplattendicke t [mm]		Anzahl der Versuche	Versuch Nr.
	DASt-Ringbuch	DAStV-Profil		DASt-Ringbuch	DAStV-gewählt		
I Versuche mit T-Verbindungen: Gesamtzahl 83							
0	IH 3 E	IPE 330	M 16	20	25	6	V1 - V6
1	IH 3 A	HE 260 A	M 20	20	20	38	1 - 38
2	IH 3 A	HE 260 A	M 20	20	30	12	39 - 50
3	IH 3 A	HE 220 A	M 16	20	20	8	51 - 58
4	IH 3 E	IPE 330	M 16	20	20	11	59 - 69
5	IH 3 A	HE 300 A	M 24	25	25	8	70 - 77
II Versuche mit Kopfplattenverbindungen (Trägerversuche): Gesamtzahl 40							
6	IH 3 B	HE 260 B	M 20	20	20	14	T 1 - T11 T33 - T35
7	IH 3 B	HE 260 B	M 20	20	30	15	T12 - T21 T36 - T40
8	IH 3 B	HE 220 B	M 16	20	20	11	T22 - T32

4.2 Versuchskörper

4.2.1 Schrauben

Die Tafel 4.2 gibt die Zusammenstellung der wichtigsten Daten aller in Dauerschwing- sowie später auch in Meßversuchen verwandten Schrauben-, Mutter- und Unterlegscheibentypen an. Die Zuordnung in Tafel 4.2 zu den in Tafel 4.1 benannten Versuchsreihen gibt Aufschluß über die Verwendung im Versuchsprogramm.

Tafel 4.2: Chemische Zusammensetzung und mechanische Eigenschaften der im Versuchsprogramm verwandten Schrauben, Muttern und Unterlegscheiben

Schraube	Mutter	Scheibe	Verwendung in Versuchsreihe Nr (Tafel 4.1)	Lieferwerk	Charge Nr.	Chemische Zusammensetzung						Mechanische Eigenschaften					
						C	Si	Mn	P	S	Cr	0,2% Dehngrenze R _{p0,2}	Zugfestigkeit R _m	Brinellhärte HB	Prüfkraft [kN]	bleibende Dehnung [10 ⁻⁶]	Festigkeit im Schräg-Zugversuch [N/mm ²]
						[x]											
H 16x70			3, 4, 8	Peiner Maschinen- und Schraubenwerke AG	926527	0,45	0,22	0,68	0,031	0,018	1,10	1045 - 1091	1102 - 1177	333 - 340	130	2 - 3	1083 - 1089
H 16x80		0			386562	0,44	0,20	0,76	0,022	0,012	1,14	1019 - 1026	1070 - 1083	329 - 337	130	2 - 3	1063 - 1083
H 20x75		1, 6			130153	0,41	0,23	0,73	0,023	0,014	1,09	1065 - 1079	1122 - 1135	335	203	2 - 3	1078 - 1080
H 20x95		2, 7			495526	0,43	0,26	0,76	0,016	0,026	1,16	1041 - 1094	1094 - 1151	333 - 345	203	2	1127 - 1151
H 24x90		5			178996	0,44	0,30	0,74	0,017	0,027	1,15	1028 - 1065	1082 - 1125	323 - 335	293	3 - 4	1094 - 1097
	H 16		0, 3, 4, 8		45506	0,48	0,28	0,67	0,040	0,037				272 - 282	164,9	In Ordnung	
	H 20		1, 2, 6, 7		40664	0,48	0,30	0,65	0,032	0,028				266 - 292	259,7	"	
	H 24		5		96938	0,47	0,27	0,63	0,020	0,034				275 - 292	374,2	"	
	∅ 17		0, 3, 4, 8		573956	0,42	0,18	0,60	0,021	0,017				285 - 313			
	∅ 21		1, 2, 6, 7		72885	0,43	0,21	0,76	0,018	0,018				310 - 321			
	∅ 25		5	70127	0,43	0,24	0,72	0,017	0,005				329 - 337				

Alle Schrauben, Muttern und Unterlegscheiben wurden von der Peiner Maschinen- und Schraubenwerke AG hergestellt, wo auch die chemischen Analysewerte erbracht und die Prüfungen für die mechanischen Eigenschaften durchgeführt wurden. Alle hochfesten Schrauben (DIN 6914) entsprechen in ihren geprüften Eigenschaften den Güteanforderungen der DIN 898 Teil 1. Alle Schrauben gleichen Durchmessers und gleicher Länge wurden jeweils aus einer Charge entnommen. Der Anlieferungszustand der Schrauben war schwarz, leicht geölt, alle Schraubengewinde schlußvergütet. Die in Tafel 4.2 genannten Analysen- und Prüfwerte für Muttern DIN 6915 genügen den Anforderungen der DIN ISO 898 Teil 2. Alle Muttern und Unterlegscheiben (DIN 6916) wurden in schwarzem leicht geöltem Zustand geliefert, gleiche Durchmesser waren wiederum gleichen Chargen entnommen.

4.2.2 T-Stücke

Für die insgesamt 83 Versuche an T-Verbindungen wurden 23 Prüfkörper (oder 46 T-Stücke) aus St 37-2 in 6 Grundtypen entsprechend Versuchsreihe 0 - 5 der Tafel 4.1 gefertigt. Statt einer Kehlnaht, die das Ringbuch vorsieht, wurde für die vorgesehenen dynamischen Lasteintragungen die Schweißnaht als K-Naht mit durchgeschweißter Wurzel und gutem Nahtübergang (Kerbfalleinstufung K 1 nach DIN 4132) ausgeführt.

Die detaillierte Zuordnung der einzelnen T-Stücke zu den 83 Versuchen zeigt Tafel 4.3 mit den Bezeichnungen nach Bild 4.1. Alle Platten der T-Stücke für Vorversuche (Reihe 0) wurden mittels Handschleifmaschine - ein im allgemeinen praxisüblichen Ver-

Tafel 4.3: Prüfkörper (T-Stücke) für Versuche mit T-Verbindungen

Dauerschwingversuche Versuchsreihe nach Tafel 4.1	T-Stück Nr.	Prüfkörper (2 T-Stücke) Nr.	verwendete Schrauben	Abmessungen [mm] (Bild 4.1)											Schweißspalt nach Herstellung s [mm]		Schweißverfahren	Luftspalt aus Schweiß- verzug unter voller Vorspannung vollständig beigezogen s = 0		
				x _e	\bar{x}_e	x _R	d _L	t	b	b _S	b _U	l _p	t _S	l _S	Einzelw.	Mittelw.				
0	V1, V2	V1a V1b	KV 1 ¹⁾	M16 x 80	36	30	25	18	25	90	80	5	122	12	250					
	V3, V4	V2a V2b	KV 2 ¹⁾																	
	V5, V6	V3a V3b	KV 3 ¹⁾																	
1	1 - 10	1a 1b	K 1 ²⁾	M20 x 75	46	40	30	22	20	150	130	10	152	12	250					
	11 - 15	2a 2b	K 2 ²⁾																	
	16, 17	3a	K 3 ²⁾																	
	21 - 29	3b																		
	18 - 20	4a 4b	K 4 ²⁾																	
	30 - 33	5a 5b	K 5 ²⁾																	
1	36, 37	6a 6b 7a 7b	K 6 ^{2,3)}	M20 x 75	46	40	30	22	20	150	130	10	152	12	250					
	34	8a 8b	K 8																	
	35	9a 9b	K 9																	
	38	10a 10b	K 10																	
		11a 11b	K 11																	
2	39	12a 12b	K 12	M20 x 95	48	40	30	22	30	150	130	10	156	16	250					
2	40 - 44	13a 13b	K 13 ³⁾																	
2	45 - 50	14a 14b	K 14	M20 x 95	48	40	30	22	30	150	130	10	156	16	250					
3	51 - 53, 55, 56	15a 15b	K 15																	
3	54, 57, 58	16a 16b 17a 17b	K 16	M16 x 70	36	30	25	18	20	130	110	10	122	12	250					
3	54, 57, 58	16a 16b	K 16																	
4	59, 60	18a 18b	K 18	M16 x 70	36	30	25	18	20	100	80	10	122	12	250					
	61, 62	19a 19b	K 19																	
	63 - 69	20a 20b	K 20																	
5	70 - 73, 76	21a 21b	K 21	M24 x 90	57	50	35	26	25	170	150	10	184	14	250					
	74, 75	22a 22b	K 22																	
	77	23a 23b	K 23																	
		23a 23b	K 23																	

¹⁾ Vorversuche, Kopfplatten "technisch eben" (bearbeitet)

²⁾ Kopfplatten "technisch eben" (nachgerichtet)

³⁾ Nur für Dehnungsmessungen

⁴⁾ Nach Dehnungsmessung "technisch eben" gerichtet

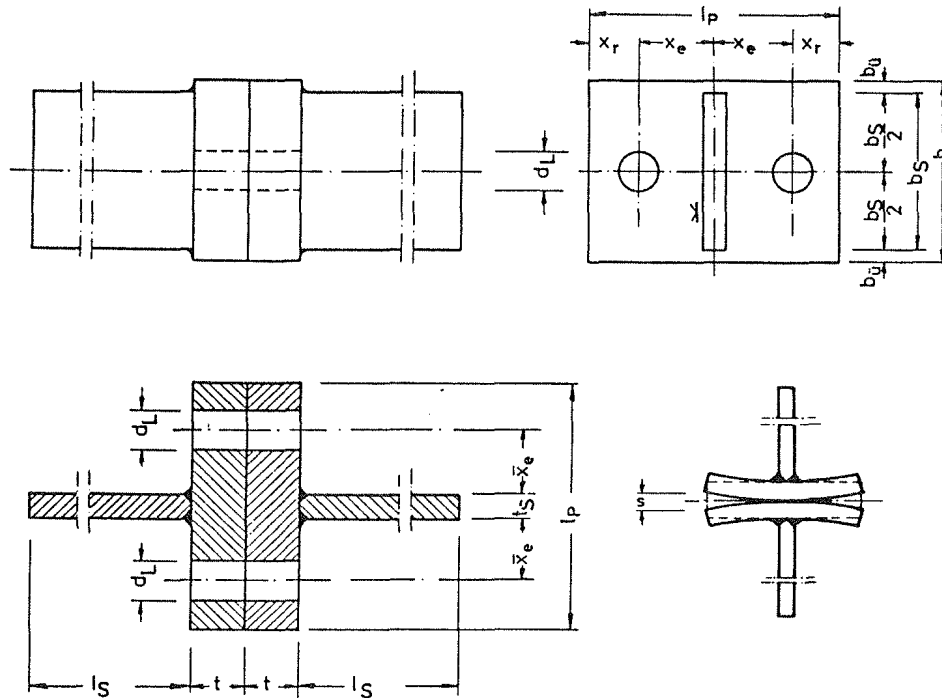


Bild 4.1: Abmessungen der Prüfkörper für T-Verbindungen (vergl. Tafel 4.3)

fahren - "technisch eben" bearbeitet. Wegen der besonderen Bedeutung der Lage der Kontaktzone zwischen den Kopfplatten, wurde bei der Mehrzahl der späteren T-Stücke ein Schweißverzug (Tafel 4.3) in den Kopfplatten belassen, um so eine definierte mittige Lage der Kontaktzone zu erreichen. Lediglich die Prüfkörper K 1 - K 6 (Versuch Nr. 1 - 33) der Versuchsreihe 1 wurden mit der Flamme vollständig nachgerichtet.

Alle T-Stücke mit belassenem Schweißverzug wurden schutzgasverschweißt, mit Schutzgasautomatenschweißdraht 1,2 mm (DIN 17006, DIN 8559) bei 200 Amp. Es ergeben sich Schweißverzüge $0,5 \text{ mm} \leq s \leq 1,5 \text{ mm}$. Prüfkörper K 10 und K 14 wurden mit verstärkten Zugblechen $t_s = 25 \text{ mm}$ ausgeführt, da bei den Versuchen mit mittiger Kontaktzonenlage vermehrt Dauerschwingbrüche in den Schweißnähten auftraten. Als Ursache hierfür ist der Spannungshügel aus der Lastkonzentration infolge Einzellasteintragung der Schrauben zu nennen. An dieser Stelle sei auf die Dehnungsmessungen am Zugblech von T-Stücken verwiesen (Kap. 6). In Tafel 4.3 aufgeführt sind auch solche Versuchskörper, die ausschließlich für

statische Dehnungsmessungen an den Schrauben und am Zugblech verwandt wurden. Diese T-Stücke konnten deshalb nicht für weitere Schwingversuche nochmals gebraucht werden, weil sie sich wegen Dehnungsmessungen bis an die Grenze des elastischen Bereiches der Schrauben an einigen Stellen schon plastisch verformt hatten. Insbesondere auch der Schweißverzug der Platten sollte für die Schwingversuche in ursprünglicher Form vorhanden sein.

4.2.3 Biegeträger mit Kopfplatten

Für die Trägerversuche (Versuchsreihe 6, 7, 8 in Tafel 4.1 mit drei Kopfplattenanschlüssen des Typs IH 3 B (Versuchsreihe 7 mit verstärkter Kopfplatte) wurden 6 Biegeträgerstücke HE 260 B, $l = 850$ mm und 2 Biegeträgerstücke HE 220 B, $l = 850$ mm jeweils beidseitig mit Kopfplatten versehen. Die Abmessungen zeigt Bild 4.2. Die detaillierte Aufgliederung mit Durchnummerierung aller 40 Trägerversuche T 1 bis T 40 ist in Tafel 4.9 enthalten.

Die Schweißnähte (Flanschnähte) wurden im Zugbereich wieder als K-Nähte mit durchgeschweißter Wurzel und bearbeiteten Nahtübergängen (DIN 4132, Kerbfall K 1), im Bereich des Steges und des Druckflansches als Doppelkehlnähte ausgeführt. Geschweißt wurde von Hand mit basischen Elektroden E 5154 B 10, DIN 1913, $\phi 3,25$ bis 5 mm bei Stromstärken von 140 bis 210 Amp.

Bei Trägerpaar Nr. 1 wurde der Schweißverzug der Kopfplatten zunächst vollständig belassen, was an dem Kopfplattenende im Bereich des Überstandes (s. Bild 4.2) zu einem Verzug von ca 6 mm führte. Bei aneinandergelegten Kopfplatten war somit ein Spalt von ca. 12 mm vorhanden. Der Versuch, den Verzug durch plastisches Beiziehen auf kaltem Wege zu reduzieren, indem 10.9 Schrauben unter Zuhilfenahme von Keilunterlegscheiben vorgespannt wurden, wurde an den Trägerseiten B mit einem Bruch in der Schweißnaht beendet, gelang aber an den Trägerenden A, wo nach Lösen der Schrauben der Schweißverzug je Kopfplatte auf ca. 2 mm reduziert war. Es wird hier darauf hingewiesen, daß ein Schweißverzug in der ursprünglichen Größenordnung (Spalt 12 mm!) ein

Anziehen der hochfesten Schrauben entsprechend der Vorschrift nicht gestattet. Das einseitige Anliegen der Mutter führt beim Anziehen zum Fressen des Gewindes und damit zu einer Reduzierung der Vorspannkraft. Eine solche Schweißverformung ist nicht zu gebrauchen.

Bei den übrigen Biegeträgern wurden demgemäß die Schweißer angewiesen, den im Endzustand verbleibenden Schweißverzug zu begrenzen, wobei als Richtwert ein erwünschter Spalt von ca. 5 mm vorgegeben wurde. Durch fachkundiges Richten der Kopfplatten mit der Flamme vor und während des Schweißvorganges gelang es, Schweißverzüge in der geforderten Größenordnung zu erhalten (vgl. Tafel 4.9).

Nach dem Fertigen der Trägerhälften wurden diese in der Werkstatt probeweise zusammengebaut, um sicherzustellen, daß beide Stirnplattenkanten gleich abschließen. Eine leicht überstehende Kopfplatte wurde nachgeschliffen, um in den späteren Versuchen eine gleichmäßig verteilte Lasteintragung in beide Kopfplatten zu gewährleisten (vgl. Kap. 4.3)

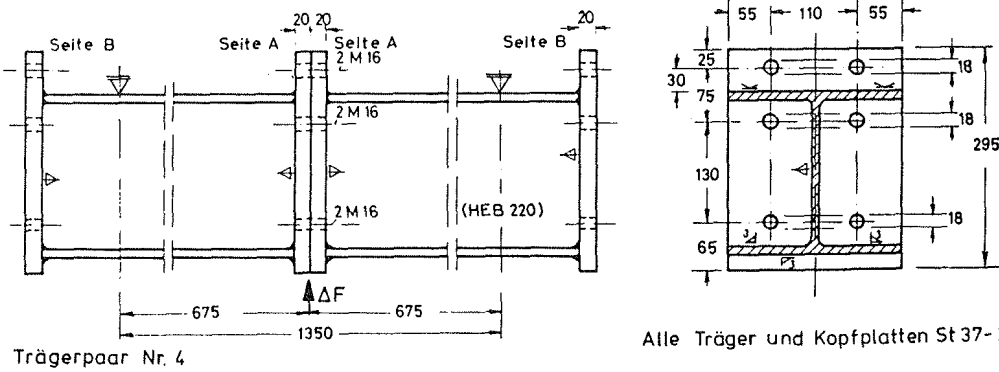
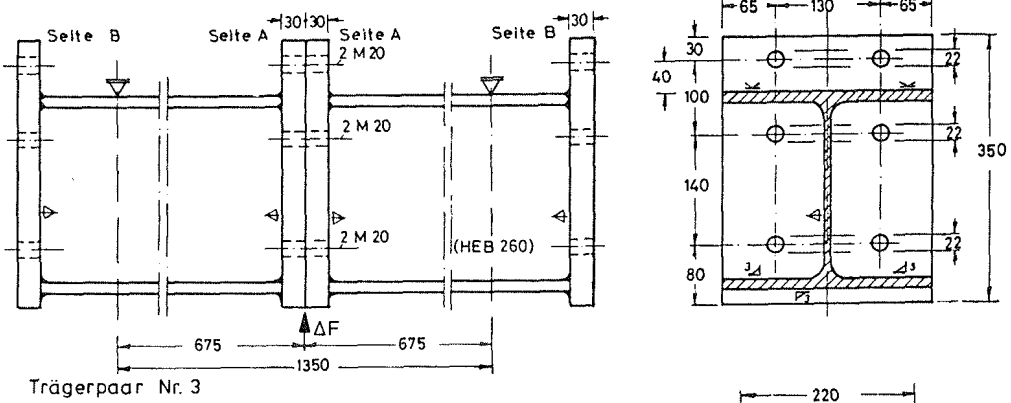
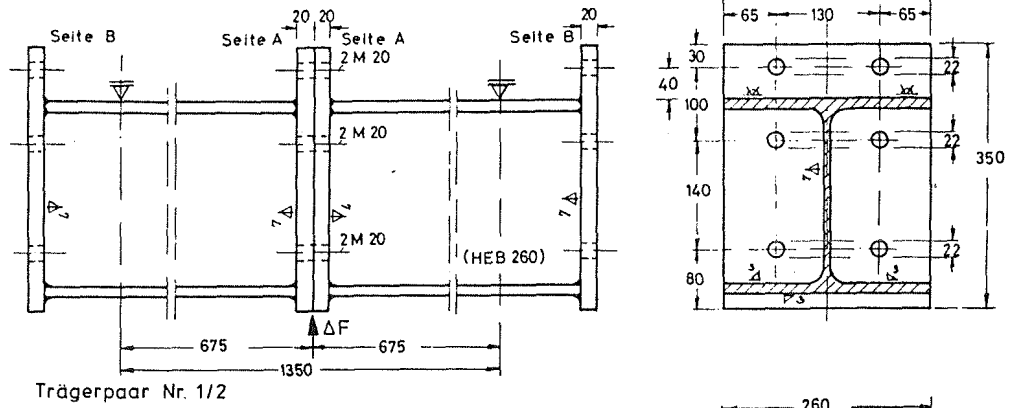


Bild 4.2: Biegeträger für Dauerschwingversuche mit Kopfplattenverbindungen

4.3 Versuchsdurchführung

Für unsere Versuche standen eine Universal-Prüfmaschine der MFL Prüf- und Meßsysteme GmbH vom Typ "HUS 60" mit einer maximalen statischen Prüflast von 600 kN (hydraulische Steuerung) sowie eine Einzelprüfzylinderanlage der Firma Losenhausen mit 400 kN MAN-Prüfzylinder (ölhydraulische Steuerung mit Pulsator) zur Verfügung. Beide Maschinen erfüllen die Anforderungen der Güteklasse I für Prüfmaschinen. Bild 4.3 zeigt die Prüfmaschine "HUS 60" mit zugehöriger Steuereinheit, auf der alle Dauerschwingversuche an T-Verbindungen sowie der überwiegende Teil der Dauerschwingversuche an den Biegeträgern durchgeführt wurden. Alle Dauerschwingversuche wurden mit sinusförmig schwingender Belastung im Zugschwellbereich bei einem Lastfrequenzgang von 5 - 10 Hz gefahren.

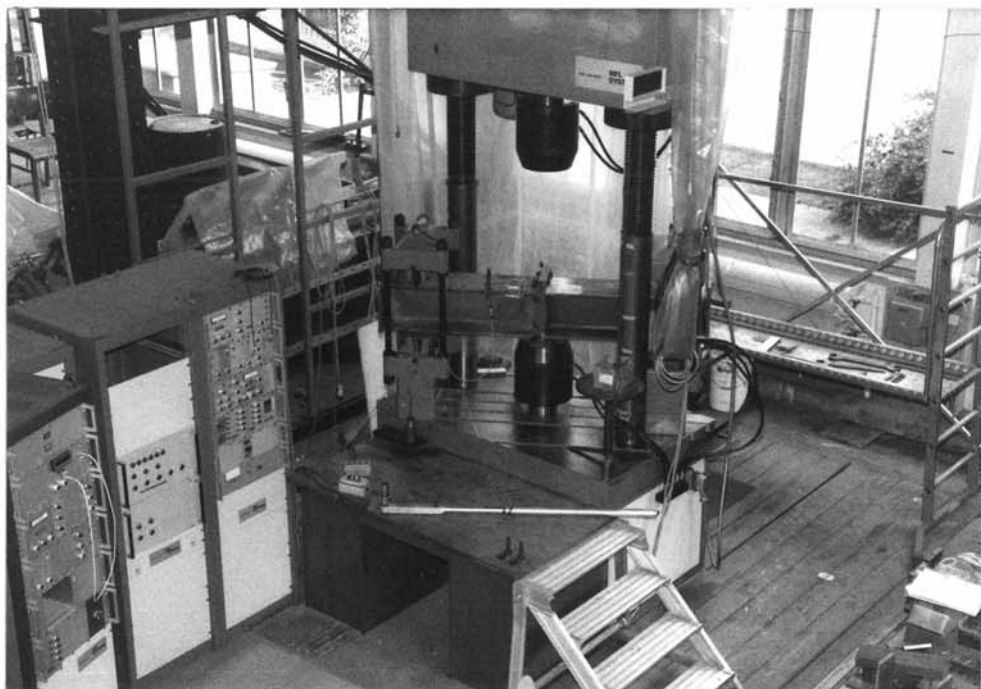


Bild 4.3: Prüfmaschine "HUS 60" mit zugehöriger Steuereinheit

Bei den T-Verbindungen wurden die Zugbleche der T-Stücke direkt in die Einspannköpfe der Prüfanlage gespannt. Sobald die T-Stücke unter leichtem Druck gegeneinandergefahren waren, konnten die hochfesten Schrauben mit dem Drehmomentenschlüssel angezogen werden. Wegen der ölhydraulischen Steuerung mußten die Schwingversuche mit einer geringen Unterlast von 2 kN gefahren werden. Bild 4.4 zeigt einen Versuchskörper im eingebauten Zustand.

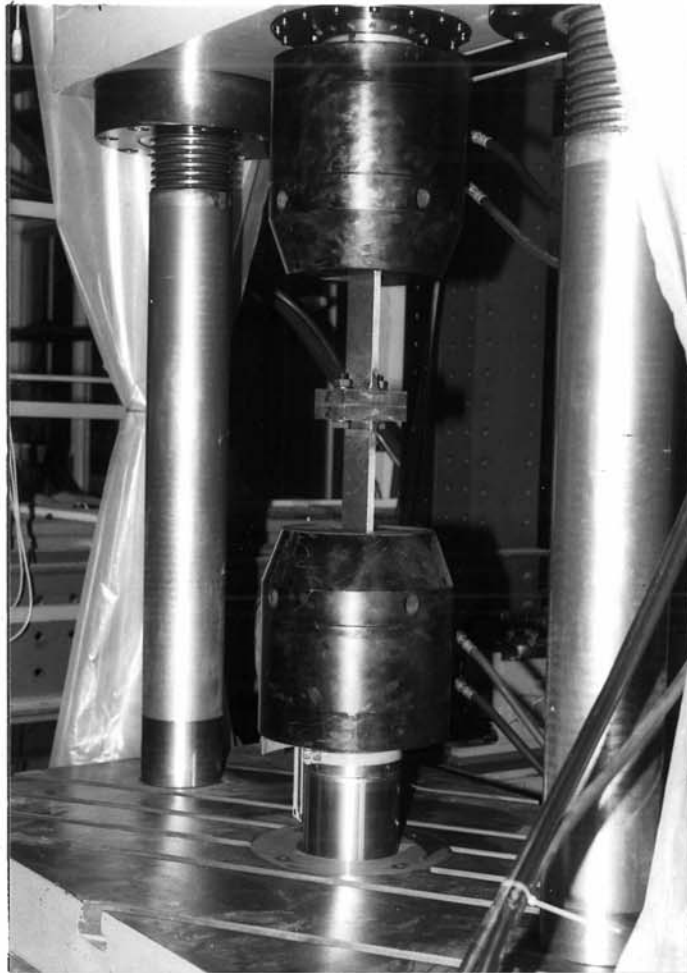


Bild 4.4: T-Verbindung in verspanntem Zustand, Versuchsanlage HUS 60. Unterer Zylinderkopf beweglich

Für die Trägerversuche wurden auf der "HUS 60" zusätzliche Biegevorrichtungen montiert, die den Einbau der Versuchskörper mit der vorgesehenen Stützweite $l = 1,35$ m gestatten. Bewegliche Auflager sind dabei mit verschieblichen Auflagerschneiden realisiert. Die mittige Einzellast an der Unterkante beider hochfest verschraubter Kopfplatten wurde mit Hilfe des ölhydraulisch gesteuerten Druckzylinders eingeleitet. Obwohl schon bei der Fertigung darauf geachtet worden war, daß beide Kopfplatten gleich abschließen, wurde zusätzlich auf den Zylinderkopf weiches Metall (Aluminiumplatte) gelegt, um eine gleichmäßige Krafteinleitung in beide Kopfplatten sicherzustellen. Bild 4.5 zeigt Biegeträgerpaar Nr. 1 (HE 260 B mit M 20, $t = 20$ mm) im eingebauten Zustand, Bild 4.6 den in die Einzelzylinderprüfanlage mit 400 kN MAN-Zylinder fertig eingebauten Träger Nr. 2. Die Träger wurden hier mit untenliegendem Zugflansch geprüft. Die Last, die über die Zylinderköpfe mit hydraulisch geschmierten Gelenken eingeleitet wurde, wurde durch unterlegte Holzplättchen auf beide Kopfplatten gleichmäßig verteilt (Bild 4.7). Die beiderseits verschieblichen Auflager wurden als Rollenlager ausgebildet, wie in Bild 4.8 dargestellt. Wegen der ölhydraulischen Steuerung der Zylinderköpfe und der gegenüber den Dauerschwingversuchen an T-Verbindungen erhöhten Kolbenwege wurde für alle Trägerversuche auf beiden Prüfanlagen eine Unterlast von 15 kN festgelegt.

Alle hochfesten Schrauben der Güte 10.9 wurden mit Drehmomentenschlüsseln mit dem nach DAST-Ri 010 /1/ erforderlichen Anziehmoment angezogen.

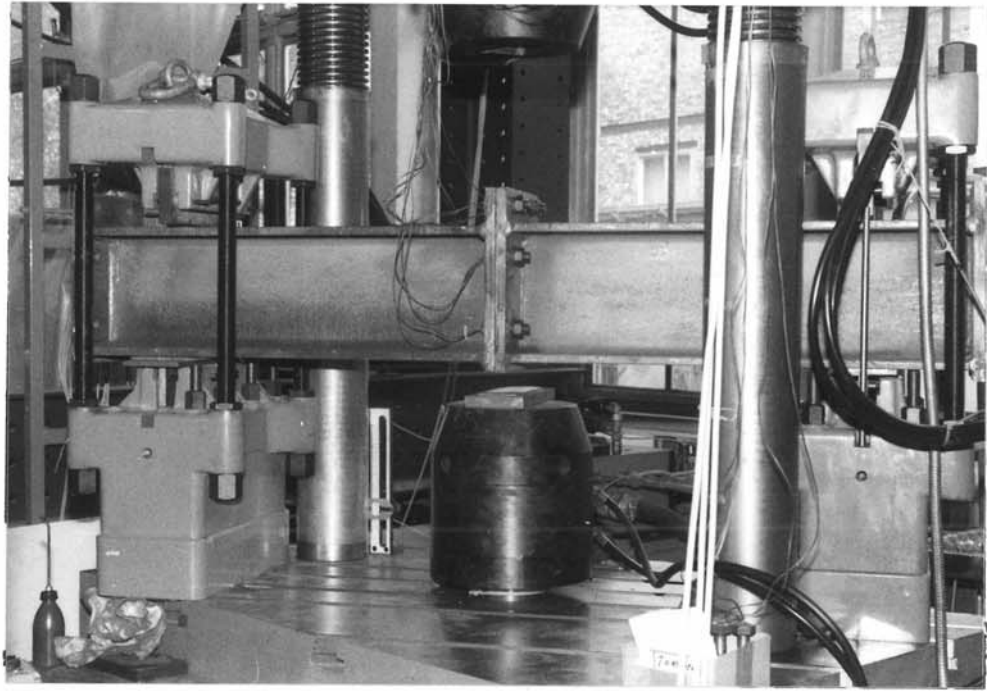


Bild 4.5: Biegeträger mit Kopfplattenstoß in Prüfmaschine HUS 60. Druckkolben abgesenkt

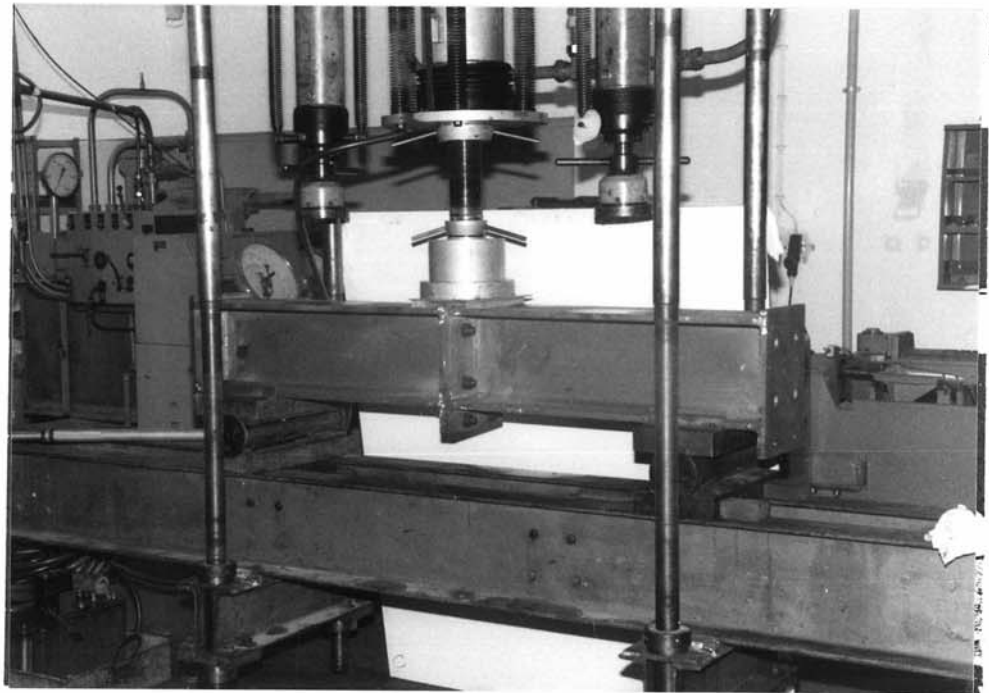


Bild 4.6: Biegeträger mit Kopfplattenstoß unter 400 kN MAN-Prüfzylinder

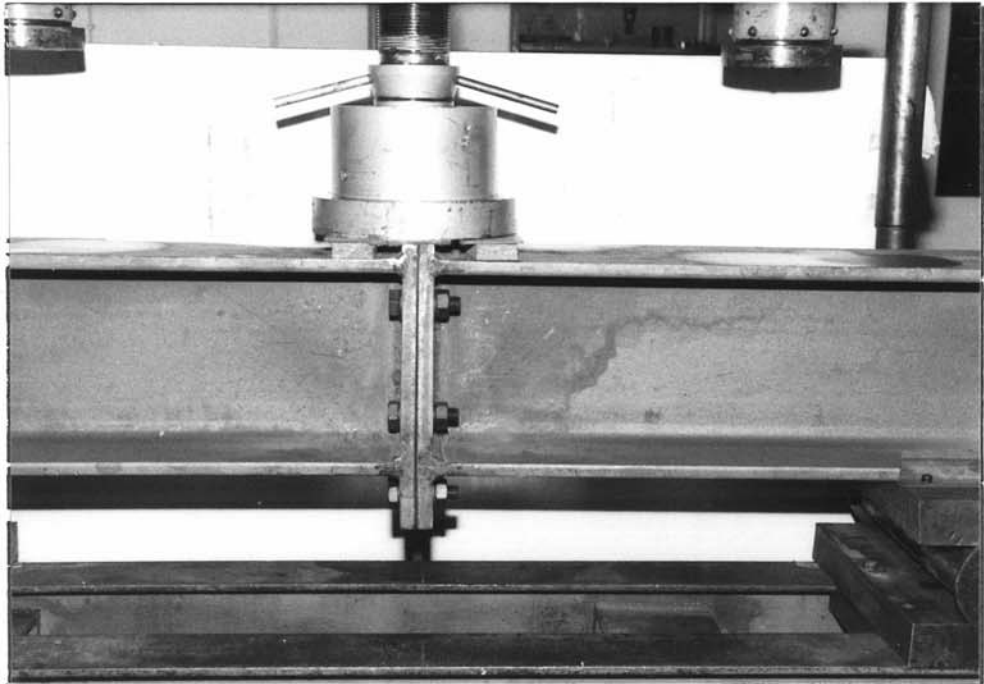


Bild 4.7: Detailpunkt: Lasteintragung in Biegeträgeranschluß mit 400 kN MAN-Prüfzylinder

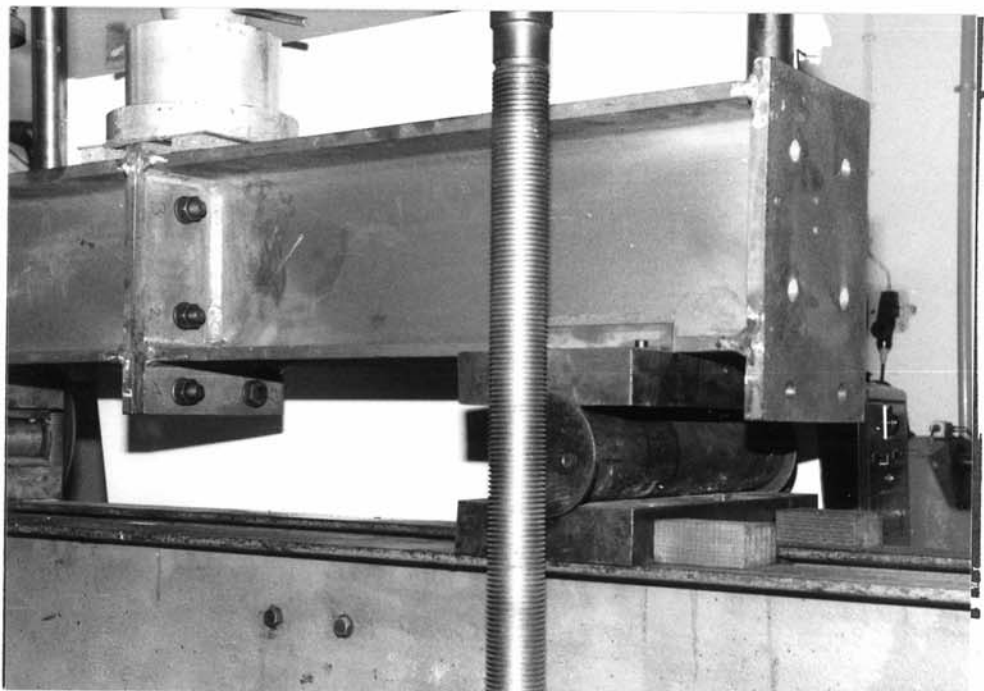


Bild 4.8: Detailpunkt: Auflagerung der Biegeträger in Einzelzylinderprüfanlage

4.4 Ergebnisse der Schwingversuche mit T-Verbindungen

4.4.1 Vorversuche mit hochfesten Schrauben M 16 und Kopfplattendicke $t = 25$ mm; Versuchsreihe 0

Vor Beginn der Hauptversuche wurden zunächst Dauerschwingversuche mit äußeren Betriebslasten F_B im Bereich der nach der DAST-Ri 010 /1/ zulässigen axialen Zugschwelllast $0,6 F_V$ je Schraube gefahren. Um die Biegespannung in den hochfesten Schrauben gering zu halten, wurden im Vergleich zum Schraubendurchmesser M 16 relativ dicke Kopfplatten mit $t = 25$ mm gewählt. Für die 6 Vorversuche V 1 - V 6 standen 3 Prüfkörper (siehe Tafel 4.3) zur Verfügung. Die Ebenheit der Kopfplatteninnenflächen ist als "technisch eben" ausgewiesen, da eine augenscheinliche Vorkrümmung der Innenflächen infolge Schweißverzugs wegen der Bearbeitung der Kopfplatteninnenflächen mit einer Handschleifmaschine nicht erkennbar war. Bei allen Versuchen hielten die T-Stücke - insbesondere deren Schweißnähte - der Dauerbelastung stand, so daß Brüche, wie beabsichtigt, nur in Schrauben auftraten. Alle T-Stücke wurden nach Auswechseln der Schrauben je einmal wiederverwendet. Das Ergebnis der 6 Vorversuche zeigt Tafel 4.4.

Tafel 4.4: Ergebnisse der Vorversuche mit M 16 und Kopfplatten $t = 25$ mm

Versuch Nr.	Prüfkörper Nr.	Zugschwelllast je Schraube F_B [kN] ($F_V = 100$ kN)	Ertragene Lastspielzahl $N \cdot 10^3$	Durchläufer	Bemerkung
V1	KV1	60	4000	X	
V2	KV1	80	834		
V3	KV2	70	184		
V4	KV2	60	1700		Abriß eines Schraubenkopfes
V5	KV3	60	63		
V6	KV3	60	124		

Es ist anzumerken, daß bei Versuch Nr. V 4 Abreißen des Schraubenkopfes zum Versagen führte. Als Bruchursache wäre damit ein Fehler in der Schraube denkbar, jedoch liefert das Bruchbild hierzu keine weiteren Hinweise. Bei allen anderen Versuchen traten die Schraubenbrüche wie erwartet im ersten tragenden Gewindegang auf. Bei den bereits nach Lastspielzahlen $N = 63000$ und $N = 124000$ gebrochenen Schrauben der Versuche Nr. V 5 und V 6 ist hervorzuheben, daß bei Prüfkörper KV 3 vor Versuchsbeginn, jedoch nach Aufbringen der Schraubenspannung ein geringer Spalt ($< 0,5$ mm) zwischen den Kopfplatten auf der Seite der später gebrochenen Schrauben (b) festgestellt wurde. In Bild 4.9 ist dies schematisch veranschaulicht. Die bekannte Hebelwirkung bei Kontaktzone außen führte also hier zu dem vorzeitigen Versagen der Schraube b in beiden Versuchen.

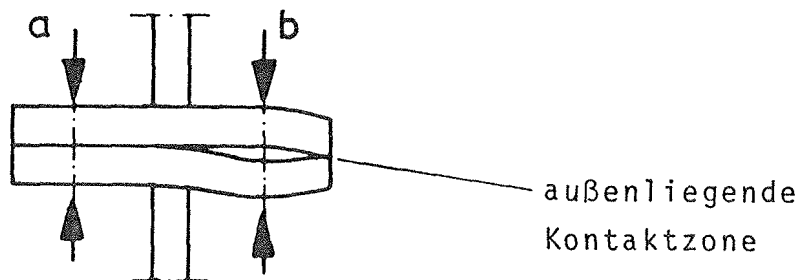


Bild 4.9: Schematische Darstellung des Prüfkörpers Nr V 3 mit ungünstig aneinander anliegenden Kopfplattenflächen (Kopfplatten "technisch eben")

Die Ergebnisse der Vorversuche lassen bereits erkennen, daß eine durch die dicken Kopfplatten weitgehend realisierte axiale also zentrische Zugschwelllast von $0,6 F_V$ von den vorgespannten hochfesten Schrauben in der untersuchten T-Verbindung nicht in allen Fällen dauerhaft ertragen wird. Wesentliche Ursache für das breite Streufeld der Ergebnisse ist dabei eine von Prüfkörper zu Prüfkörper unterschiedliche Lage der Kontaktzone zwischen den Kopfplatten der T-Stücke.

Die Forderung nach "technischer Ebenheit" der Kopfplatten ist also nicht ausreichend, um die Ertragbarkeit einer äußeren Betriebslast von $F_B = 0,6 F_V$ selbst bei weitgehend ausgeschalteter Biegebeanspruchung der Schraube zu gewährleisten.

4.4.2 Versuche mit hochfesten Schrauben M 20 und Kopfplattendicke $t = 20$ mm; Versuchsreihe 1


Mit dieser Versuchsreihe 1 (Tafel 4.5) sollte das Streufeld ermittelt werden, wenn - wie in der Praxis üblich - Plattendicke gleich Schraubendurchmesser ist und damit zusätzlich zur axialen Beanspruchung eine Biegebeanspruchung der Schraube infolge elastischer Nachgiebigkeit der Kopfplatte auftritt.

Die Ergebnisse der 38 Dauerschwingversuche an T-Verbindungen in Anlehnung an den Kopfplattenstoß IH 3 A mit HE 260 A gemäß DAST-DStV-Ringbuch /1/ mit hochfesten Schrauben M 20 (alle Schrauben dieser Versuchsreihe aus einer Charge) und $t = 20$ mm dicken Kopfplatten sind den Bildern 4.10 bis 4.13 sowie Tafel 4.5 zu entnehmen. Die Auftragung der Versuchsergebnisse erfolgt im doppellogarithmischen Maßstab.

Diese Bilder enthalten auch Ergebnisse niederländischer /24/ und japanischer /25/ Dauerschwingversuche an HV-verschraubten T-Verbindungen. Zu beachten sind die unterschiedlichen Plattenabmessungen und -werkstoffe sowie Schraubenvorspannungen und -güten. Im Gegensatz zu den in Hannover gewählten T-Verbindungen wurden im Ausland coupierte I-Trägerstücke in der T-Verbindung verwandt, so daß dort die Formgebung der Kopfplatten nicht durch Schweißen beeinflusst ist und die Platten durchweg "technische Ebenheit" besitzen. Die zitierten Ergebnisse sind den Hannoverschen zwar nicht direkt vergleichbar, jedoch gestatten sie immerhin eine Einordnung der eigenen Versuchsergebnisse.

Bild 4.10 enthält die Ergebnisse der eigenen Versuche Nr. 1 - 20 der Dauerschwingversuche an T-Verbindungen, die zum Ausgleich des Schweißverzuges mit der Flamme gerichtet - also "technisch ebene" - Kopfplatten haben. Die benutzten 4 Prüfkörper wurden

Tafel 4.5: Ergebnisse der Dauerschwingversuche an hochfesten Schrauben der Güte 10.9, M 20 in T-Verbindungen in Anlehnung an Stirnplattenstöße mit HE 260 A, Versuchsreihe 1, Kopfplattendicke $t = 20$ mm

Versuch Nr.	Prüfkörper Nr.	Formgebung der Kopfplatten	Plättchen zwischen d. Kopfplatten Lage: M=Mitte S=Schraube R=Rand	Vorspannmoment nach DASt-R1 010	Ermüdungsbruch in der Schweißnaht	Ermüdungsbrüche an Schrauben:  Schraube	Zugschwelllast $2F_B$ kN (Unterlast $2F_{Bu} = 2$ kN)	Ertragene Lastspiele $N \cdot 10^3$	siehe Bild	Bemerkungen
1	K 1	techn.eben		75%		a + b	192	171		
2	K 1	"		75%		a + b	160	1570		
3	K 1	"		75%		b	150	1983		
4	K 1	"		100%			160	2000		
5	K 1	"		100%			170	2000		
6	K 1	"		100%			190	2000		
7	K 1	"		100%		b	200	484		Kopfplatten bleibend verformt.
8	K 1	"		100%		b	195	1127		
9	K 1	"		100%		b	190	189		
10	K 1	"		100%		b	190	211		
11	K 2	"		100%		a + b	190	128	4.10	
12	K 2	"		100%		a + b	170	316		
13	K 2	"		100%		a	160	1027		
14	K 2	"		100%			150	2000		
15	K 2	"		100%	+		155	> 1666		
16	K 3	"		100%		a + b	160	63		
17	K 3	"		100%		a + b	160	46		
18	K 4	"		100%			160	2000		
19	K 4	"		100%			180	2000		
20	K 4	"		100%	+		200	> 600		
21	K 3	"	R	100%		b	160	25	4.11	
22	K 3	"	M	100%			190	2000	4.13	
23	K 3	"	R	100%		a + b	130	57		
24	K 3	"	R	100%			50	2000	4.11	
25	K 3	"	R	100%		a + b	80	232		
26	K 3	"	S	100%		b	120	261		
27	K 3	"	S	100%			80	2000		
28	K 3	"	S	100%			90	2000		
29	K 3	"	S	100%	+		100	> 133	4.12	
30	K 5	"	S	100%			100	2000		
31	K 5	"	S	100%		a	110	766		
32	K 5	"	M	100%			240	2000		
33	K 5	"	M	100%	+		280	> 1080		
34	K 8	m.Schweißverzug		100%	+		250	> 301		
35	K 9			100%	+		200	> 486		
36	K 7	techn.eben	M	100%			200	2000	4.13	
37	K 7	"	M	100%	+		220	> 256		
38	K 10	m.Schweißverzug		100%	+		250	> 1199		

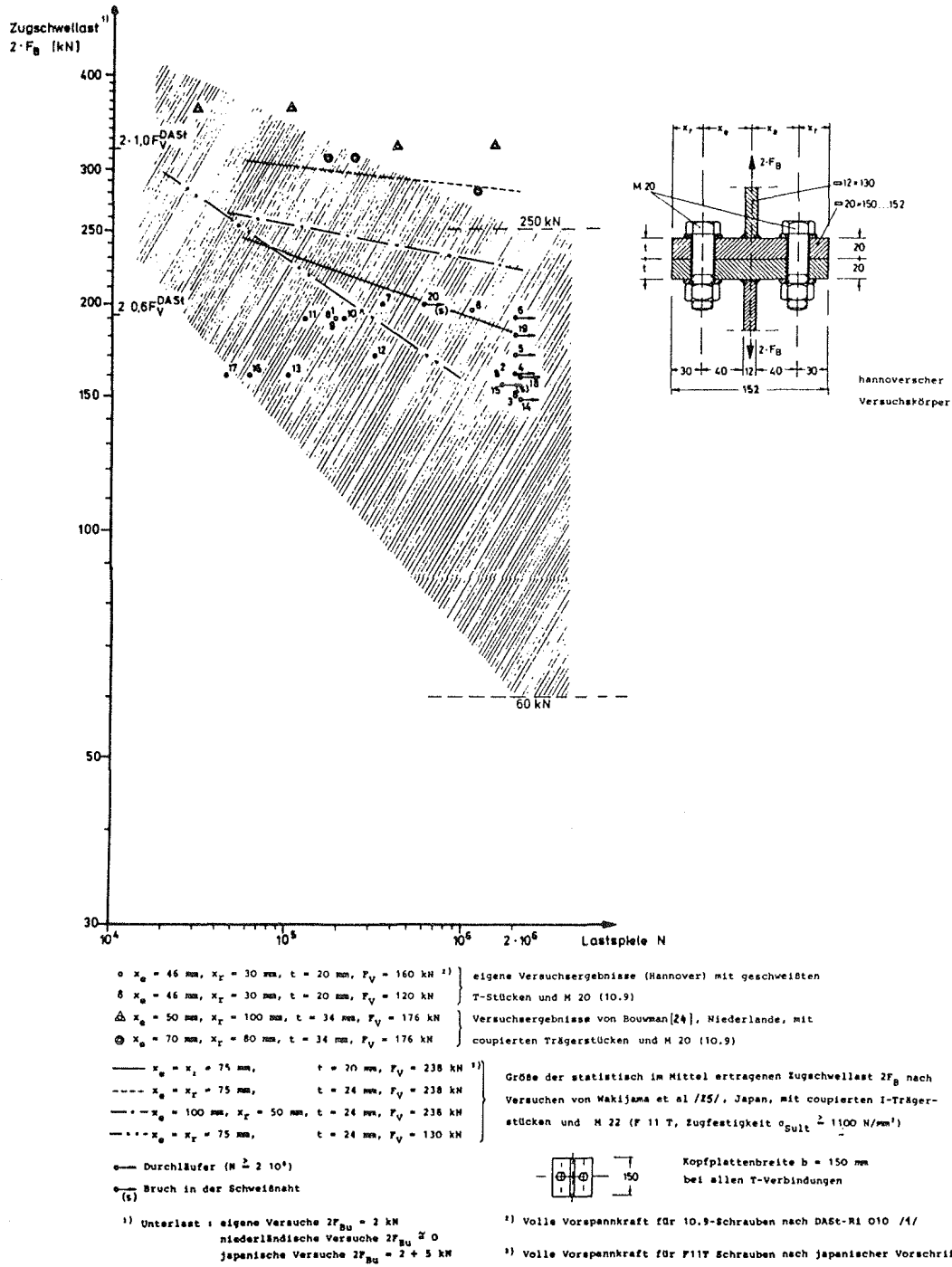


Bild 4.10: Zugschwellversuche an hochfesten Schrauben der Güte 10.9 in T-Verbindungen, Versuchsreihe 1 (Tafel 4.1). Warmgerichtete und "technisch ebene" Kopfplatten ohne unmittelbar erzwungene Lage der Kontaktzone

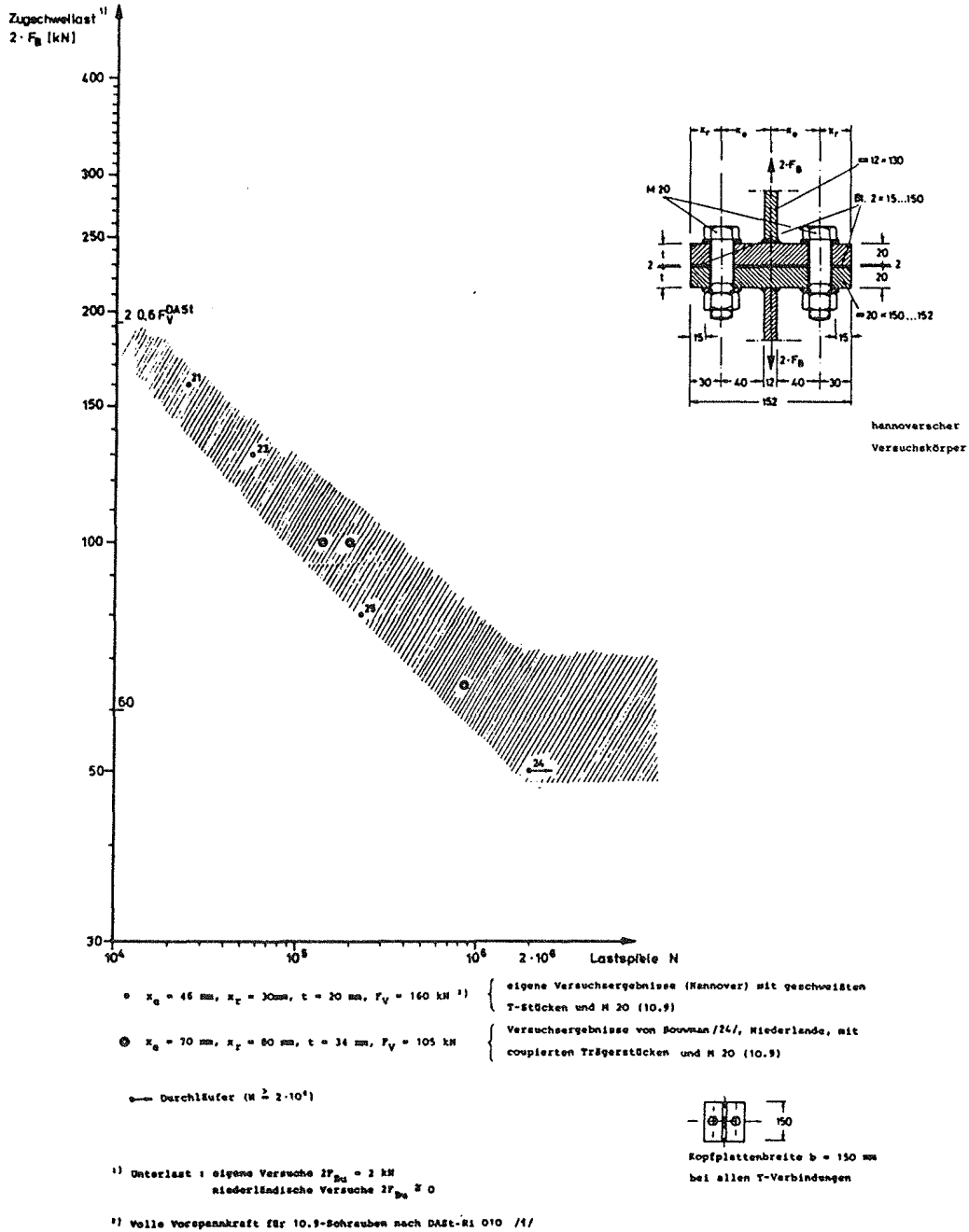


Bild 4.11: Zugschwellversuche an hochfesten Schrauben der Güte 10.9 in T-Verbindungen, Versuchsreihe 1 (Tafel 4.1). Erzwungene Kontaktzone durch Zwischenplättchen am Kopfplattenrand

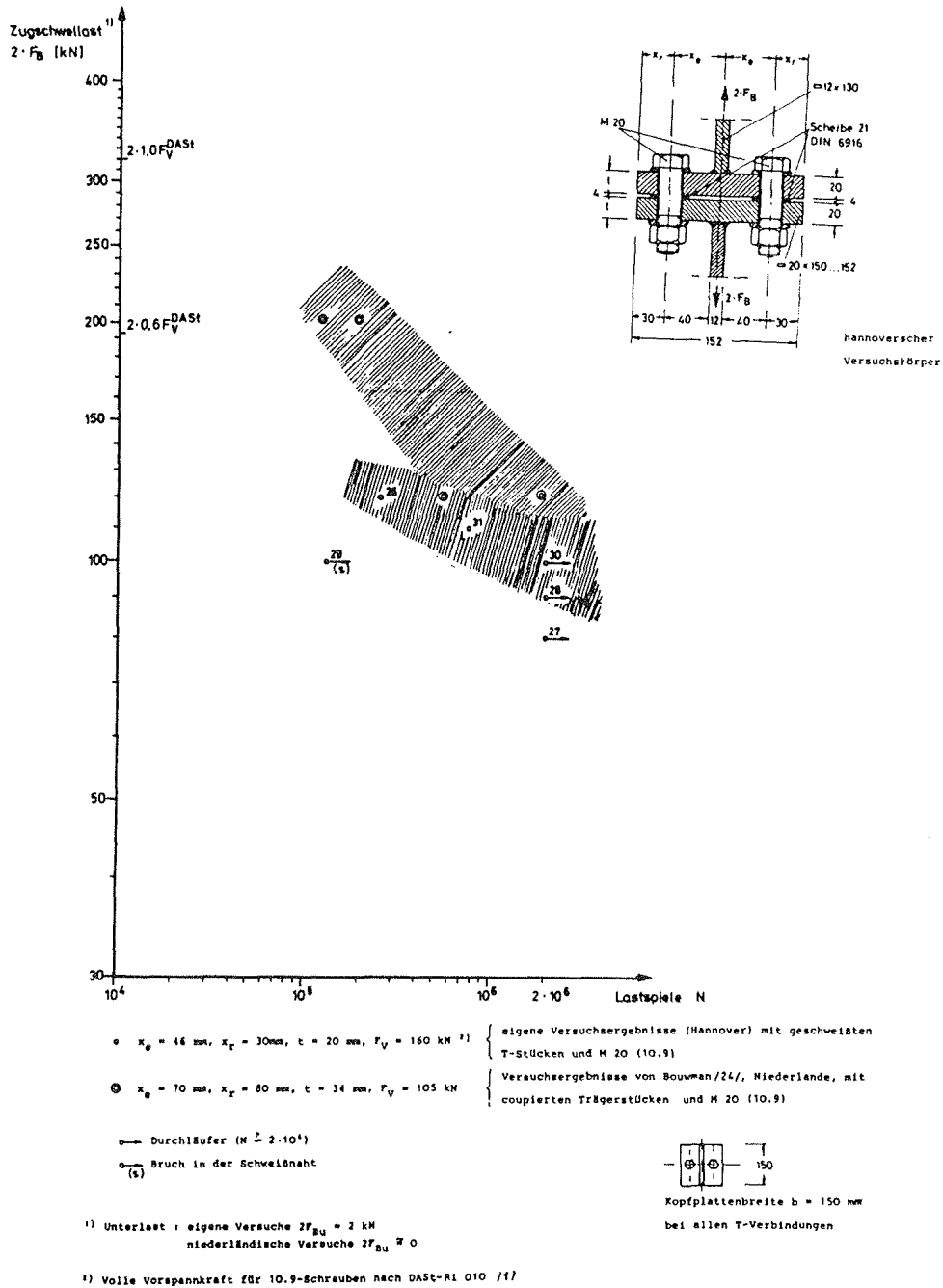


Bild 4.12: Zugschwellversuche an hochfesten Schrauben der Güte 10.9 in T-Verbindungen, Versuchsreihe 1 (Tafel 4.1). Erzwungene Kontaktzone durch Kreiszwischenplättchen im Bereich der Schrauben

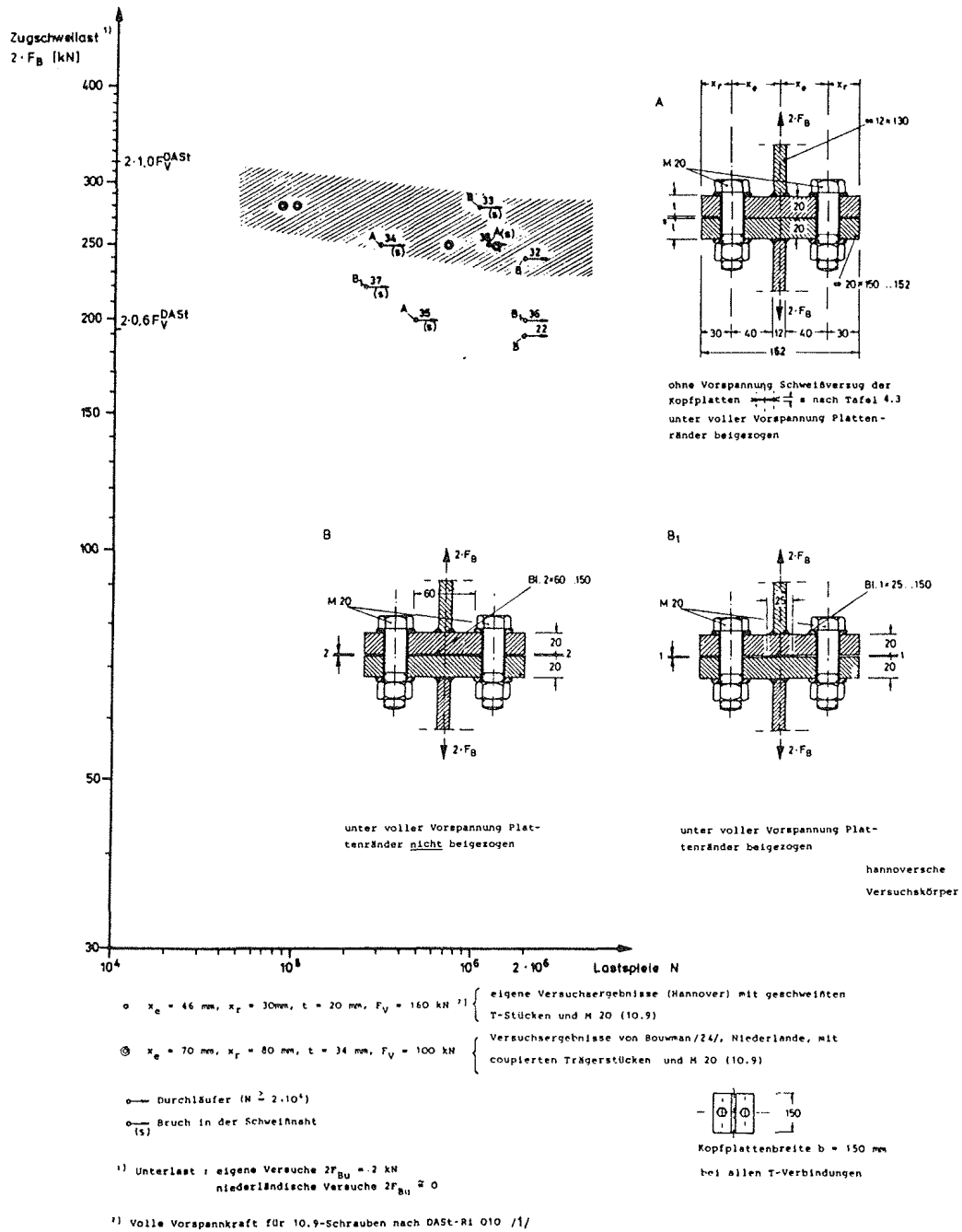


Bild 4.13: Zugschwellversuche an hochfesten Schrauben der Güte 10.9 in T-Verbindungen, Versuchsreihe 1 (Tafel 4.1). Erzwungene Kontaktzone durch Belassen des Schweißverzuges in der Kopfplatte oder durch mittige Zwischenplättchen variabler Breite.

mehrfach wiederverwandt (vergl. Tafel 4.5), Prüfkörper Nr. K 2 und K 4 bis zum Bruch in der Schweißnaht. Die Dauerschwingversuche Nr. 15 und 20 mußten daher vorzeitig abgebrochen werden. Die Schraubenpaare wurden immer nach jedem Versuch ausgewechselt, auch wenn nur eine Schraube gebrochen war. Die Höhe der Oberlast orientierte sich stets am vorherigen Versuchsergebnis. Sie wurde erhöht, wenn es ein Durchläufer war, erniedrigt, wenn es zum vorzeitigen Bruch kam.

Die 20 Versuchsergebnisse liegen innerhalb eines großen Streufeldes. Günstigstes und ungünstigstes Dauerfestigkeitsverhalten der Schrauben innerhalb der T-Verbindung zeigen die Ergebnisse Nr. 6 mit einer Lastspielzahl $N \geq 2\,000\,000$ für $2 F_B = 190$ kN und Nr. 17 mit $N = 46\,000$ ertragenen Lastspielen für $2 F_B = 160$ kN. Die mit jeweils gleichen Prüfkörpern erzielten Ergebnisse streuen dagegen weit weniger, läßt man die Abweichungen der Ergebnisse Nr. 9 und 10 außer acht. Diesen Versuchen ging eine bleibende Verformung der Kopfplatten in den Versuchen Nr 7 und 8 voraus, die die Verschlechterung des Dauerfestigkeitsverhaltens der Schraube in den Versuchen Nr. 9 und 10 zur Folge hatte.

Der Einfluß der Kopfplattenformgebung wird anhand der Ergebnisse an Prüfkörper K 1 aus der Tatsache deutlich, daß hier im Falle von Schraubenbrüchen immer die Schraube b brach (Tafel 4.5).

Die Verminderung des Anziehmomentes auf $3/4$ des vollen Anziehmomentes nach DASt-Ri 010 /1/ in den Versuchen Nr. 1, 2 und 3 führt im Vergleich zu den nachfolgenden Versuchen Nr. 4 bis 8 am gleichen Prüfkörper zu einer Minderung der Dauerhaltbarkeit, die Ergebnisse liegen aber innerhalb des Streufeldes der restlichen 17 Versuchsergebnisse mit "technisch ebenen" Kopfplatten (Nr. 4 bis Nr. 20). Das weite Streufeld, das vielleicht wegen des Einflusses der Biegung auf die hochfeste Schraube noch etwas über das der Vorversuche hinausgeht, war nun Veranlassung, die weiteren Versuche so durchzuführen, daß mit ihnen die Grenzen des Streufeldes abgesteckt werden konnten. Bevor jedoch die Grenzfälle erläutert werden, seien die eigenen Versuchsergebnisse mit den ausländischen verglichen.

Die am ehesten zum Vergleich geeigneten 7 Ergebnisse aus dem niederländischen Versuchsprogramm /24/ in Bild 4.10 zeigen deutlich höhere Dauerhaltbarkeiten im Zeit- und Dauerfestigkeitsbereich; zu beachten ist aber die dickere Kopfplatte mit $t = 34$ mm gegenüber $t = 20$ mm bei den Hannoverschen Versuchskörpern. Ausschlaggebend für die Erhöhung der Dauerhaltbarkeit gegenüber den Versuchen in Hannover ist damit sicherlich die erhöhte Biegesteifigkeit der Kopfplatten.

Die Vielzahl der in Japan von Wakiyama, Hirai, Hamada /25/ durchgeführten Dauerschwingversuche gestattete den Verfassern eine statistische Auswertung. Benutzt wurden hochfeste Schrauben M 22 der japanischen Güte F11T mit einer gegenüber 10.9-Schrauben erhöhten Festigkeit $\sigma_{Sult} \geq 1100$ N/mm² und einer vollen Vorspannkraft von $F_V = 238$ kN. In den Versuchen wurden Schraubenexzentrizität x_e , Kopfplattendicke t oder Vorspannkraft F_V verändert. Die japanischen Ergebnisse zeigen, daß die Dauerhaltbarkeit der T-Verbindung mit Vergrößerung der Exzentrizität x_e , Verkleinerung der Kopfplattendicke t und Verminderung der Vorspannkraft F_V verringert wird. Die beiden japanischen Versuchskörpertypen mit kleinster Dauerhaltbarkeit erscheinen am besten geeignet zum Vergleich mit den Hannoverschen Versuchsergebnissen in Bild 4.10. Sie zeigen im Zeitfestigkeitsbereich größere, im Dauerfestigkeitsbereich eine etwa gleich große Schwingfestigkeit.

Im weiteren Versuchsprogramm wurde zunächst der untere Grenzwert der Versuchsergebnisse gefahren, der nach den Delfter Versuchen von Bouwman /24/ für Kontaktzone am Rand erreicht wurde, hier realisiert durch am Rand zwischengelegte Plättchen. Bild 4.11 zeigt die 4 Hannoverschen Versuchsergebnisse, in die sich die Versuchsergebnisse von Bouwman gut einfügen. Außerordentlich niedrig, nämlich etwa bei $2 F_B \sim 60$ kN, das entspricht $0,19 \cdot F_V^{DAST}$, ist die dauerfest ertragbare Last in diesem Falle einzuordnen, was aufgrund des breiten Streufeldes in Bild 4.10 auch zu erwarten war.

Bevor der Grenzfall mit der größten ertragbaren Oberlast, also Mittenkontakt, gefahren wurde, sollte noch festgestellt werden, wie sich Kontakt im Schraubenbereich auswirkt. Bild 4.12 enthält Ergebnisse von Dauerschwingversuchen an Versuchskörpern mit gewöhnlichen Unterlegscheiben zwischen den Kopfplatten. Es wurden 5 solcher Versuche unter Verwendung von 2 Prüfkörpern (K 3 und K 5) gefahren. Schraubendurchläufer (Lastspiele $N \geq 2 \cdot 10^6$) konnten unter äußeren Zugschwelllasten $2 F_B > 100$ kN nicht mehr erreicht werden. Damit ist die dauerhaft ertragbare äußere Betriebslast bei etwa 100 kN, das entspricht etwa $0,3 \cdot F_V^{DAST}$, einzuordnen.

Die Versuche von Bouwman /24/ mit Zwischenplättchen an gleicher Stelle lassen auf eine im Dauerfestigkeitsbereich etwa gleich große, im Zeitfestigkeitsbereich erhöhte Schwingfestigkeit schließen, wobei dort mit hochfesten Schrauben der Güte 8.8 und $F_V = 105$ kN gearbeitet wurde. Die höheren Schwingfestigkeitswerte sind wohl wieder auf den Einfluß der dickeren und damit biegesteiferen Kopfplatte ($t = 34$ mm) zurückzuführen.

Im weiteren Versuchsprogramm wurde dann der obere Grenzwert gefahren, der sich für mittigen Kontakt ergibt. Hierbei werden 3 Varianten der Prüfform untersucht. Bild 4.13 enthält Ergebnisse von Dauerschwingversuchen mit erzwungenem Kopfplattenkontakt im Bereich der Wirkungslinie der äußeren Kraft $2F_B$, erreicht durch Belassen des Schweißverzuges (Bild 4.13, Prüfform A) oder durch mittiges Zwischenplättchen (Bild 4.13, Prüfform B, B_1), dessen Breite und Dicke verändert wurde, Im Falle des breiteren und dickeren Plättchens (B) konnten die Kopfplattenränder durch den Vorspannvorgang nach DAST-Ri 010 /1/ nicht vollständig, im Falle des schmaleren und dünneren Plättchens (B_1) jedoch vollständig beigezogen werden. Die Breite 25 mm des schmaleren Plättchens entsprach etwa der Breite der für die Übertragung der äußeren Kraft $2 F_B$ wirksamen Kontaktzone schweißverformter Kopfplatten, wie durch Farbabdrucke an solchen Versuchskörpern ermittelt wurde, Die Dicke 1 mm entsprach etwa der Vorkrümmung der Kopfplatten, die an den schweißverformten Versuchskörpern vor dem Vorspannen gemessen worden war (siehe Tafel 4.3).

Aufgrund der erwarteten größeren Dauerhaltbarkeit wurden die Versuche nun mit höheren Schwinglasten gefahren $2 F_B > 2 \cdot 0,6 F_V^{DAST}$. Als Folge zeigten sich Risse in der Schweißnaht an 4 der 5 benutzten Prüfkörper (Tafel 4.5), verbunden mit 4 vorzeitigen Versuchsabbrüchen ohne Erreichen eines Schraubenbruches oder $N = 2 \cdot 10^6$ Lastspiele.

Als Bruchursache für die durchweg in Stegmitte beginnenden Dauerschwingrisse der Schweißnaht ist die große Spannungskonzentration infolge der Lasteintragung durch Einzelschrauben zu vermerken, die selbst bei Versuchskörper K 10 mit einem Stegblech der Dicke $t = 25$ mm (!) zu frühzeitigem Bruch führte. Auf die Dehnungsmessungen am Stegblech sei hier verwiesen (vergl. Kap. 6).

Der Versuchsablauf war immer so, daß zunächst mit $2 \cdot 0,6 F_V^{DAST}$ als Oberlast begonnen wurde. Waren $2 \cdot 10^6$ Lastspiele erreicht, so wurde der Versuch abgebrochen und anschließend derselbe Versuchskörper mit höherer Oberlast nochmals gefahren. Dieser Vorgang wurde solange wiederholt, bis die Schweißnaht des Versuchskörpers riß. Leider konnte in keinem Falle ein Bruch der hochfesten Schraube erreicht werden. Aus dem Versuchsergebnissen ist aber zumindest zu schlußfolgern, daß die hochfeste Schraube bei Ausbildung der Versuchskörper in der Form A, B oder B_1 nach Bild 4.13 mindestens $0,6 F_V^{DAST}$ dauerhaft erträgt. Die höchste im Versuch aufgebrachte Oberlast betrug 280 kN (Versuch Nr. 33), was einer Beanspruchung von $\sim 0,9 \cdot F_V^{DAST}$ je Schraube entspricht. Erreicht wurden immerhin $N = 1,08 \cdot 10^6$ Lastspiele.

Eine Bewertung der Form des Versuchskörpers A, B oder B_1 ist aufgrund der wenigen Versuche je Form nicht möglich. Die vorliegenden eigenen 8 Versuchsergebnisse mit für die Belastung der Schrauben günstiger Lage der Kontaktzone lassen die Größe der dauerhaft ertragbaren Zugschwelllast $2 F_{BD}$ nicht erkennen. Gegenüber den Versuchen Nr. 1 bis 20 (Bild 4.10) ist die erwartete Zunahme der Dauerhaltbarkeit jedoch deutlich festzustellen.

Niederländische Versuche von Bouwman /24/ mit mittigem Zwischenplättchen aber koupierten Trägerstücken zeigen ertragene Oberlasten bis zu einer äußeren Last $2 F_B = 280$ kN im Zeitfestig-

keitsbereich; zu beachten sind wiederum die von den Hannover-schen Versuchskörpern abweichenden Abmessungen und auch die geringere Vorspannkraft $F_V = 100 \text{ kN}$ je Schraube.

Legt man die dauerhaft ertragbare äußere Oberlast unter Einbeziehung der niederländischen Versuchsergebnisse vorsichtig etwa bei 250 kN fest, was etwa $0,8 F_V^{\text{DAST}}$ entspricht, so wäre damit der obere Grenzwert erhalten. Für eine genauere Festlegung sind aber weitere Versuche notwendig.

Zusammenfassend läßt sich sagen, daß der große Streubereich der "technisch ebenen" Kopfplatten in Bild 4.10 durch Versuchswerte für "Kontaktzone am Rand" und "Mittige Kontaktzone" gut begrenzt wird. Die dauerhaft ertragbaren Oberlasten betragen etwa 60 kN und 250 kN und bilden daher die Eckwerte, an denen sich der in Bild 4.10 angedeutete Streubereich orientiert. Bezogen auf die erforderliche Vorspannkraft $F_V^{\text{DAST}} = 160 \text{ kN}$ je Schraube bedeutet das etwa $0,19$ und $0,8 \cdot F_V^{\text{DAST}}$. Die Hoffnung, daß die an den Schrauben zwischengelegten Unterlegscheiben zu Werten etwa in der Mitte zwischen den Grenzwerten führen würden, bestätigen sich nicht. Vielmehr liegen die dauerhaft ertragbaren Oberlasten nur wenig höher als der untere Grenzwert, mit 100 kN etwa bei $0,3 F_V^{\text{DAST}}$, worin sich möglicherweise der Einfluß der dabei größeren Biegebeanspruchung der hochfesten Schraube abzeichnet. Damit ist die zwischengelegte Unterlegscheibe kein geeignetes Verfahren, um den Einfluß von ungewollten Unebenheiten in den Kopfplatten auszuschalten.

Zu bemerken ist noch, daß der steile Abfall der Wöhlerlinie im Zeitfestigkeitsbereich für Randplättchen (Bild 4.11) auf eine große Abhängigkeit der Oberlast von der Lastspielzahl hindeutet, was aus der Hebelwirkung verständlich ist. Demgegenüber erwartet man für mittige Kontaktzone einen flachen Verlauf mit geringer Abhängigkeit von der Lastspielzahl (Bild 4.13).

4.4.3 Versuche mit hochfesten Schrauben M 20 und Kopfplatten- dicke $t = 30$ mm ; Versuchsreihe 2

Das Ziel dieser Versuchsreihe 2 (Tafel 4.1) war, den Einfluß der Plattendicke zu ermitteln. Sinnvoller Weise wurden dabei nur die Grenzwerte betrachtet, die sich wiederum für Kontaktplättchen am Rand und in der Mitte des Versuchskörpers einstellen, was genügend genau durch belassenen Schweißverzug realisiert ist, wie Versuchsreihe 1 zeigte.

Insgesamt wurden 12 Schwingversuche (Nr. 39 - 50) mit 10 mm dickeren Kopfplatten, jedoch sonst gleichen Abmessungen wie Versuchsreihe 1 gefahren. Alle 4 Prüfkörper (K 11 - K 14) hatten belassenen Schweißverzug der Kopfplatten (siehe Tafel 4.3). Prüfkörper K 14 wurde mit verstärktem Zugblech $t = 25$ mm ausgeführt, um die von den hochfesten Schrauben bei mittigem Plattenkontakt ertragenen hohen äußeren Schwinglasten in der Schweißnaht besser aufnehmen zu können.

Wegen der Kopfplattendicke von $t = 30$ mm ließen sich die Platten auch unter voller Vorspannung nicht beiziehen, so daß noch ein feiner Restspalt verblieb.

Die Versuchsergebnisse zeigt Bild 4.14 und Tafel 4.6 . Versuch Nr. 39 (Prüfkörper K 11) ergab einen frühzeitigen Nahtriß, noch bevor ein Schraubenbruch oder die Grenzlastspielzahl $N = 2 \cdot 10^6$ erreicht war. Dieser Versuch kann daher nicht gewertet werden.

Die weiteren Versuche Nr. 40 - 43 wurden mit Randplättchen durchgeführt. Wegen der erwarteten niedrigen Schwinglasten war hier ein Bruch in der Schweißnaht nicht zu befürchten, so daß der Prüfkörper K 12 mehrfach verwandt werden konnte. Auch für die untergelegten Randplättchen wurde ein Prüfkörper (K 12) mit belassenem Schweißverzug verwandt, was wegen der Kleinheit des Verzuges vertretbar erschien. Die Praxis würde diese Kopfplatten ohnehin als "eben" bezeichnet haben. Ohne Randplättchen (nur mit Schweißverzug) ergab sich im Versuch Nr. 44 für Prüfkörper

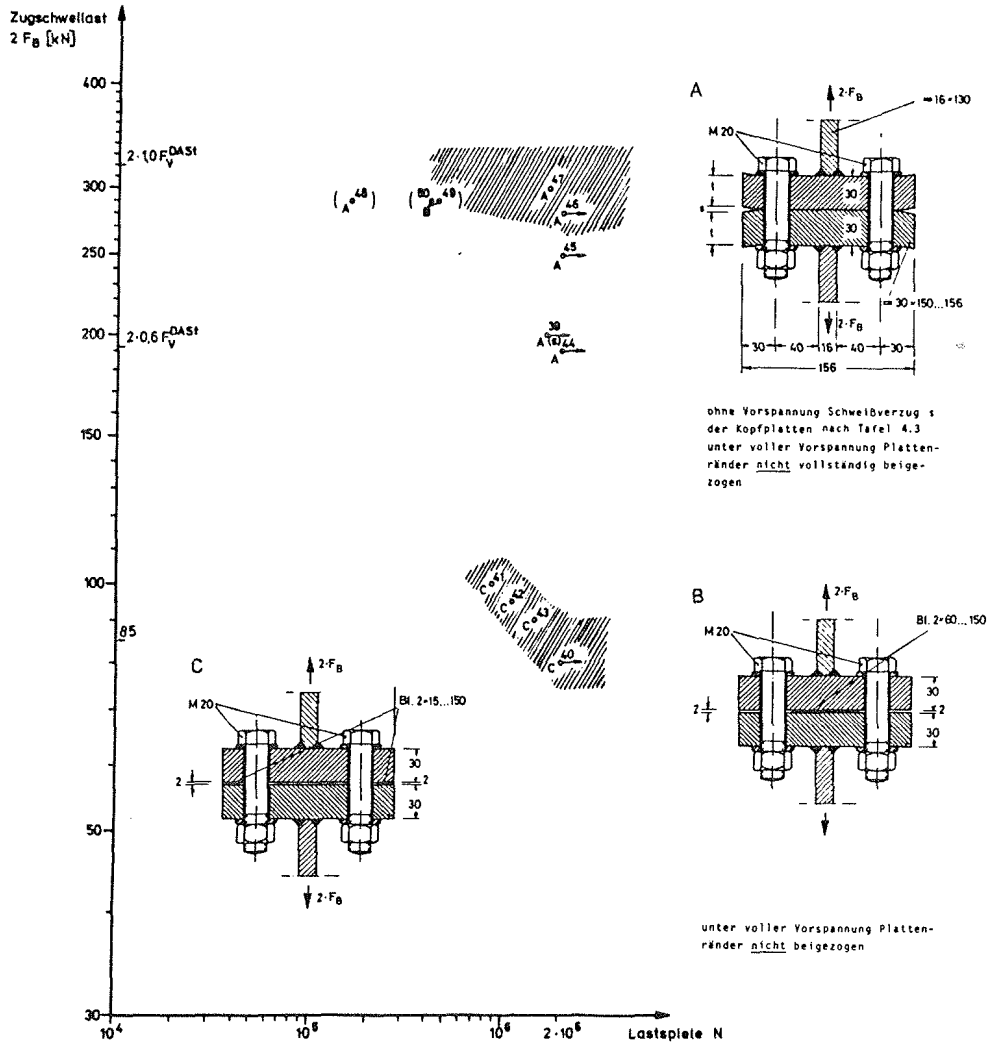


Bild 4.14: Zugschwellversuche an hochfesten Schrauben der Güte 10.9 in T-Verbindungen, Versuchsreihe 2 (Tafel 4.1). Erzwungene Kontaktzone: mittig (Versuche Nr. 39, 44 - 50) durch Belassen des Schweißverzuges (A) oder mittige Zwischenplättchen (B) und am Rand (Versuche Nr. 40 - 43) durch Zwischenplättchen in Randlage (C)

K 12 unter der äußeren Schwinglast von $2 F_B \sim 2 \cdot 0,6 F_V^{DAST}$ (190 kN) ein Durchläufer.

Prüfkörper K 14 mit verstärktem Zugblech $t = 25$ mm erzielte in der Prüfform A in Bild 4.14 2 Durchläufer und danach einen Schraubendoppelbruch (Versuch Nr. 47). Bei Dauerschwingversuch Nr. 47 brachen beide Schrauben nacheinander. Die T-Stücke erfuhren dabei leider eine bleibende Verformung, so daß die Kopfplatten in Gegenrichtung des Schweißverzuges plastisch leicht rückverformt wurden. Dies wurde aber erst nach Versuch 48 erkannt. Die zwei weiteren Versuche Nr. 49 und 50 am gleichen Prüfkörper wurden daher mit mittigen Zwischenplättchen gefahren, um den Kontakt in der Mitte trotz Rückverformung der Kopfplatten sicherzustellen. Es zeigten sich stark verschlechterte Ergebnisse. Die daraufhin durchgeführte nochmalige Überprüfung des Versuchskörpers ergab, daß sich außer der plastischen Verformung der Kopfplatten noch eine leichte Schiefstellung der Zugbleche eingestellt hatte. Die relativ starke Einspannung der dickeren Zugbleche $t = 25$ mm in den Einspannkopf der Prüfmaschine führte daher zu zusätzlicher exzentrischer äußerer Beanspruchung der hochfesten Schraube a, so daß auch die Versuchsergebnisse Nr. 49 und 50 mit mittigem Zwischenplättchen (Prüfform B) verfälscht sind. Aus vorgenannten Gründen wurden die Versuche 48, 49 und 50 in Bild 4.14 durch Klammern gekennzeichnet.

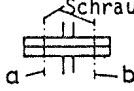
Die bereits in Kap. 4.4.2 genannten und in Bild 4.13 eingetragenen niederländischen Versuche der Prüfform B_1 sind wegen der Kopfplattendicke $t = 34$ mm eigentlich eher der Versuchsreihe 2, zuzuordnen. Vergleicht man die Versuchsergebnisse, so zeigt sich, daß die dauerfest ertragbaren Schwinglasten der Niederländer niedriger liegen, worin sich wohl der Einfluß der größeren Exzentrizität ausdrückt.

Aus Bild 4.14 ist zu entnehmen, daß für belasenen Schweißverzug (Prüfform A) die dauerhaft ertragbare Last etwa zu $2 F_B = 300$ kN, das entspricht $\sim 0,9 F_V^{DAST}$, ermittelt wurde, für Randkontakt etwa zu 85 kN, das entspricht etwa $0,26 F_V^{DAST}$. Das bedeutet gegenüber den Werten von Versuchsreihe 1 (Vergleichswerte 250 kN und 60 kN) eine Erhöhung von 20 % für den oberen, und sogar 40 %

für den unteren Grenzwert des Streubereiches für "technisch ebene" Kopfplatten. In dem Anheben der bei $2 \cdot 10^6$ Lastspielen ertragbaren äußeren Schwinglasten zeichnet sich der Einfluß der dickeren Kopfplatten ab ($t = 30$ mm gegenüber $t = 20$ mm bei Versuchsreihe 1) und damit der geringen Biegebeanspruchung der hochfesten Schraube a, b.

Zusammenfassend läßt sich also festhalten, daß Kopfplatten von der Dicke $1,5 \times$ Schraubendurchmesser die für $2 \cdot 10^6$ Lastspiele ertragbaren äußeren Schwinglasten im unteren Grenzfall prozentual stärker anheben als im oberen Grenzfall, und damit den vertikalen Streubereich gegenüber einer Kopfplattendicke von $1,0 \times$ Schraubendurchmesser bei "technisch ebenen" Kopfplatten verkleinern. Der Versuchsparameter "Kopfplattendicke" schlägt also bei Randkontakt stärker durch als bei Mittelkontakt.

Tafel 4.6: Ergebnisse der Dauerschwingversuche an hochfesten Schrauben der Güte 10. 9, M 20 in T-Verbindungen in Anlehnung an Stirnplattenstöße mit HE 260 A, Versuchsreihe 2, Kopfplattendicke $t = 30$ mm

Versuch Nr.	Prüfkörper Nr.	Formgebung der Kopfplatten	Plättchen zwischen d. Kopfplatten Lage: M=Mitte S=Schraube R=Rand	Ermüdungsbrüche an Schrauben: Schraube 	Zugschwelllast $2F_B$ [kN] (Unterlast $2F_{Bu} = 2$ kN)	Ertragene Lastspiele $N \cdot 10^3$	siehe Bild
39	K 11	m.Schweißverz.		Schweißnaht	200	(1652)	4.14
40	K 12	"	R		80	2000	
41	K 12	"	R	a	100	868	
42	K 12	"	R	a	95	1109	
43	K 12	"	R	a + b	90	1449	
44	K 12	"			190	2000	
45	K 14	"			250	2000	
46	K 14	"			280	2000	
47	K 14	"		*)(a +)b	300	1704	
48	K 14a	veränderter Schweißverzug		a	290	159	
49	K 14a	"	M	a	290	446	
50	K 14a	"	M	a	290	409	

*1) Schraube "a" reiner Gewaltbruch (Folgebruch)

4.4.4 Versuche mit hochfesten Schrauben M 16 und Kopfplatten- dicke $t = 20$ mm; Versuchsreihe 3 und 4

Mit der Versuchsreihe 3 und 4 nach Tafel 4.1 sollte der Parameter Plattenbreite untersucht werden. Demzufolge hatten die Prüfkörper K 15 und K 16 (siehe Tafel 4.7) der Versuchsreihe 3 eine Plattenbreite $b_p = 130$ mm, die Prüfkörper K 18, K 19 und K 20 der Versuchsreihe 4 nur eine Plattenbreite $b_p = 100$ mm. Insgesamt wurden 19 Versuche gefahren (Tafel 4.7), 8 zu Versuchsreihe 3 und 11 zu Versuchsreihe 4. Alle Prüfkörper hatten belassenen geringen Schweißverzug, wie Tafel 4.3 ausweist. Die Kopfplatten wurden beim Vorspannen der hochfesten Schrauben mit dem erforderlichen Anziehmoment vollständig beigezogen. Als erstes wurden wieder die Versuche mit Randkontakt und zwischengelegten Randplättchen gefahren (Versuche Nr. 51 - 54). Die nach diesen Versuchsergebnissen (Bild 4.15) für $2 \cdot 10^6$ Lastspiele ertragbaren äußeren Zugschwelllasten betragen $2 F_R \approx 45$ kN, das entspricht $\sim 0,22 F_V^{DASt}$. Bereits bei den mit $0,6 - 0,7 F_V^{DASt}$ gefahrenen Zwischenversuchen nur unter Schweißverzug riß die Schweißnaht bei Versuchskörper K 15. Wenn auch bei Versuchskörper K 16 die Naht unter $0,6 \cdot F_V^{DASt}$ $2 \cdot 10^6$ Lastspiele ertrug (Versuche Nr. 57 und 58) wurde auf weitere Versuche zur Ermittlung der dauerhaft ertragbaren Last der hochfesten Schraube, die dann den oberen Grenzwert darstellte, verzichtet. Mit hoher Wahrscheinlichkeit wäre dann auch bei Versuchskörper K 16 ebenfalls die Schweißnaht vorzeitig gerissen (vergl. Kap. 6).

In Bild 4.16 sind die Versuchsergebnisse für die schmalere Versuchsreihe 4 eingetragen. Auch hier zeigt sich, daß bereits unter der Belastung $2 F_B = 0,6 F_V^{DASt}$ bei $2 \cdot 10^6$ Lastspielen in einem Fall die Schweißnaht riß, so daß höhere Schwinglasten von der Schweißnaht hätten kaum ertragen werden können. Auf weitere Versuche zur Festlegung der oberen Grenzwerte des Streubereiches mußte auch hier verzichtet werden. Dagegen ergaben die Versuche mit Prüfform C (Randkontakt) für $2 F = 40$ kN in 3 Fällen Dauerschwingbrüche in hochfesten Schrauben (Versuche Nr. 66, 67, 69). Die ertragbare Zugschwelllast wird

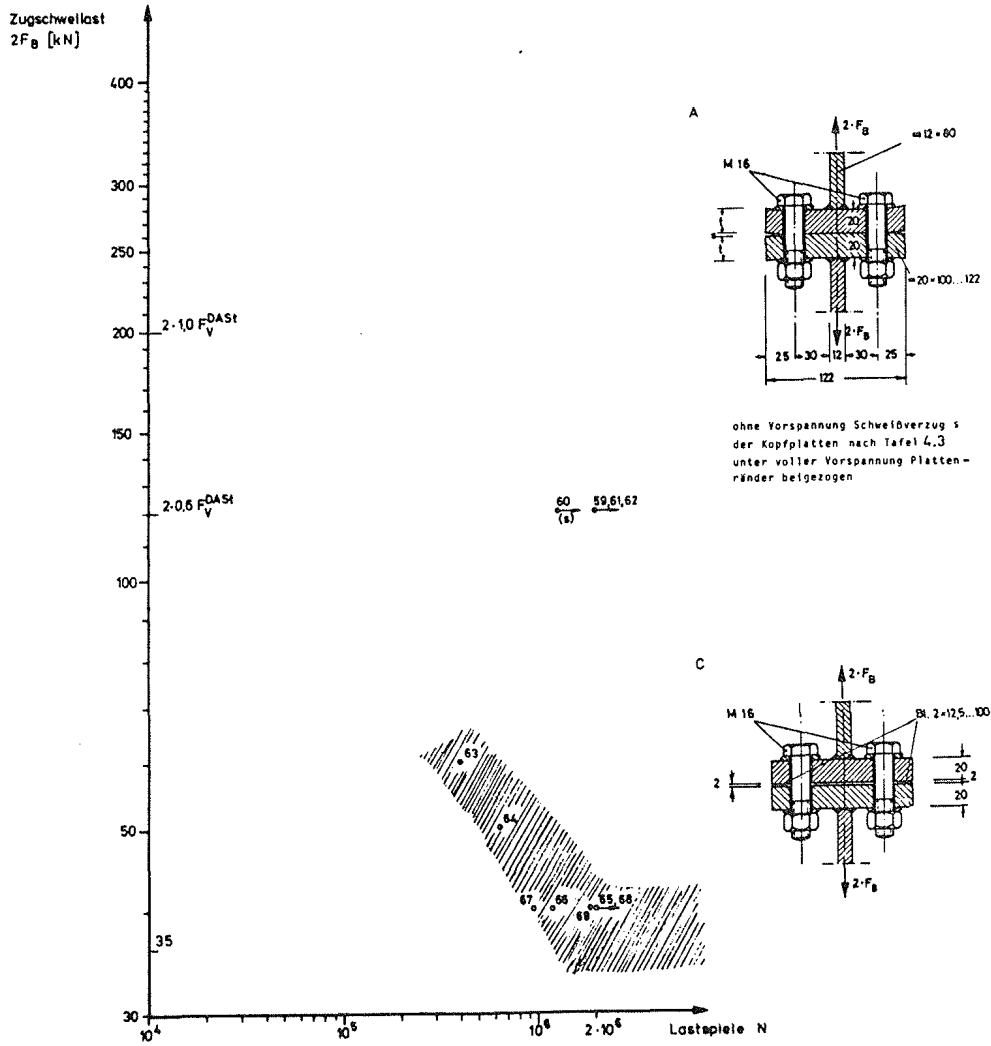
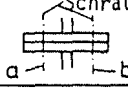


Bild 4.16: Zugschwellversuche an hochfesten Schrauben der Güte 10.9 in T-Verbindungen, Versuchsreihe 4 (Tafel 4.1). Erzwungene Kontaktzone: mittig (Versuche Nr. 59 - 62) durch Belassen des Schweißverzuges, am Rand (Versuche Nr. 63 - 69) durch Zwischenplättchen in Randlage

Tafel 4.7: Ergebnisse der Dauerschwingversuche an hochfesten Schrauben der Güte 10.9, M 16 in T-Verbindungen in Anlehnung an Stirnplattenstöße mit HE 220 A, Versuchsreihe 3 und IPE 330, Versuchsreihe 4, Kopfplattendicke $t = 20$ mm

Versuch Nr.	Prüfkörper Nr.	Formgebung der Kopfplatten	Plättchen zwischen d. Kopfplatten Lage: R=Rand	Ermüdungsbrüche an Schrauben:  Schraube a b	Zugschwelllast $2F_B$ [kN] (Unterlast $2F_{Bu} = 2$ kN)	Ertragene Lastspiele $N \cdot 10^3$	siehe Bild
51	K 15	m.Schweißverz.	R	a + b	50	1473	4.15
52	K 15	"	R		40	2000	
53	K 15	"	R		45	2000	
54	K 16	"	R	a + b	60	507	
55	K 15	"			120	2000	
56	K 15	"		Schweißnaht	140	(1997)	
57	K 16	"			120	2000	
58	K 16	"			120	2000	
59	K 18	"			120	2000	
60	K 18	"		Schweißnaht	120	(1273)	4.16
61	K 19	"			120	2000	
62	K 19	"			120	2000	
63	K 20	"	R	a + b	60	404	
64	K 20	"	R	a + b	50	645	
65	K 20	"	R		40	2000	
66	K 20	"	R	a + b	40	1120	
67	K 20	"	R	a	40	935	
68	K 20	"	R		40	2000	
69	K 20	"	R	a + b	40	1864	

hier auf $2 F_B \approx 35$ kN entsprechend $\sim 0,17 \cdot F_V^{DASt}$ geschätzt, mit- hin kleiner als im Fall der breiten Kopfplatten $b_p = 130$ mm (Versuchsreihe 3, Bild 4.15).

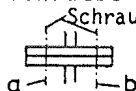
Zusammenfassend läßt sich feststellen: Im Fall mittigen Platten- kontaktes wird eine äußere schwingende Betriebslast $2 F_B = 2 \cdot 0,6 F_V^{DASt}$ dauerhaft ($N = 2 \cdot 10^6$) ertragen. Im Fall des Rand- kontaktes ergibt der Vergleich der Versuchsreihen 3 und 4 unter- einander (Parameter Kopfplattenbreite b_p) für die schmaleren Kopfplatten (Reihe 4) um ~ 20 % geringere dauerhaft ertragbare Betriebslasten.

4.4.5 Versuche mit hochfesten Schrauben M 24 und Kopfplattendicke $t = 25$ mm; Versuchsreihe 5

Das Ziel dieser Versuchsreihe 5 war, festzustellen, ob sich bei Beibehaltung der Beziehung Kopfplattendicke gleich Schraubendurchmesser bei dickeren Platten gegenüber Versuchsreihe 1 (M 20, $t = 20$ mm) Abweichungen in den Grenzwerten ergeben, ob also ein Größeneinfluß vorhanden ist.

Insgesamt werden 8 Versuche (Nr. 70 - 77) an 3 Prüfkörpern K 21 - K 23 (Tafel 4.8) mit belassenem Schweißverzug (s. Tafel 4.3) gefahren. Die Kopfplatten wurden unter dem vollen Anziehmoment der hochfesten Schrauben vollständig beigezogen.

Tafel 4.8: Ergebnisse der Dauerschwingversuche an hochfesten Schrauben der Güte 10.9, M 24 in T-Verbindungen in Anlehnung an Stirnplattenstöße mit HE 300 A, Versuchsreihe 5, Kopfplattendicke $t = 25$ mm

Versuch Nr.	Prüfkörper Nr.	Formgebung der Kopfplatten	Plättchen zwischen d. Kopfplatten Lage: R=Rand	Ermüdungsbrüche an Schrauben:  Schraube	Zugschwelllast $2F_B$ [kN] (Unterlast $2F_{Bu} = 2$ kN)	Ertragene Lastspiele $N \cdot 10^3$	siehe Bild
70	K 21	m.Schweißverz.	R	b	90	545	4.17
71	K 21	"	R		70	2000	
72	K 21	"	R	a + b	80	1143	
73	K 21	"	R	a	75	2000*)	
74	K 22	"			265	2000	
75	K 22	"		Schweißnaht	300	(1068)	
76	K 21	"		"	300	(540)	
77	K 23	"		"	265	(714)	

*) Schraube a nicht vollständig gebrochen, jedoch mit sichtbarem Dauerschwingriß

Die Versuchsergebnisse sind in Bild 4.17 eingetragen. Für Kontakt am Plattenrand (Prüfform C) wurde für $2 \cdot 10^6$ Lastspiele eine ertragbare äußere Last von $2 F_B = 70$ kN, das entspricht $2 F_B = 2 \cdot 0,16 F_V^{DAST}$ ermittelt. Bei Versuch Nr. 73 wurde nach Abbruch des Versuches wegen Erreichen der Lastspielzahl $2 \cdot 10^6$ nach Lösen der Schrauben ein deutlich sichtbarer Anriß an Schraube a festgestellt.

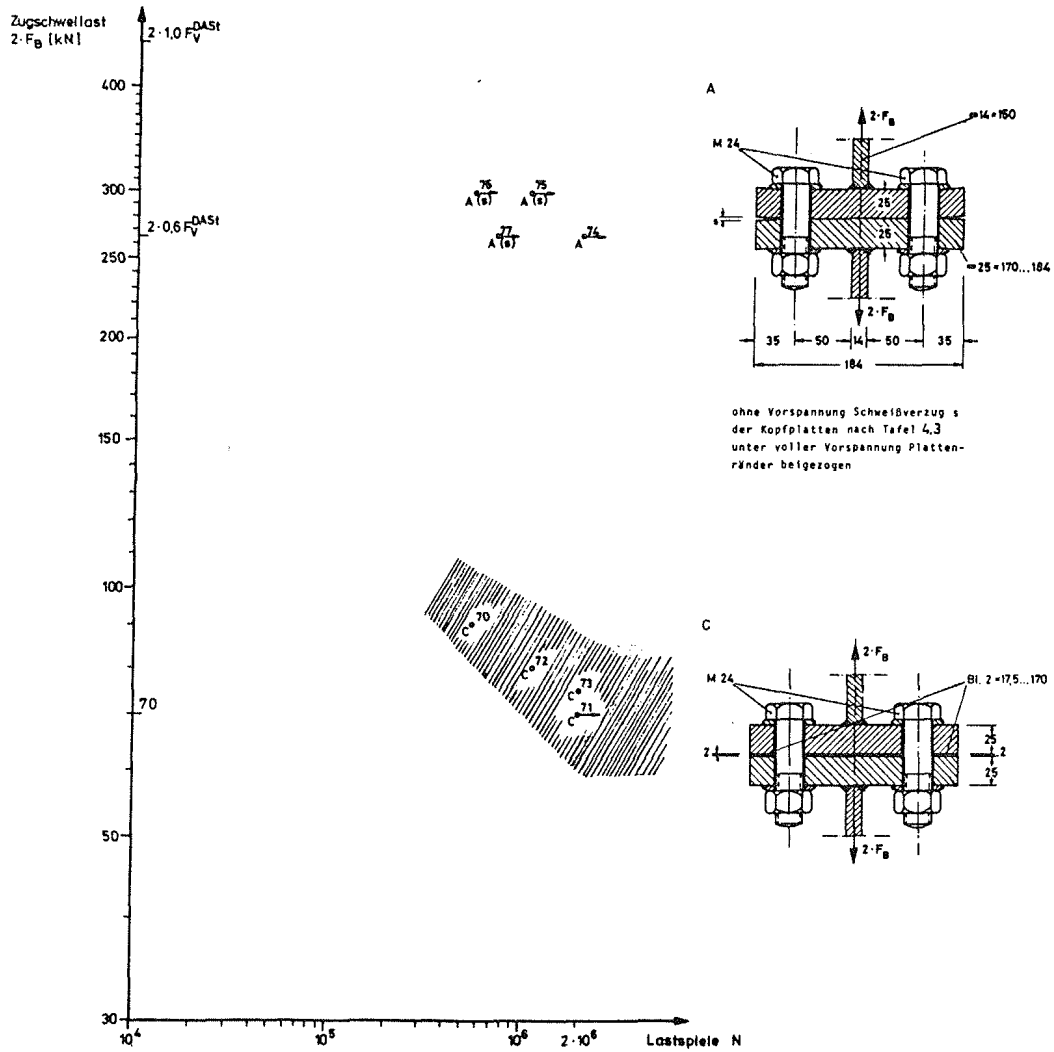


Bild 4.17: Zugschwellversuche an hochfesten Schrauben der Güte 10.9 in T-Verbindungen, Versuchsreihe 5 (Tafel 4.1). Erzwungene Kontaktzone: mittig (Versuche Nr. 74 - 77) durch Belassen des Schweißverzuges, am Rand (Versuche Nr. 70 - 73) durch Zwischenplättchen in Randlage

Für die Versuche nur unter Schweißverzug (Nr. 74 - 77) wurde zunächst wiederum als Zwischenprüfung 60 % der Sollvorspannkraft je Schraube als äußere Last aufgebracht. Das erwartete Ergebnis mit $2 \cdot 10^6$ Lastspielen wurde nur bei Versuch Nr. 74 erreicht, bei Versuch Nr. 77 brach die Naht, was ebenso unter höheren Lasten bei den Versuchen Nr. 75 und 76 geschah, so daß der obere Grenzwert des Streubereiches der hochfesten Schraube wiederum nicht ermittelt werden konnte.

Zusammenfassend kann gesagt werden, daß eine äußere schwingende Betriebslast von der Größe $2 \cdot 0,6 F_V^{DAST}$ von der hochfesten Schraube 10.9 zumindest $2 \cdot 10^6$ Lastspiele ertragen wird, sofern Schweißverzug vorliegt. Der Vergleich des unteren Grenzwertes $2 F_B = 2 \cdot 0,16 F_V^{DAST}$ mit dem für Versuchsreihe 1, nämlich $2 F_B = 2 \cdot 0,19 F_V^{DAST}$, zeigt nur einen geringfügig niedrigeren Wert. Die Abweichung ist nicht kennzeichnend, so daß wohl von einem Größeneinfluß bei Beibehaltung der Beziehung Kopflattendicke gleich Schraubendurchmesser nicht gesprochen werden kann.


4.5 Ergebnisse der Schwingversuche mit Kopfplattenverbindungen-Trägerversuche

Für die Trägerversuche werden ausschließlich der Stoß IH 3 B nach DASt-DStV-Ringbuch zugrunde gelegt und dabei das Profil (HE 260 B, HE 220 B) und der Schraubendurchmesser (M 20 und M 16) sowie bei Versuchen mit M 20 auch die Plattendicke ($t = 20$ und 30 mm) variiert (vergl. Tafel 4.1). Wie schon ausgeführt, wurde das Profil HE-B statt HE-A der T-Versuche im Hinblick auf die dickeren Flansche gewählt, die eine dickere K-Naht gestatteten und damit den Bruch in den Schrauben sicherstellen. Die geometrischen Abmessungen im Überstandbereich der Kopfplatte sind aber die gleichen, so daß die Vergleichbarkeit zu den T-Versuchen nicht leidet. Analog zu den Dauerschwingversuchen an T-Verbindungen werden hier in späteren Versuchen mit Kopfplattenverbindungen der Versuchsreihen 6 und 7 auch zwischengelegte Plättchen verwendet (siehe Kap. 4.5.3). Eine Übersicht aller gefahrenen 40 Trägerversuche gibt Tafel 4.9. Die Kopfplatten waren leicht nachgerichtet, so daß die Klaffung aus Schweißverzug im Überstandsbereich nur noch maximal 6 mm betrug (siehe Kap. 4.2.3)

4.5.1 Versuche ohne Zwischenplättchen mit hochfesten Schrauben M 20 und Kopfplattendicken $t = 20$ mm, Versuchsreihe 6, und $t = 30$ mm, Versuchsreihe 7

Innerhalb der Versuchsreihe 6 und 7 (vergl. Tafel 4.1) wurden insgesamt 21 Trägerversuche mit M 20 gefahren, davon 11 Versuche T 1 bis T 11 mit Kopfplattendicke $t = 20$ mm (2 Trägerpaare) und 10 Versuche T 12 bis T 21 mit dickeren Kopfplatten $t = 30$ mm (1 Trägerpaar). Als Träger wurden Profile HE 260 B gewählt. Wie bereits bei den vergleichbaren T-Verbindungen beobachtet, ließen sich hier die Luftspalte aus der Schweißverformung der Kopfplattenüberstände bei Plattendicken $t = 20$ mm beim Vorspannen der Schrauben M 20 beiziehen, was bei der Plattendicke $t = 30$ mm nicht zu erreichen war. Die Schweißnähte, insbesondere die K-Nähte am Trägerzugflansch erwiesen sich für die Schwingversuche als ausreichend dauerhaft, wenngleich ein Nahriß auf Seite A bei Träger Nr. 2 nach mehrfacher Wiederverwendung zu verzeichnen war (Versuch T 8 in Tafel 4.9).

Tafel 4.9: Ergebnisse der Dauerschwingversuche an der Kopfplattenverbindung des Typs IH 3 B nach DAST-DStV-Ringbuch / 5/

Versuchsreihe nach Tafel 4.1	Träger-versuch Nr.	Biege-träger-paar Nr.	Kopfplattenstöße IH 3 B mit Träger		stat. Tragmoment zul. $M_{A1} \cdot 1,7$ [kNm]	geprüfte Kopfplatte	Luftspalt aus Schweißverz. s [mm]	Ermüdungsbrüche an Schrauben 	Schwelllast ΔF [kN] (Unterlast 15 kN)	Schwellmoment $2M_B$ [kNm] ($2M_{BU} = 5,1$ kNm)	Ertragene Lastspiele $N \cdot 10^3$	Luftspalt aus Schweißverzug unter voller Vorspannung beiz. restl. Luftsp. [mm]		Anordnung von Zentrierrieng.	Schrauben-bruchstelle	Ergebnisse des Dauer-versuches siehe Bild	Dehnungsmessungen am Schrauben-schaft durchgef.		
			Kopfplattendicke d_p [mm]	Schrauben								beiz.	restl.				am Schrauben-schaft	am Träger-flansch durchgef.	
6	T 1	1	HE 260 B	20	M 20	199,4	A	2 1)		150	50,6	2000	x	0		4.18	x		
	T 2	1								200	67,5	1370	x	0	Gewinde		x		
	T 3	1								175	59,1	2000	x	0			x		
	T 4	2	HE 260 B	20	M 20	199,4	A	3 - 4	a	200	67,5	944	x	0	Gewinde				
	T 5	2							a	175	59,1	891	x	0	Gewinde				
	T 6	2							a	150	50,6	1008	x	0	Gewinde				
	T 7	2								125	42,2	2000	x	0					
	T 8 3)	2								150	50,6	2000	x	0					
	T 9	2	HE 260 B	20	M 20	199,4	B	3 - 4		150	50,6	2000	x	0				x	x
	T 10	2							a	175	59,1	940	x	0	Gewinde		x	x	
	T 11	2								150	50,6	2000	x	0			x	x	
T 12	3								150	50,6	945		3	Schaft	x	x			
7	T 13	3	HE 260 B	30	M 20	199,4	A	4	a	150	50,6	1900		3	x	Gewinde	x		
	T 14 2)	3							a	150	50,6	2000		3	Schaft	x			
	T 15	3							a	175	59,1	649		3	x	Gewinde	x		
	T 16	3	HE 260 B	30	M 20	199,4	B	5	a + b	150	50,6	1400		4		Gewinde			
	T 17	3								125	42,2	2000		4					
	T 18	3							a + b	250	84,4	196		4		Gewinde			
	T 19	3							a	250	84,4	97		4		Gewinde			
	T 20	3							a	250	84,4	107		4		Gewinde			
	T 21 4)	3							b	250	84,4	224		4		Gewinde			
8	T 22	4	HE 220 B	20	M 16	111,2	A	5	a	100	33,7	807		4		Schaft	x		
	T 23	4							a	100	33,7	830		4		Schaft	x		
	T 24	4							a	100	33,7	371		4	x	Gewinde	x		
	T 25	4							a	100	33,7	580		4	x	Gewinde	x		
	T 26	4							a	80	27,0	713		4	x	Gewinde	x		
	T 27	4								60	20,2	2000		4	x		x		
	T 28	4								70	23,6	2000		4	x		x		
	T 29	4	HE 220 B	20	M 16	111,2	B	6	a	100	33,7	1512		5		Gewinde			
	T 30	4							b	150	50,6	247		5		Gewinde			
	T 31	4							a	150	50,6	256		5		Gewinde			
	T 32	4								70	23,6	2000		5					
6	T 33 5)	2	HE 260 B	20	M 20	199,4	B			175	59,1	2000				4.22	x		
	T 34 5)	2								200	67,5	1095			Gewinde		x		
	T 35 5)	2								200	67,5	2000					x		
7	T 36 6)	3	HE 260 B	30	M 20	199,4	A		c + d	175	59,1	66			Gewinde	4.23	x		
	T 37 7)	3								175	59,1	2000					x		
	T 38 7)	3								200	67,5	2000					x		
	T 39 7)	3								250	84,4	2000					x		
	T 40 7)	3								265	89,4	455					x		

- 1) Schweißverzug auf kaltem Wege durch plastisches Beiziehen reduziert
- 2) Anriß im Schraubenschaft nach Versuchsabbruch festgestellt
- 3) Ermüdungsriß in der Schweißnaht
- 4) Schraube b nach Versuch T 20 nicht gewechselt
- 5) Zwischenplättchen am Rand des Kopfplattenüberstandes und im Bereich des Druckflansches (s. Bild 4.22)

- 6) Zwischenplättchen am Rand des Kopfplattenüberstandes und im Bereich des Druckflansches (s. Bild 4.21)
- 7) Zwischenplättchen im Bereich des Zug- und Druckflansches (s. Bild 4.23)

Die Ergebnisse der Versuchsreihe 6 sind in Bild 4.18, die der Versuchsreihe 7 in Bild 4.19 aufgetragen, für die auch noch Versuche im Zeitfestigkeitsbereich gefahren wurden, um die Neigung der Wöhlerlinie besser abschätzen zu können.

Überraschend ist, daß die für $2 \cdot 10^6$ Lastspiele geschätzt ertragbare Last für die Kopfplattendicke $t = 30$ mm mit $\Delta F \sim 135$ kN (Bild 4.19) etwa 10 % niedriger liegt als die für die Kopfplattendicke von $t = 20$ mm mit $\Delta F \sim 150$ kN (Bild 4.18), obwohl doch die dickere Kopfplatte nach den T-Versuchen eine höhere Last erwarten ließ. Eine Erklärung wird in Abschnitt 4.5.4 versucht.

Bezieht man das zu der Schwelllast $\Delta F = 150$ kN zugehörige Moment $\Delta M = \frac{\Delta F \cdot l}{4} = \frac{150 \cdot 1,35}{4} = 50,6$ kNm auf das zulässige statische Anschlußmoment zu M_{A1} nach DASt-DStV-Ringbuch im Lastfall H zu $M_{A1} = 117,3$ kNm, so ergibt sich 43 %. Anders gesagt: Das $2 \cdot 10^6$ Lastspiele ertragbare Schwellmoment beträgt bei $t = 20$ mm Kopfplattendicke 43 % des zulässigen statischen Anschlußmomentes.

Bei den Versuchen mit $t = 30$ mm dicken, nicht beziehbaren, Kopfplatten (Versuche T 12 bis T 21) traten erstmals Dauerbrüche im Schaft der hochfesten Schrauben auf. Die nicht parallel zum Schraubenschaft liegende Lochrandung der Kopfplatte (Bild 4.20) verursachte im Bereich der Kopfplatteninnenseite durch Kontakt Reibkerben im Schraubenschaft, die dort früher zu Dauerbrüchen führten als im Gewinde. Durch Anordnung von Zentrierringen gelang eine Verlagerung der Dauerbrüche in den üblichen Gewindebereich. Daraus ist zu schlußfolgern, daß der vorhandene Schweißverzug mit einer Klaffung am Rand von 5 mm, wie bei Herstellung der Versuchsträger gewünscht (siehe Abschnitt 4.2), immer noch zu groß war und eigentlich auf 2 bis 3 mm hätte begrenzt werden müssen.

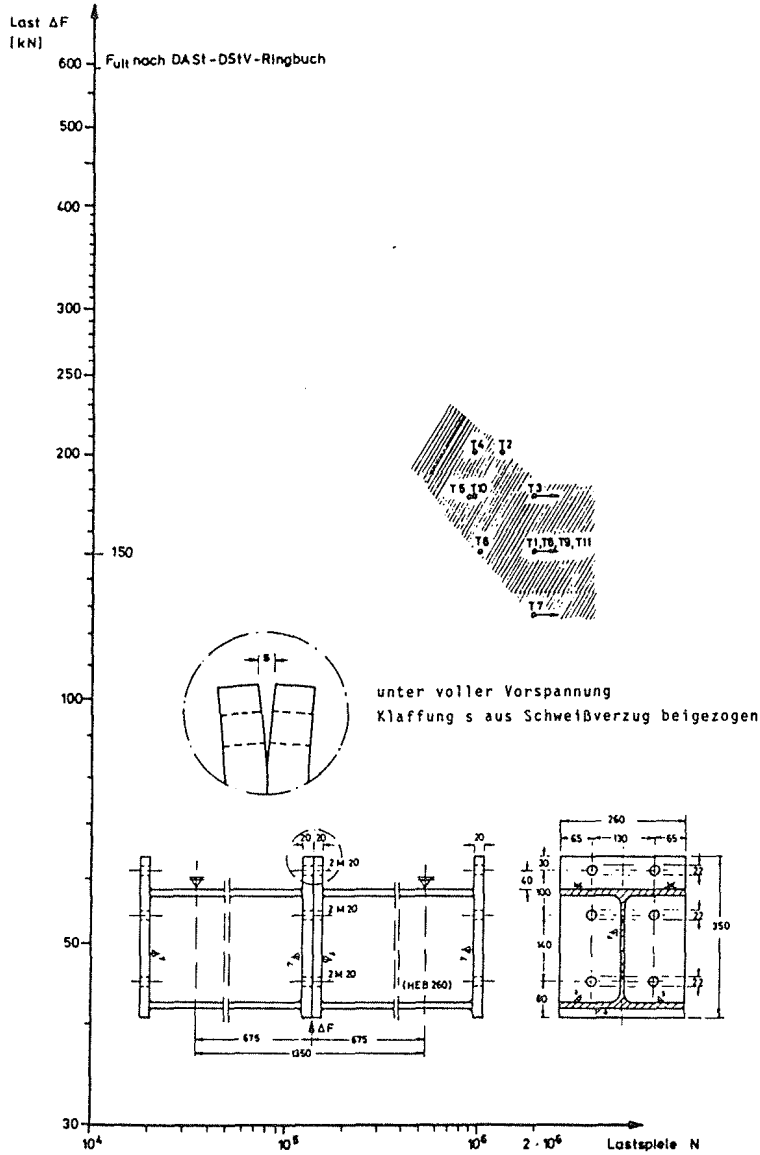


Bild 4.18: Dauerschwingversuche an hochfesten Schrauben der Güte 10.9 in Kopfplattenverbindungen IH 3 B gemäß DAST-DStV-Ringbuch /5/, Versuchsreihe 6 (Tafel 4.1)

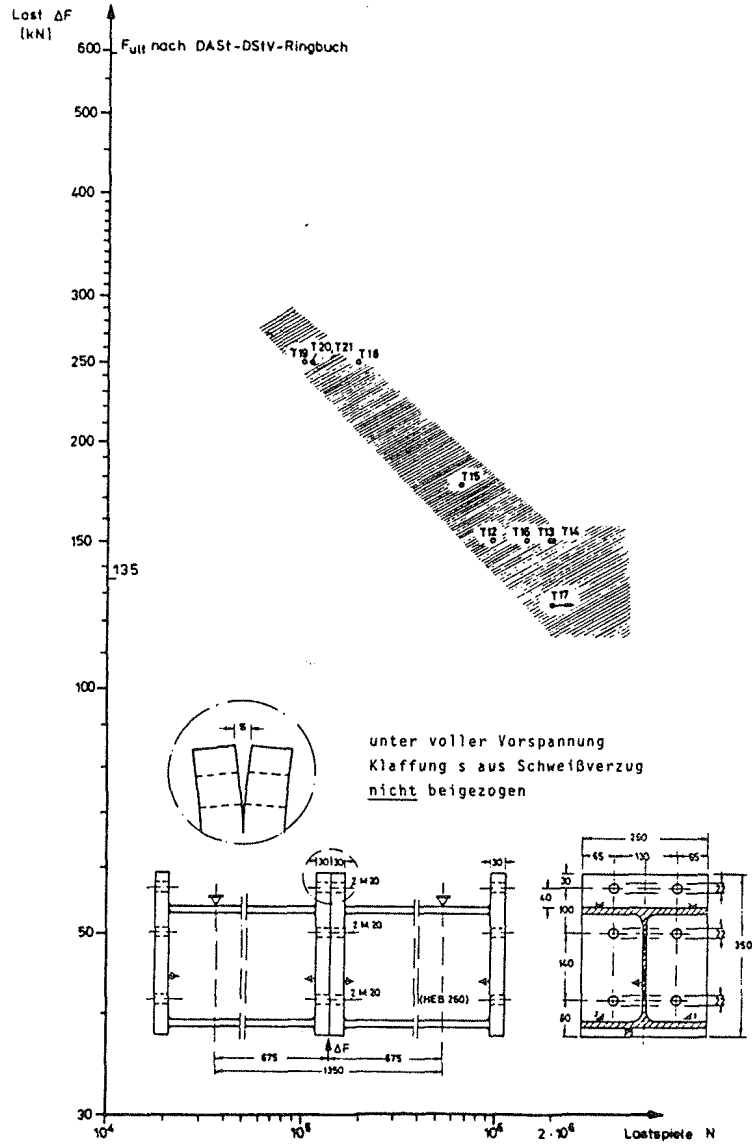


Bild 4.19: Dauerschwingversuche an hochfesten Schrauben der Güte 10.9 in Kopfplattenverbindungen IH 3 B gemäß DASt-DStV-Ringbuch /5/, Versuchsreihe 7 (Tafel 4.1)

4.5.2 Versuche ohne Zwischenplättchen mit hochfesten Schrauben M 16 und Kopfplattendicke $t = 20$ mm; Versuchsreihe 8

In Bild 4.21 sind die Ergebnisse aller 11 Trägerversuche mit M 16 angegeben. Zur Verfügung stand ein Trägerpaar mit dem Trägerprofil HE 220 B. Der belassene Schweißverzug des Kopfplattenüberstandes konnte auch unter voller Vorspannung der hochfesten Schrauben nicht beigezogen werden. Wie bereits in Kap. 4.5.1 beschrieben, traten auch hier unerwartete Dauerbrüche im Schraubenschaft auf, so daß wiederum Versuche mit Zentrierringen gefahren wurden, die eine Verlagerung des Dauerbruchs in den ersten tragenden Gewindegang der Schrauben bewirkten (s. Bild 4.20 und Tafel 4.9). Als Ergebnis ist im Dauerfestigkeitsbereich bei $N = 2 \cdot 10^6$ Lastspielen eine ertragbare Last von etwa $\Delta F = 70$ kN entsprechend $\Delta M = 24$ kNm und damit etwa 36 % vom zulässigen statischen Anschlußmoment zu $M_{A1} = 65,4$ kNm nach DAST-DStV-Ringbuch /5/ vorhanden.

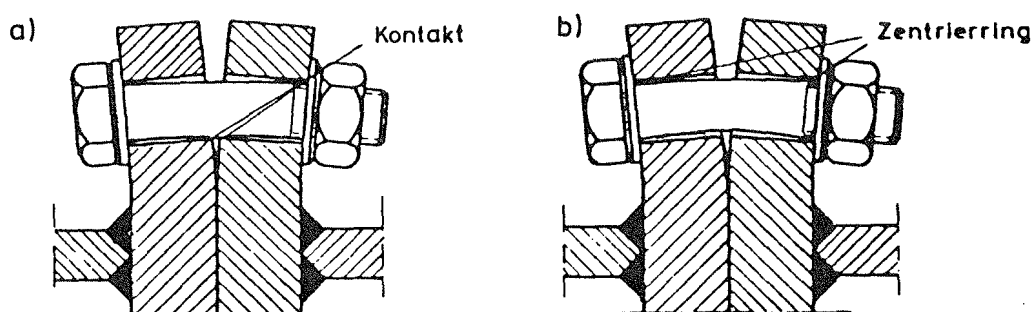


Bild 4.20: Vorgespannte hochfeste Schrauben ohne und mit Zentrierring in Kopfplattenüberständen, deren Schweißverzug durch Vorspannen nicht beigezogen wird

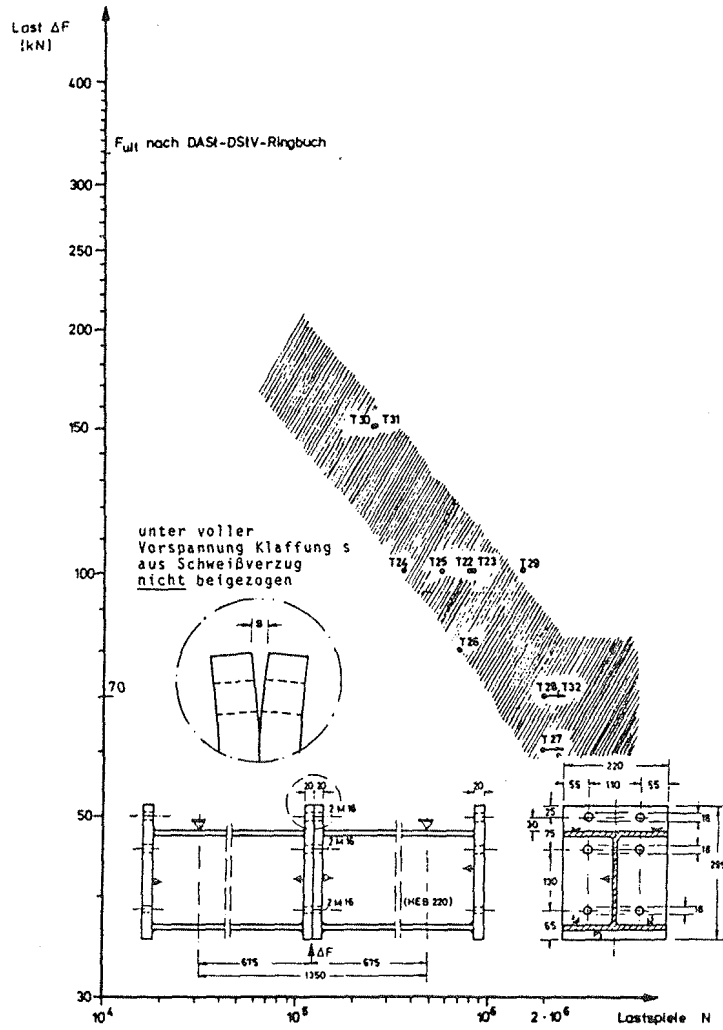


Bild 4.21: Dauerschwingversuche an hochfesten Schrauben der Güte 10.9 in Kopfplattenverbindungen IH 3 B gemäß DAST-DstV-Ringbuch /5/, Versuchsreihe 8 (Tafel 4.1)

4.5.3 Versuche mit hochfesten Schrauben M 20 und Kopfplatten- dicken $t = 20$ mm, Versuchsreihe 6, und $t = 30$ mm, Versuchsreihe 7, unter Verwendung von Zwischenplättchen

Da bereits bei den T-Verbindungen spezielle Plattenkontaktlagen durch geeignete Zwischenplättchen realisiert worden waren, wurden auch einige ergänzende Trägerversuche mit Zwischenplättchen gefahren, hier allerdings nur für die Kopfplattenverbindungen mit M 20 (Versuchsreihen 6 und 7, s. Tafel 4.9).

Bild 4.22 enthält die Ergebnisse der 3 ergänzenden Dauerschwingversuche für Versuchsreihe 6. Untersucht wurde die Kopfplattenverbindung mit dünner Platte $t = 20$ mm. Da in den vorangegangenen Versuchen der Schweißverzug an den Kopfplattenüberständen durch plastische Verformung verringert worden war, genügten 2 mm dicke Zwischenplättchen, um bei der gewählten Plättchenlage am Rand des Kopfplattenüberstandes und im Bereich des Trägerdruckflansches ohne Vorspannung im dazwischenliegenden Plattenbereich einen Luftspalt zu erzeugen. Unter voller Vorspannung wurden die Kopfplatten im bezeichneten Bereich (Bild 4.22) wegen der geringen Plattensteifigkeit beigezogen. Um eine zu große Schräglage der Kopfplatten unter Vorspannung zu vermeiden, waren keine dickeren Zwischenplättchen gewählt worden. Die Breite beider Zwischenplättchen wurde mit $b_p = 32$ mm etwa in der Breite der Schweißnaht gewählt, weshalb das randseitige Plättchen im Bereich der Schrauben a und b ausgenommen werden mußte. Für die gewählte Zwischenplättchenlage läßt sich die dauerhaft ertragbare Last zu $\Delta F = 200$ kN abschätzen (Bild 4.22), die damit deutlich höher als im Fall ohne Zwischenplättchen ausfällt (s. Kap. 4.5.1, Bild 4.18). Zu beachten ist allerdings, daß wegen der plastizierten Kopfplatten Kontakt nicht nur unter den Zwischenplättchen, sondern auch im Bereich der Schrauben c und d vorhanden war. Interessanterweise brach in Versuch T 34 Schraube c (Tafel 4.9), mithin also keine Schraube im Überstandsbereich der Kopfplatte. In Übereinstimmung dazu zeigten spätere Spannungsmessungen (Kap. 5) im genannten Fall auch große Spannungen für die Schrauben c und d.

Da im Fall eines Zwischenplättchens in Höhe des Zugflansches unter Vorspannung ein Beiziehen der Kopfplattenüberstände zu er-

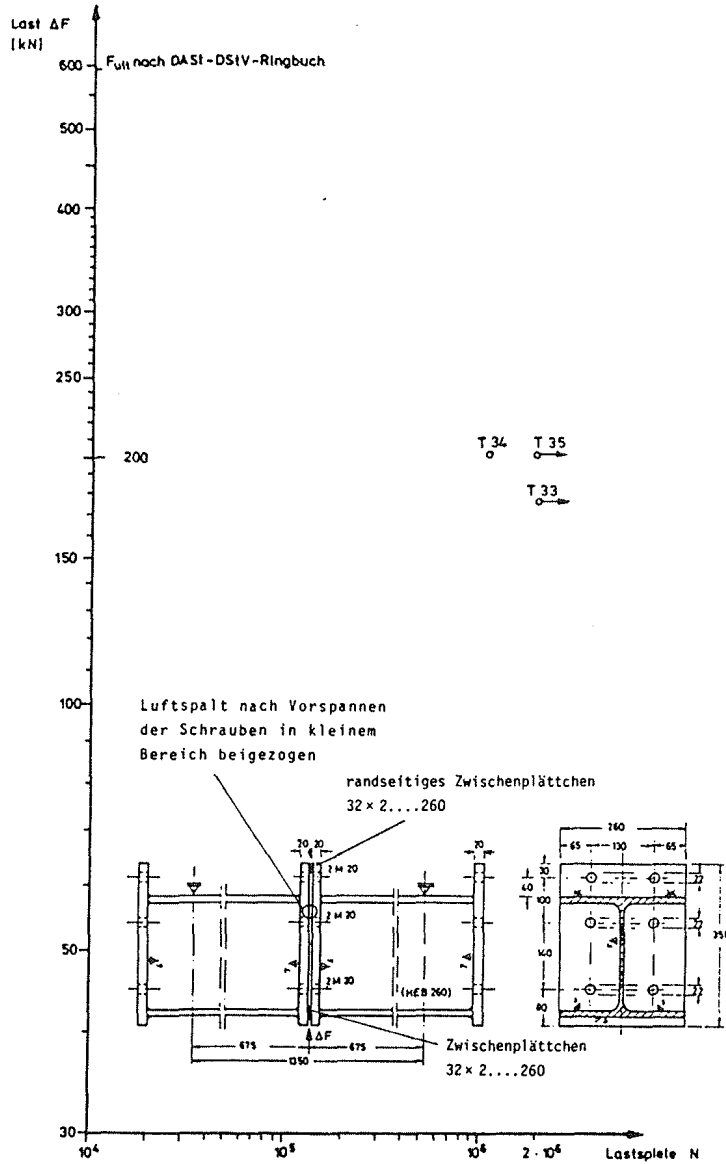


Bild 4.22: Dauerschwingversuche an hochfesten Schrauben der Güte 10.9 in Kopfplattenverbindungen IH 3 B gemäß DAST-DStV-Ringbuch /5/, Versuchsreihe 6 (Tafel 4.1). Erzwungene Kontaktzonen durch Zwischenplättchen im Bereich des Druckflansches und am Rand des Kopfplattenüberstandes sowie zusätzlicher Kontakt nach Vorspannen der hochfesten Schrauben

warten war, mithin wieder ein dreifacher Plattenkontakt vorhanden gewesen wäre, wurde auf Versuche zu diesem Fall verzichtet.

Was das Beiziehen der Kopfplatten im Fall $t = 30$ mm (Versuchsreihe 7) betrifft, so waren sie so steif, daß unerwünschter Kontakt für die in Bild 4.23 angegebenen Zwischenplättchenlagen auch unter voller Vorspannung nicht auftrat. Um sicher zu gehen wurden relativ dicke Plättchen $t = 5$ mm gewählt. Wegen der steiferen Kopfplatten konnte das randseitige Zwischenplättchen mit $b_p = 19$ mm so schmal gewählt werden, daß hier eine Ausnehmung im Bereich der Schraubenlöcher nicht erforderlich war.

Das einzige Versuchsergebnis T 36 für den Fall randseitiges Zwischenplättchen und Kopfplattendicke $t = 30$ mm zeigt für $\Delta F = 175$ kN Brüche an den Schrauben c und d unter geringer Lastspielzahl weit im Zeitfestigkeitsbereich (Bild 4.23). Die dauerhaft ertragbare Last muß damit deutlich niedriger als im Fall ohne ausgeprägten Randkontakt (keine Zwischenplättchen, Bild 4.19) liegen, sie wurde versuchsmäßig jedoch nicht näher bestimmt.

Die folgenden Versuche T 37 bis T 40 der Versuchsreihe 7 mit Zwischenplättchen im Bereich des Zug- und des Druckflansches (Bild 4.23) zeigen Durchläufer noch unter Einzellasten $\Delta F = 250$ kN und damit ein deutlich günstigeres Ergebnis als im Fall des randseitigen Kontaktes sowie auch im Fall ohne Zwischenplättchen. Wie Versuch T 40 belegt ist die Schwachstelle dieser Konstruktion nun wieder die Schweißnaht.

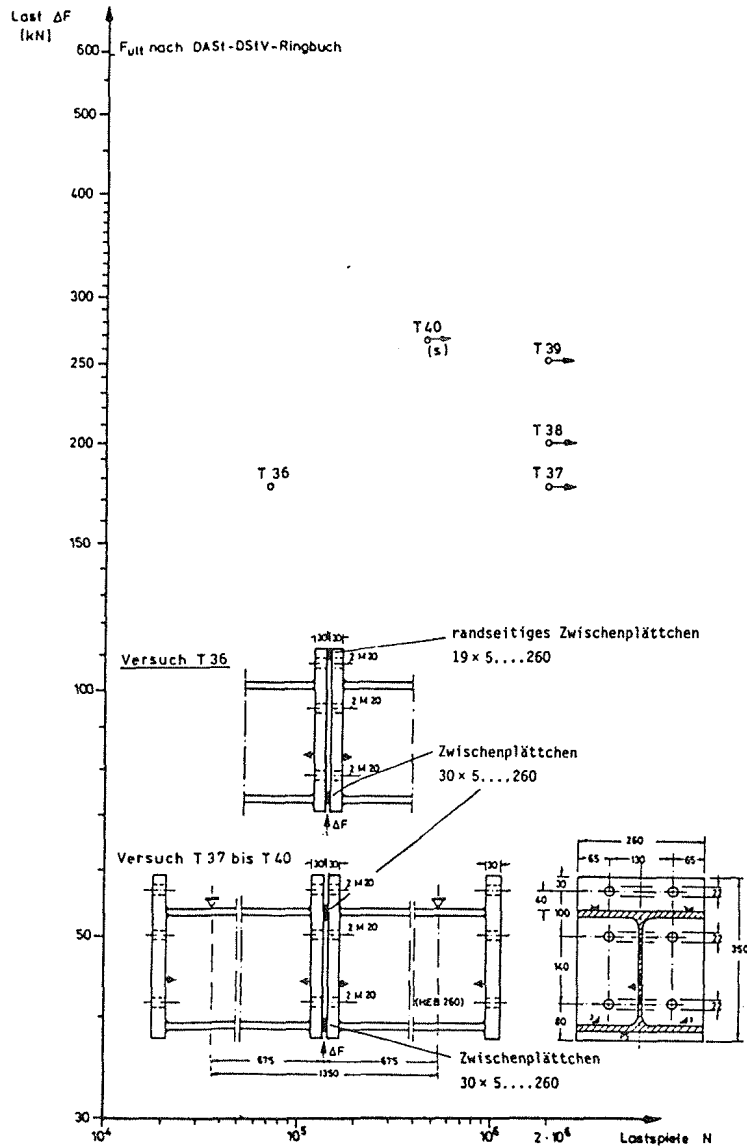


Bild 4.23: Dauerschwingversuche an hochfesten Schrauben der Güte 10.9 in Kopfplattenverbindungen IH 3 B gemäß DAST-DStV-Ringbuch /5/, Versuchsreihe 7 (Tafel 4.1). Erzwungene Kontaktzonen durch unterschiedliche Anordnung von Zwischenplättchen: 1. Für Versuch T 36 Kontakt am Rand des Kopfplattenüberstandes und im Bereich des Trägerdruckflansches. 2. Für Versuche T 37 bis T 40 Kontakt im Bereich des Zug- und Druckflansches des Trägers

Die hier mitgeteilten Versuchsergebnisse für Zwischenplättchen am Rand des Kopfplattenüberstandes und in Höhe des Zugflansches lassen auf den ersten Blick keine eindeutige Tendenz erkennen. Sie werden jedoch verständlich, wenn man beachtet, daß die Größe der Schraubenbeanspruchung in einem Kopfplattenstoß unter Biegung außer von der Größe und Lage der Kontaktfläche auch von der Biegeweichheit der Kopfplatte abhängt. Diese Zusammenhänge sind im folgenden Abschnitt erläutert.

4.5.4 Nachrechnung der Ergebnisse der Trägerversuche

Betrachten wir zunächst die Ergebnisse der Versuchsreihe 6, ohne Zwischenplättchen, Bild 4.18, mit Kopfplattendicke $t = 20$ mm, so wurde der Schweißverzug der Kopfplatte unter der Vorspannung der hochfesten Schraube weitestgehend rückgängig gemacht. Das bedeutet, daß eine Kontaktzone im Bereich des Flansches anzusetzen ist, die jedenfalls größer ist als die in den Versuchsreihen 7 und 8, wo der Überstand der Kopfplatten nicht beigezogen werden konnte. Die unter einem äußeren Biegemoment auftretende Spannung in einer Schraube des Kopfplattenstoßes ist aber entscheidend von der Größe und der Lage der Kontaktzone abhängig. Setzen wir vereinfachend zunächst die Kontaktzone unter Vernachlässigung des Stegbereiches ausschließlich im Bereich der Flansche mit einer Ausstrahlung unter 45° über die Kopfplattendicke an (Bild 4.24a), so folgt die Kontaktfläche $A_k = 26,0 \cdot 5,75 = 149,5 \text{ cm}^2$, mit ihrem Trägheitsmoment $I_k = 2 \cdot 149,5 \cdot 12,1^2 = 43776 \text{ cm}^4$ unter Vernachlässigung des Eigenanteils und des Anteils der Schrauben. Die Spannung unter der Randschraube folgt dann für die im Versuch dauerhaft ertragene mittlerer Last $\Delta F = 150 \text{ kN}$ zu $\Delta \sigma = \frac{\Delta F \cdot l}{4} \cdot \frac{e_s}{I_k} = \frac{150 \cdot 135}{4} \cdot \frac{17}{43776} = 1,96 \text{ kN/cm}^2$, wenn die Kopfplatten als starre, nicht nachgiebige Körper unterstellt werden. Dieser rechnerische Wert ist so niedrig, daß unter ihm im Verlauf von $2 \cdot 10^6$ Lastspielen ein Bruch mit großer Wahrscheinlichkeit nicht auftreten würde. Wir erwarten diesen Spannungswert 4 mal höher. Das bedeutet, daß die Kontaktfläche 4 mal kleiner als angenommen gewesen sein muß. In der Tat zeigten sich an den mit Farbe bestrichenen Kopfplatten nach dem Versuch Abriebstellen, die auf eine sehr kleine Kontaktzone hindeuten (Bild 4.25).

Für die Ergebnisse der Versuchsreihe 7 ohne Zwischenplättchen, Plattendicke $t = 30$ mm, M 20, ist die obige Rechnung die gleiche, zudem hier die Annahme starrer Kopfplatten ohnehin zutreffender ist. Die etwas niedrigere im Versuch dauerhaft ertragene Last $\Delta F = 135 \text{ kN}$ (Bild 4.19) bedingt in der Rechnung eine noch schmalere Kontaktzone, was im Hinblick auf die Schweißverformung, die durch die Vorspannung der hochfesten Schrauben 10.9 nur unwesentlich beeinflusst wurde, auch verständlich ist. Unterstellen wir nun die

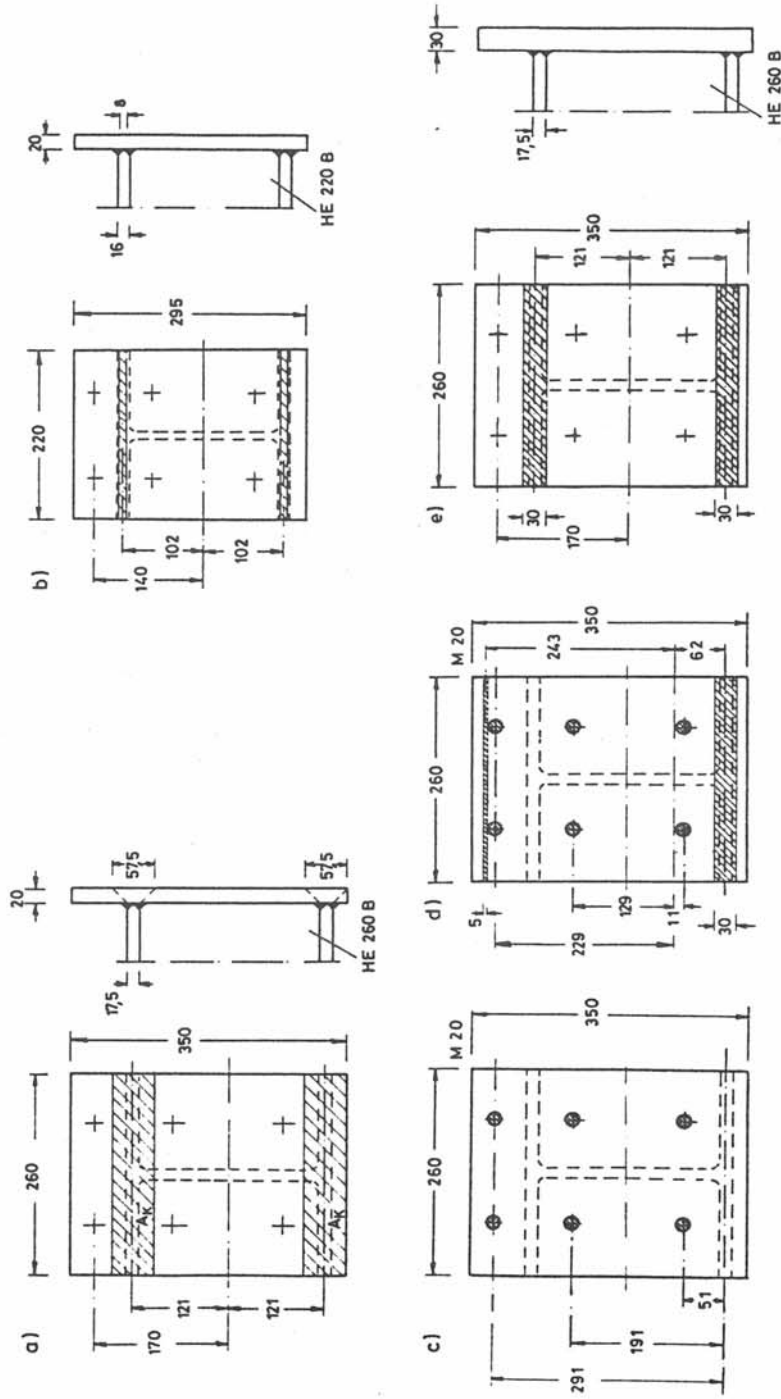


Bild 4.24: Verschiedene Kontaktzonenlagen für die Nachrechnung der Ergebnisse von Dauerschwingversuchen an Kopfplattenverbindungen

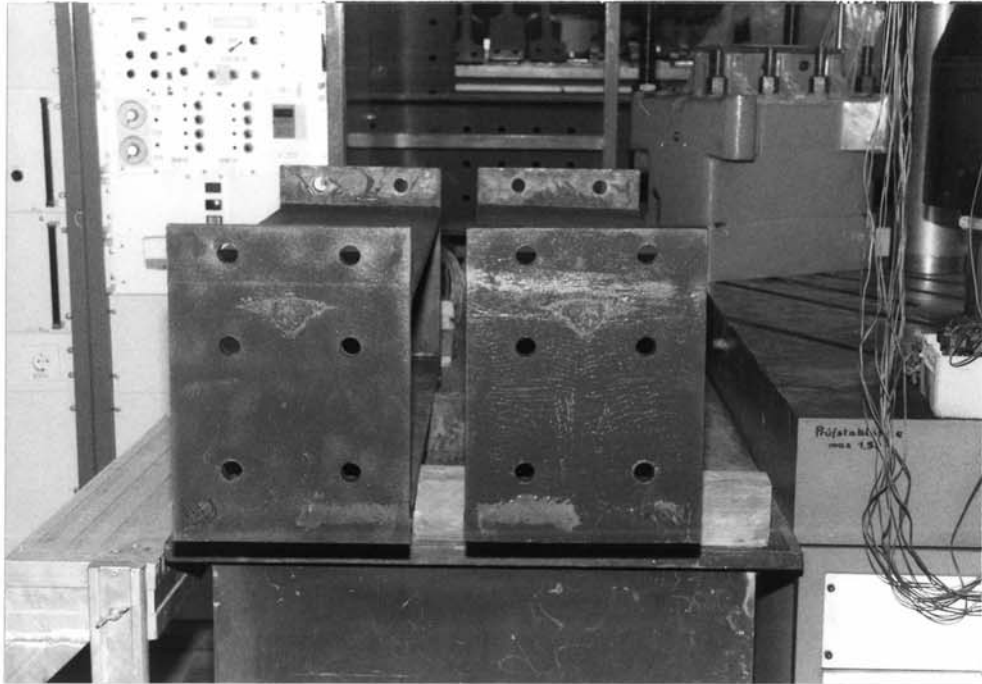


Bild 4.25: Abriebstellen am Farbanstrich nach Trägerversuchen T 9 bis T 11 (Tafel 4.9), Versuchsreihe 6 (Tafel 4.1)

Kontaktfläche im Bereich des Zugflansches so klein, daß unter voller Vorspannkraft $4F_V^{DASt}$ der vier Schrauben M 20 im Zugflanschbereich gerade die Fließgrenze zwischen den gedrückten Kontaktstellen der Kopfplatten erreicht wird, so ergibt sich mit $R_{p0,2} = 24 \frac{kN}{cm^2}$ für St 37 eine "minimale" Größe der Kontaktfläche von $A_k = \frac{4 \cdot 160}{24,0} = 26,7 \text{ cm}^2$ und damit eine Kontaktstreifenbreite von 1,0 cm bei vollem Kontakt entlang der gesamten Flanscbreite $b = 26,0 \text{ cm}$. Wählen wir vereinfachend eine Kontaktfläche im Druckflanschbereich von gleicher Größe, so errechnet sich für die Kontaktflächen in Höhe der Schwerlinie der Flansche $I_k = 26,7 \cdot 12,1^2 \cdot 2 = 7818 \text{ cm}^4$. Die Versuchslast $\Delta F = 135 \text{ kN}$ ergibt in der Randschraube die Spannung $\Delta\sigma = \frac{M}{I_k} \cdot e_k = \frac{135 \cdot 135 \cdot 17}{4 \cdot 7818} = 9,9 \frac{kN}{cm^2}$, ein Wert, der an der Grenze der dauerhaft ertragbaren Spannungsdifferenz liegt. Betrachtet man die photographische Aufnahme der Kontaktfläche, die sich durch Farbabdruck zumindest im Zugbereich deutlich abzeichnet (Bild 4.26) und mißt die Kontaktfläche aus, so ergibt sich im Zugbereich 21 cm^2 mit dem Schwerpunkt etwa 1,5 cm unterhalb der Schwerlinie Flansch. Die Größen-

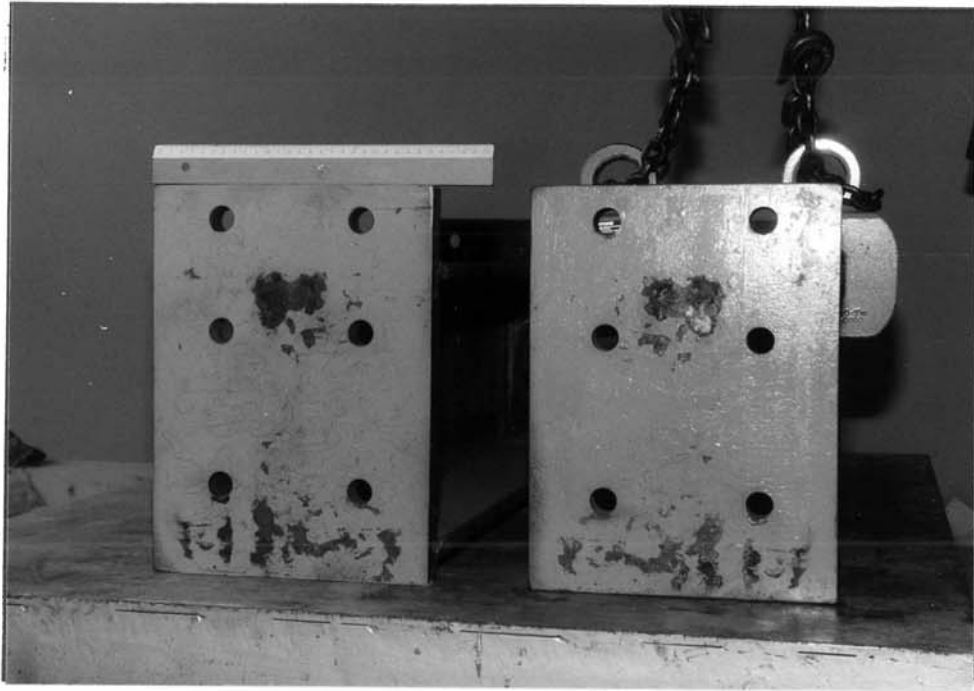


Bild 4.26: Kontaktfläche nach Trägerversuchen T 16 bis T 21 (Tafel 4.9), Versuchsreihe 7 (Tafel 4.1). Ausgemessen: Zugbereich ca 20 cm²

ordnung der Abdruckfläche zeigt also Übereinstimmung mit der obigen Rechnung für "minimale" Größe der Kontaktflächen und starre Kopfplatten.

Wie bereits in Versuchsreihe 7 wurden auch in Versuchsreihe 8 die schweißverzogenen Kopfplattenüberstände unter Vorspannung nicht beigezogen, was wiederum eine kleine Kontaktfläche im Zugbereich zur Folge hatte. Für das vorhandene Profil und Schrauben M 16 mit $F_V^{DASt} = 100 \text{ kN}$ ergibt die Rechnung für "minimale" Größe der Kontaktfläche $A_k = \frac{4 \cdot 100}{24,0} = 16,7 \text{ cm}^2$ und bei vollem Kontakt entlang des Zugflansches eine Kontaktstreifenbreite von 0,8 cm. Das Trägheitsmoment ergibt sich entsprechend Bild 4.24b zu $I_k = 16,7 \cdot 10,2^2 \cdot 2 = 3475 \text{ cm}^4$. Für die $2 \cdot 10^6$ mal ertragene Versuchslast $\Delta F = 70 \text{ kN}$ errechnet sich damit die Randschraubenspannung zu $\Delta \sigma = \frac{70 \cdot 135 \cdot 14}{4 \cdot 3475} = 9,5 \frac{\text{kN}}{\text{cm}^2}$, mithin wieder ein Wert in der Größenordnung von $\Delta \sigma_D$.

Aus den so durchgeführten Nachrechnungen unter der Annahme star-
rer Kopfplatten wäre zu schlußfolgern, daß eine Klaffung im Überstandsbereich der Kopfplatten aus Schweißverzug, wie sie in

Versuchsreihe 7 und 8 nach dem Vorspannen der hochfesten Schrauben noch vorhanden war, sich wegen der kleineren Kontaktzone und ihrer für die Größe des Trägheitsmomentes ungünstigen Lage eher nachteilig auf die Schraubenbeanspruchung auswirkte. Dies wäre dann der ungünstigere Fall. Bei Verlagerung der Kontaktfläche A_k von der Schwerlinie des Zugflansches (Bild 4.24a) nur zur Schwerlinie der äußeren Schrauben hin ergibt sich rechnerisch bereits eine Reduzierung der Schraubenspannung im Verhältnis der Widerstandsmomente von $\frac{121^2}{170} : \frac{145^2}{145} = 0,59$ also um 40 %, starre Kopfplatten vorausgesetzt.

Es muß an dieser Stelle betont werden, daß die Starrheit der Kopfplatten zum Zwecke einer einfachen Vergleichsrechnung unterstellt wurde, die aber eine Abschätzung der Biegespannungen in den Schrauben nicht gestattet. Gibt man die Voraussetzung von der Starrheit der Kopfplatten auf, so wird in der Schraube in dem Maße, wie sie sich aus der Kopfplattenweichheit der Axialspannung entzieht, eine Biegespannung auftreten. Im Vorgriff auf die Ausführungen in Kap. 5 sei in diesem Zusammenhang auf die Größenordnung der insbesondere an den Randschrauben gemessenen Biegespannungen hingewiesen (vgl. Tafel 5.9). Desgleichen zeigen die in den Meßversuchen mit Randkontakt im Plattenüberstandsbereich (MVT 5 und MVT 6) gemessenen hohen Spannungen der "mittleren" Schrauben, daß in solchen Fällen die elastische Nachgiebigkeit der Kopfplatten bei den gewählten Kopfplattendicken t nicht ohne Einfluß für den Lastabtrag auf die Schrauben ist. Berechnungen von Schraubenspannungen unter Berücksichtigung der elastischen Nachgiebigkeit der Kopfplatten, z.B. anhand des von Neuendorff vorgeschlagenen Balkenmodells /6/, führten dann möglicherweise auch zu anderer Bewertung des Einflusses der Lage des Kopfplattenkontaktes im Zugbereich auf die Schraubenspannungen. Weiterführende Betrachtungen auf der Grundlage von Meßergebnissen folgen in Kap. 5.

Wir kehren nun wieder zur einfachen Annahme starrer Kopfplatten zurück, um ergänzende Betrachtungen zur Größe der Kontaktfläche anzustellen. In den Fällen mit nicht beigezogenen schweißverzo-genen Kopfplattenüberständen überrascht die Kleinheit der gemessenen effektiven Kontaktfläche (s. Bild 4.26). Hier spielen

Unebenheiten, wie sie durch Reste von Walzzunder entstehen, bereits eine große Rolle. Eine sichere Abschätzung der Schraubenspannungen ist natürlich dadurch möglich, daß man die Kontaktfläche im Zugbereich vernachlässigbar klein ansetzt. Dadurch entsteht das Rechenmodell nach Bild 4.24c mit der Drehachse in der Schwerlinie des Druckflansches (die Berücksichtigung einer größeren Druck-Kontaktfläche, etwa mit Ausstrahlung unter 45° lohnt sich nicht). Mit dem Widerstandsmoment $W_K = \frac{I_K}{e_K} = \frac{6067}{29,1} = 209 \text{ cm}^3$ für die Randschrauben und der für $2 \cdot 10^6$ Lastspiele ertragbaren Spannung $\Delta\sigma_R = 36 \text{ N/mm}^2$ nach Entwurf des Eurocode /22/ ergibt sich dann eine ertragbare äußere Last in Spannweitenmitte des Versuchsträgers

$$\Delta F_R = \frac{4}{T} \cdot \Delta\sigma_R \cdot W_K = \frac{4}{135} \cdot 3,6 \cdot 209 = 22,2 \text{ kN},$$

also ein Wert, der gegenüber dem Versuchswert von $\Delta F = 150 \text{ kN}$ weit auf der sicheren, aber unwirtschaftlichen Seite, ist.

In Ergänzung zu den Dauerschwingversuchen mit "Schweißverzug" wurden auch ergänzende Dauerschwingversuche an Kopfplattenverbindungen mit Zwischenplättchen gefahren. Um auch hier eine Aussage über die effektive Größe der Kontaktfläche zu erhalten, wurden die Zwischenplättchen vor dem Einbau mit Farbe bestrichen. Bild 4.27 zeigt für den Fall der $t = 30 \text{ mm}$ dicken Kopfplatten der Versuchsreihe 7 durch den Farbabdruck die Kleinheit der effektiven Kontaktfläche am randseitigen Zwischenplättchen (Versuch T 36) was auf die Schräglage des Kopfplattenüberstandes aus Schweißverzug und daraus bedingtem kantigen Anliegen des oberen Zwischenplättchens zurückzuführen ist. Die Ausmessung der Kontaktflächen ergibt im Zugbereich $A_k = 0,5 \cdot 26 = 13 \text{ cm}^2$ und im Druckbereich die volle Fläche des Plättchens (78 cm^2). Für die Nachrechnung des Dauerschwingversuchs T 36 - vorausgesetzt seien wieder starre Kopfplatten - soll wegen der Ungleichheit der Kontaktflächen der Spannungsquerschnitt der Schrauben nicht vernachlässigt werden, zudem wird die Lage der Drehachse im Schwerpunkt der wirksamen Flächen gewählt (Bild 4.24d). Die Berechnung des Trägheitsmomentes der wirksamen Kontaktfläche ergibt damit: $I_k = 6,2^2 \cdot 78 + 24,3^2 \cdot 13 + 2 \cdot 2,45 (22,9^2 + 12,9^2 + 1,1^2) = 14\,066 \text{ cm}^4$. Der im Dauerschwingversuch aufgebrachten Last $\Delta F = 175 \text{ kN}$ ist mithin eine Spannungsdifferenz in den Randschrauben von $\Delta\sigma = \frac{M}{I_k} \cdot e_k = \frac{175 \cdot 135}{4 \cdot 14066} \cdot 22,9 = 9,6 \text{ kN/cm}^2$ zuzu-

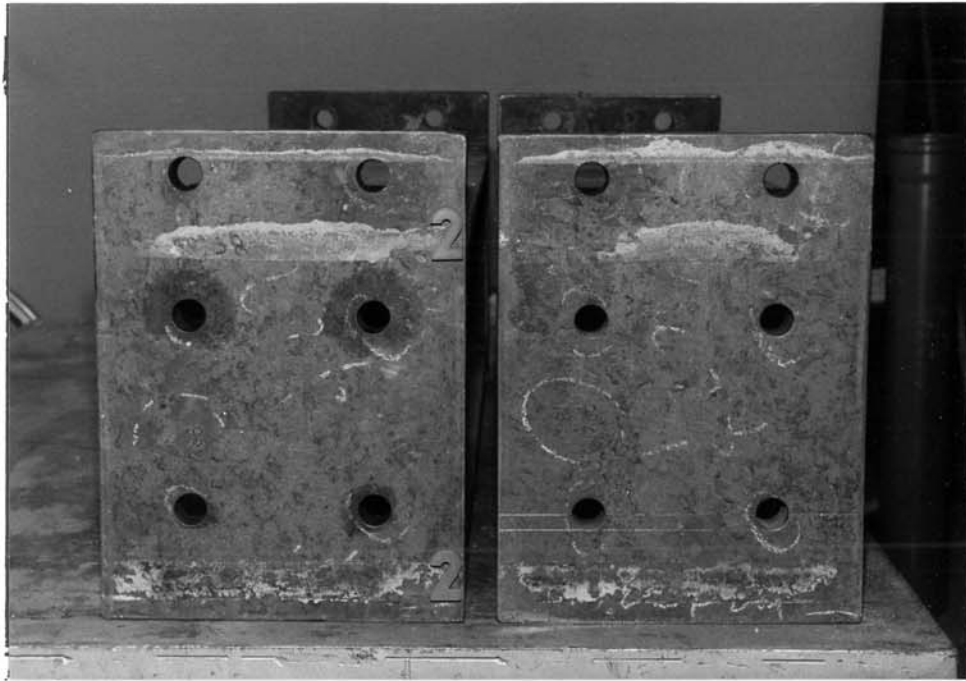


Bild 4.27: Kontaktflächen nach Trägerversuchen mit unterschiedlicher Anordnung von Zwischenplättchen. 1. Zwischenplättchenlage: Farbabdrucke oben und unten (nach Versuch T 36). 2. Zwischenplättchenlage: Farbabdrucke in der Mitte und unten, Kennzeichnung "2" linke Kopfplatte (nach Versuchen T 37 bis T 40). Versuchsreihe 7 (Tafel 4.1)

ordnen, also eine Spannung in der Größenordnung von $\Delta\sigma_D$. Nun ist dieses Rechenergebnis insofern eine Bestätigung des Versuchs als in den Randschrauben kein Dauerschwingbruch auftrat. Die gebrochenen Schrauben c und d (s. Tafel 4.9) begrenzten hier die Dauerhaltbarkeit der Kopfplattenverbindung, sodaß auch dort die größten Spannungen $\Delta\sigma$ infolge äußerer Last vorhanden gewesen sein mußten (s. auch Kap. 4.5.3 und Meßversuch MVT 6, Kap. 5).

Eine überschlägliche Handrechnung für die Kopfplatte als Balken zwischen den Plättchen unter Berücksichtigung der Biegeelastizität der Kopfplatte ergibt Spannungen in den "mittleren" Schrauben von $\Delta\sigma \gg \Delta\sigma_D$, also eine Bestätigung sowohl der Ergebnisse des Dauerschwingversuchs T 36 mit niedriger Lastspielzahl als auch des Ergebnisses der Spannungsmessungen (Meßversuch MTV 6, vgl. Bild 5.59).

Im Fall der zug- und druckflanschseitigen Zwischenplättchen zeigt Bild 4.27 Farbabdrucke in voller Höhe (3 cm) der Zwischenplättchen, mithin eine wesentlich größere Kontaktfläche im Zugbereich.

Die Berechnung des Trägheitsmomentes für die wirksamen Kontaktflächen (Bild 4.24e) ergibt $I_k = 2 \cdot 3 \cdot 26 \cdot 12,1^2 = 22\,840 \text{ cm}^4$. Die Ergebnisse der Dauerschwingversuche lassen nur die Abschätzung einer unteren Grenze der dauerhaft ertragbaren Last mit $\Delta F \cong \cong 250 \text{ kN}$ zu (s. Bild 4.23). Dem zugeordnet berechnet sich eine Spannung in der Randschraube von $\Delta\sigma = \frac{250 \cdot 135}{4 \cdot 22840} \cdot 17 = 6,3 \text{ kN/cm}^2$, die von der Schraube noch dauerhaft ertragbar sein dürfte und damit das Versuchsergebnis bestätigt.

Als Ergebnis dieser Nachrechnung der Versuchsergebnisse ohne und mit Zwischenplättchen bleibt festzuhalten, daß die Höhe der Beanspruchung von hochfesten vorgespannten Schrauben in Kopfplattenverbindungen auf die Größe und Lage der Kontaktfläche zwischen den Kopfplatten sehr empfindlich reagiert. Wird auch noch die elastische Nachgiebigkeit der Kopfplatten berücksichtigt, so kann sich diese günstig oder ungünstig auswirken.

4.6 Zur Bruchcharakteristik

Im folgenden wird die Art und Lage aller Dauerschwingbrüche an den hochfesten Schrauben der T- und Kopfplattenverbindungen beschrieben. Mit Hilfe des Bruchbildes und der Lage des Dauerschwingbruchs wird eine Zuordnung des Dauerschwingbruchs zu den Beanspruchungsarten Axialspannung $\Delta\sigma_n$ und Biegespannung $\Delta\sigma_b$ versucht.

Da die hochfeste Schraube ein hochgradig gekerbtes Bauteil ist, sind Brüche unter Dauerschwingbelastung an Stellen mit hoher Kerbwirkung zu erwarten, also im Schraubengewindegrund des ersten tragenden Gewindeganges. Bild 4.28 zeigt schematisch die Lastverteilung über die mutterseitigen Gewindegänge. Für Axiallast werden Formzahlen bis $\alpha_{KZ} = 10$ angegeben, das heißt 10-fach gegenüber der Nennspannung σ_N im Schraubenschaft erhöhte Spannungsspitzen $\max \sigma / 6/$. Aufgrund von Fließerscheinungen im Gewinde (s. Bild 4.28) sinkt allerdings der Spitzenwert in geringem Maße ab. Die für die Dauerfestigkeit relevante Kerbwirkungszahl β_{KZ} , das ist der Quotient der Dauerschwingfestigkeiten vergleichbarer ungekerbter und gekerbter Bauteile, beträgt daher für Schrauben im Mittel nur $\beta_{KZ} = 6,5$. Beim Vorhandensein von zusätzlicher Biegung in der Schraube sind veränderte Gewindelastverteilungen und damit veränderte β_K -Werte zu erwarten, so daß für diesen Fall ein Dauerschwingbruch an anderer Stelle

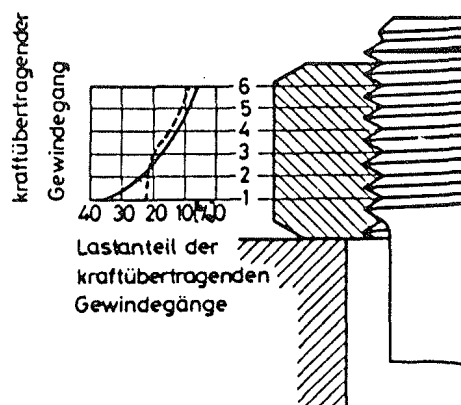


Bild 4.28: Lastverteilung auf Schraubengewindegänge bei rein elastischer Formänderung (—) und nach Überschreitung der Fließgrenze durch die örtlichen Beanspruchungen bei zähem Werkstoff (----) /6/

im Gewinde denkbar ist. Agatonović /26/ deutet an, daß bei überwiegender Biegespannung der Bruch nun nicht mehr im Kerbgrund des ersten tragenden Gewindeganges, sondern am Auslauf des Bolzengewindes zum Bolzenschaft hin auftreten kann, was auch neuere Untersuchungen von Kloos/Schneider /27/ bestätigen.

Aus den eigenen Dauerschwingversuchen seien zunächst die Sonderfälle von Brüchen am Schraubenkopf und im Schraubenschaft genannt. Im Falle des Vorversuchs Nr. V 4 brach Schraube b am Kopf (Bild 4.29), was jedoch für das gesamte Versuchsprogramm ein



Bild 4.29: Dauerschwingbruch am Schraubenkopf einer hochfesten Schraube M 16, Schraube a des Versuches Nr. V 4 (Versuchsreihe 0). Anrißstelle zugblechseitig, in der Dauerschwingbruchfläche des Schraubenkopfes am unteren Bildrand erkennbar

Einzelfall blieb. In den Kapiteln 4.5.1 und 4.5.2 wurde bereits über Dauerschwingbrüche am Schraubenschaft berichtet. Bild 4.30 zeigt einen solchen Schaftbruch. In den Trägerversuchen T 12 und T 14 (M 20) sowie T 22 und T 23 (M 16) mit Schaftbrüchen waren die Kopfplattenüberstände unter voller Vorspannung nicht beigezogen, was zur Folge hatte, daß der Schaft der hochfesten Schrauben an der Kante des Lochrandes rieb (s. Bild 4.20, Kap.

4.5.2) und damit zu den frühzeitigen Dauerschwingbrüchen führte. Bild 4.31 zeigt deutlich diese Reibkerben am abgerissenen Gewindeteil der Schraube a des Trägerversuchs T 23. Bei den Dauerschwingversuchen an T-Verbindungen trat nur in einem Fall ein Dauerschwingbruch am Schraubenschaft auf (Versuch 2). Eine Schräglage der Kopfplatten war hier nicht vorhanden. Da in weiteren Versuchen mit demselben T-Stück kein Schaftbruch mehr auftrat und zudem keine Reibkerben am Schaft festgestellt wurden, könnte als Bruchursache ein Materialfehler im Schraubenschaft infrage kommen. Im Zusammenhang mit der Ausbildung von Reibkerben im Schraubenschaft als Bruchursache sei noch auf die Gefährlichkeit von Schweißperlen an der Lochinnenwandung hingewiesen, die beim Anschweißen der Kopfplatten leicht entstehen können und vor dem Einbringen der hochfesten Schrauben unbedingt zu entfernen sind.

Wir betrachten nun die an den Schraubengewinden aufgetretenen Dauerschwingbrüche, die die überwiegende Mehrheit darstellten. Eine Zusammenstellung der Art und Lage dieser Brüche ist den Tafeln 4.10, 4.11 und 4.12 für die Fälle hochfeste Schrauben M 20 in T-Verbindungen (Versuchsreihen 1 und 2, Tafel 4.1), hochfeste Schrauben M 16 und M 24 in T-Verbindungen (Versuchsreihen 0, 3, 4 und 5) und Kopfplattenverbindungen (Versuchsreihen 6, 7 und 8) zu entnehmen. Die Tafeln enthalten auch die Spannungsamplituden getrennt nach Biegespannungsanteil $\sigma_{a,b}$ und Axialspannungsanteil $\sigma_{a,n}$, die für die zum Schraubenbruch gehörende Lastamplitude aus den Ergebnissen der Spannungsmessungen interpoliert wurden (Kap. 5.5.2.3 und 5.6.3).

Was die Lage des Dauerschwingbruchs in Gewindelängsrichtung betrifft, so wurde die Mehrzahl der Brüche im bereits genannten ersten tragenden Gewindegang des Mutterbereichs registriert (Bild 4.32). Nur im Falle des Vorversuchs V 2 war die Bruchfläche bis in tiefergehende mutterseitige Gewindegänge treppenförmig versetzt. Bild 4.33 zeigt dieses treppenförmige Bruchbild für das abgebrochene Ende der Schraube a des Versuchs V 2, wo eine Dauerbruchfläche bis zum dritten mutterseitigen Gewindegang auftrat. Die veränderte Gewindelastverteilung, die diesem Bruchbild zugrunde liegen muß, kann aus dem Einfluß zusätzlicher



Bild 4.30: Dauerschwingbruch im Schraubenschaft einer hochfesten Schraube M 16. Schraube a des Versuches Nr. T 22 (Versuchsreihe 8). Anrißstelle (Pfeil) zugfanschseitig

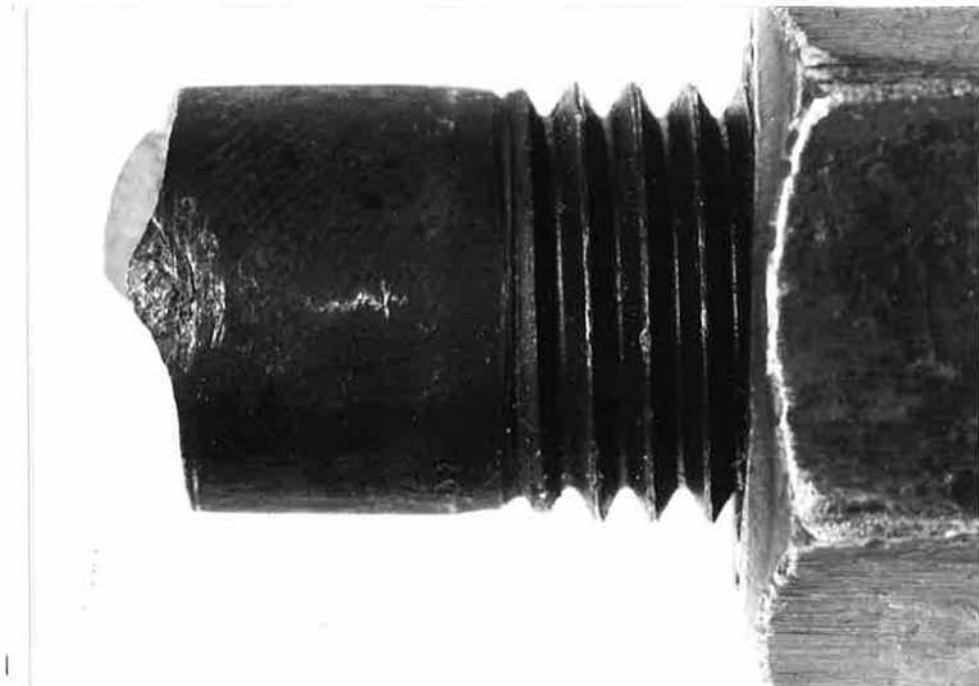


Bild 4.31: Reibkerben als Ursache für einen Dauerschwingriß am Schaft einer hochfesten Schraube M 16. Schraube a des Versuches Nr. T 23 (Versuchsreihe 8). Anrißstelle zugflanschseitig

Tafel 4.10: Angaben zur Charakteristik der Dauerschwingbrüche an hochfesten Schrauben M 20 in T-Verbindungen, Versuchsreihen 1 und 2, Tafel 4.1. $F_{DAST}^V = 160 \text{ kN}$

Spannungen im Schraubenschaft (Kap. 5)		$\sigma_{a,n} \text{ [N/mm}^2\text{]}$																	125	99	99	60	60			41	39	37	37	32	32		25	25			
unter der Bruchlast des Dauerschwingversuches		$\sigma_{a,b} \text{ [N/mm}^2\text{]}$																	97	79	79	49	49			29	27	26	26	7	7		6	6			
Versuch - Nr.		1	1	2	2	3	7	8	9	10	11	11	12	12	13	16	16	17	17	21	23	23	25	25	26	31	41	42	43	43	47	47	48	49	50		
Schraube		M 20																																			
Plattendicke t [mm]		20																				30															
Lage des Plattenkontaktes ¹⁾		T	T	T	T	T	T	T	T	T	T	T	T	T	T	T	T	T	T	T	R	R	R	R	R	S	S	R	R	R	R	M	M	M	M		
Einbaulage der gebrochenen Schraube		a	b	a	b	b ³⁾	b	b	b	b	a	b	a	b	a	a	b	a	b	a	b	b	a	b	a	b	b	a	a	a	a	b	a ³⁾	b	a	a	a
Lage des Dauerschwingrisses im Gewinde	Umfangsrichtung	zugblechseitig		x	x ⁶⁾	x	x			x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	
		zur Zugblechseite versetzt ⁴⁾			x ⁷⁾																																
Längsrichtung (Gewindegang)	freier schaftseitiger Gewindegang	x	x									x	x	x	x												x	x	x								
	1. tragender mutterseitigen Gewindegang		x	x	x			x	x	x	x										x	x	x	x													
besondere Formgebung der Anrißfläche ²⁾																																					
geschätzte Größe der Anrißfläche A_D als Anteil des Schraubenkernquerschnittes A_3		$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{3}$	$<\frac{1}{3}$	$(\frac{1}{2})$ ⁵⁾	$\frac{2}{3}$	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{3}$	$<\frac{1}{3}$	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{3}$	$<\frac{1}{3}$	$\frac{2}{3}$	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{2}{3}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{2}{3}$	$>\frac{2}{3}$	0	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{2}$	
geschätzte Restbruchkräfte $\bar{F} = \sigma_{ult} (A_3 - A_D)$ [kN] der gebrochenen Schrauben ($\sigma_{ult} = 1000 \text{ N/mm}^2$)		115	150	>150		75	150	150	150	150	>150	150	150	150	150	150	150	150	>150	75	150	115	115	150	115	115	75	115	75	<75	(225)	150	150	150	115		

1) M = Plattenkontakt (vorwiegend) mittig (mittiges Zwischenplättchen, Schweißverzug)

S = Plattenkontakt an der Schraube (Zwischenringe)

R = Plattenkontakt am Plattenrand (Randplättchen)

T = Plattenkontakt nicht definiert (technisch ebene Platten)

2) S = sichelförmige Anrißfläche (s. Bild 4.37)

G = geradlinig begrenzte Anrißfläche (s. Bild 4.38)

3) Folgebruch als reiner Gewaltbruch

4) Anriß nicht innerhalb des zugblechseitigen Kreisviertels des Schraubenumfanges

5) Dauerschwingbruch im Schraubenschaft

6) Anriß im freien schaftseitigen Gewindegang

7) Anriß im mutterseitigen Gewindegang



Bild 4.32: Dauerschwingbruch im ersten tragenden Gewindegang einer hochfesten Schraube M 20. Schraube a des Versuches Nr. T 20 (Versuchsreihe 7). Anrißstelle (Pfeil) zugflanschseitig

Biegung oder auch aus einem stärker plastizierten Gewinde, wie in Bild 4.28 angedeutet, erklärt werden.

Betrachten wir die Brüche im freien belasteten (schaftseitigen) Gewindeteil, so treten diese in einigen Fällen im ersten schaftseitigen Gewindegang im Gewindeauslauf (Bild 4.34), ebenso häufig allerdings auch in einem beliebigen freien Gewindegang auf. Daraus ist zu schließen, daß die Kerbwirkung am Gewindeauslauf gleich anzusetzen ist. Bei den hochfesten Schrauben M 20 in T-Verbindungen (Tafel 4.10) fällt auf, daß für die dünnen Platten $t = 20$ mm deutlich mehr Dauerschwingbrüche in freien schaftseitigen Gewindegängen als im Fall der dicken Platten $t = 30$ mm auftreten. Bei den biegeweicheren Platten ($t = 20$ mm) könnte die höhere Biegebeanspruchung als Ursache für die Verlagerung des Dauerschwingbruchs in den freien schaftseitigen Gewindeteil angesehen werden. Schwingbruchflächen, die zugleich im freien belasteten Gewindebereich und im ersten tragenden Gewindegang des Mutterbereichs verlaufen, wurden vor allem bei den Versuchen mit realen Kopfplattenverbindungen (Tafel 4.12) beobachtet. Bild 4.35 zeigt die gebrochene Schraube a des Trägerversuchs T 29 mit



Bild 4.33: Treppenförmig versetzte Dauerschwingbruchflächen in den ersten 3 tragenden (mutterseitigen) Gewindegängen einer hochfesten Schraube M 16. Schraube a des Versuches Nr.V 2 (Versuchsreihe 0). Restbruchfläche gegenüber der Zugblechseite (rechte Bildhälfte)

solchen Dauerbruchflächen jeweils im ersten tragenden und in einem freien belasteten Gewindegang.

Bezüglich der Lage des Dauerschwinganrisses in Schraubenumfangsrichtung sei wegen der Unsicherheiten bei der genauen Auffindung der Anrißstelle zwischen Anrißstelle im Bereich eines Viertels des Schraubenumfangs auf der Zugblechseite (Zugflanschseite) und außerhalb dieses Bereichs unterschieden, wobei nie ein Anriß gegenüber der Zugblechseite (Zugflanschseite) festgestellt wurde. In den Fällen mit kreisringförmiger Bruchfläche (vergl. Bild 4.36) konnten keine Angaben zur Anrißstelle gemacht werden. In den Fällen der doppelten Anrißfläche (Kopfplattenverbindungen, Tafel 4.12) ist festzustellen, daß die Anrißstellen aller Gewindegänge im Bereich der Mutter zur Zugflanschseite versetzt (in der Regel zum Trägersteg hin) beginnen, während die Anrisse in den schaftseitigen Gewindegängen in der Mehrzahl der Fälle zug-

flanschseitig liegen. Da der Anriß infolge Biegewirkung im allgemeinen an der Stelle der größten Zugspannungen auf der Zugflanschseite (vgl. Kap. 5) auftritt, sind diese Dauerschwingrisse wegen der Ausrichtung ihrer Anrißstelle der Biegewirkung zuzuordnen. Bei zur lastzugewandten Seite versetztem Anriß fällt auf, daß hier durchweg $t/d > 1$ ist, mithin relativ dicke Kopfplatten verwandt waren. Bei biegeweicheren Kopfplatten der Dicke $t = d$ und daher höherer Biegebeanspruchung der Schrauben beginnen die Dauerschwingrisse durchweg auf der Seite des Zugblechs oder Zugflansches, lassen wir die Schraubenbrüche mit zugleich schaft- und mutterseitigen Bruchflächen außer acht. In den Fällen mit nur schaftseitigem Dauerschwingbruch oder Dauerschwingbruch im ersten tragenden Gewindegang wird der Beginn der Brüche überwiegend auf der lastzugewandten Seite (Zugblechseite, Zugflanschseite), wie aufgrund der Spannungsmessungen in Kap. 5 zu erwarten, beobachtet.

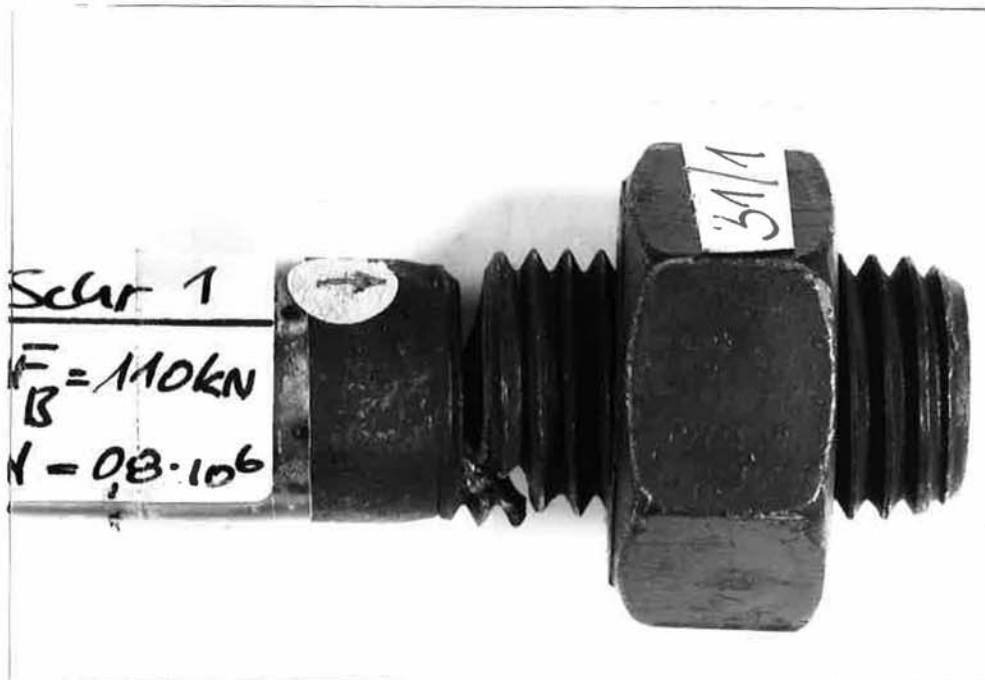


Bild 4.34: Dauerschwingbruch im ersten belasteten schaftseitigen Gewindegang einer hochfesten Schraube M 20. Schraube a des Versuches Nr. 31 (Versuchsreihe 1). Anrißstelle (Pfeil) zugblechseitig

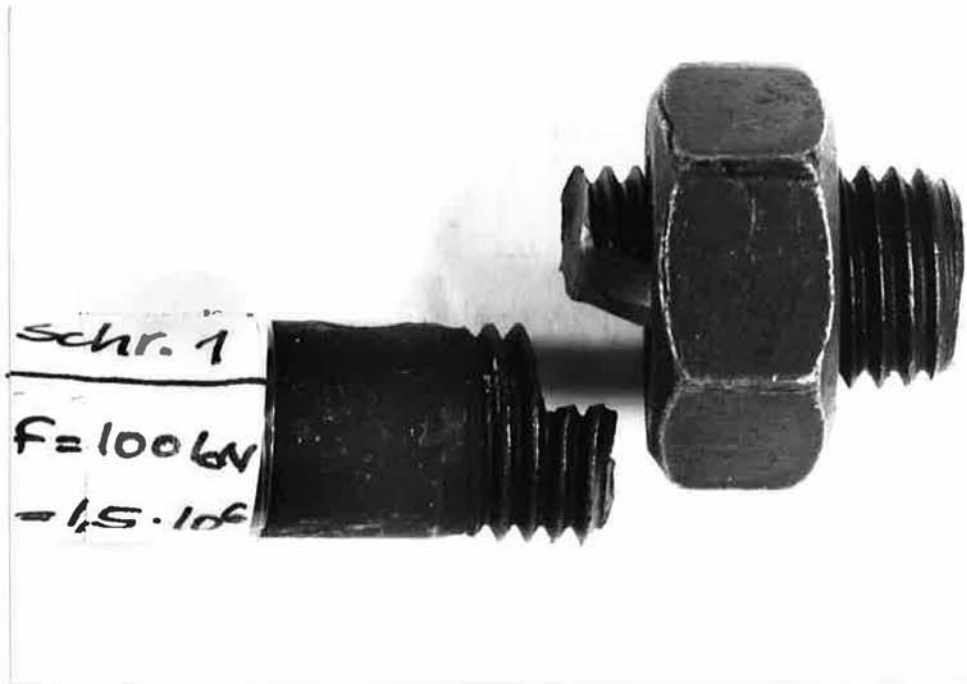


Bild 4.35: Doppelter Dauerschwingbruch im ersten tragenden (mutterseitigen) und in einem schaftseitigen Gewindegang einer hochfesten Schraube M 16. Schraube a des Versuches Nr. T 29 (Versuchsreihe 8). Beide Anrißstellen zur Zugflanschseite (Bildaufsicht) versetzt

Betrachten wir nun die Formgebung der Bruchanrißflächen. In den Tafeln 4.10, 4.11 und 4.12 werden die kreisringförmige (K) und ausgeprägt sichelförmige (Si) Anrißrißfläche (Bilder 4.36 und 4.37) als typische Bruchbilder für schwingende vorwiegend axiale Belastung sowie die gegenüber der Restbruchfläche gradlinig (G) begrenzte Anrißfläche (Bild 4.38) als typisches Bruchbild für schwingende überwiegende Biegung ausgewiesen. Bei den Kopfplattenverbindungen (Tafel 4.12) werden kreisringförmige und sichelförmige Bruchbilder vielfach in den Fällen dicker Kopfplatten $t/d > 1$ bemerkt. Typische Biegebruchbilder mit gradliniger Begrenzung der Restbruchfläche sind nur bei einigen T-Verbindungen und dort in den Fällen mit Randplättchen aufgetreten (Tafeln 4.10 und 4.11). Tafel 4.10 weist aus, daß für $t = 30$ mm dicke Platten im Fall mittigen Plattenkontakts 4 Bruchbilder auf überwiegende Axialbelastung, im Fall des Plattenrandkontakts 2 Bruchbilder auf überwiegende Biegung hindeuten. Diese Tendenz kann leider mit Hilfe der Spannungsmessungen (Kap. 5) nicht bestätigt werden.

Was die Größe der Restbruchfläche betrifft, so ist diese ein Maß für die Größe der zum Zeitpunkt des spröden Gewaltbruchs vorhan-



Bild 4.36: Kreisringförmige (k) Dauerschwinganrißfläche einer hochfesten Schraube M 20 unter überwiegender Axiallast. Schraube a des Versuches Nr. T 20 (Versuchsserie 7)

denen Gesamtkraft \hat{F} . Für alle im Gewinde gebrochenen Schrauben wurde deshalb die Größe der Dauerschwinganrißfläche A_D abgeschätzt. Unterschieden wurde nach sehr kleinen Anrißflächen ($A_D < 1/3 A_3$ mit A_3 als dem Schraubenkerndurchmesser), kleinen ($A_D = 1/3 A_3$), mittleren ($A_D = 1/2 A_3$), großen ($A_D = 2/3 A_3$) und sehr großen Anrißflächen ($A_D > 2/3 A_3$).

Mit Hilfe der geschätzten Größe der Anrißfläche läßt sich eine Restbruchkraft $\hat{F} = \sigma_{ult} \cdot (A_3 - A_D)$ zum Bruchzeitpunkt abschätzen. Im folgenden soll nun die Restbruchkraft in Beziehung gesetzt werden zur Soll-Vorspannkraft nach DAST-Ri 010. Hierbei ist zu beachten, daß der prozentuale Anteil der Vorspannkraft an der gesamten Restbruchkraft - also einschließlich der äußeren schwingenden Last - in dem Maße zurückgeht, wie durch Fortschreiten des Daueranrisses die Schraube nachgibt und damit die Vor-

spannkraft abgebaut wird. Anrißflächen A_D bis zu einem Drittel des Kernquerschnitts A_3 lassen erkennen, daß zum Zeitpunkt des Restbruchs noch nahezu die volle Vorspannkraft in den hochfesten Schrauben vorhanden war. Betrachten wir zunächst Tafel 4.10, so ist dies in der Mehrzahl der Brüche an hochfesten Schrauben M 20 der Fall. Bei den Versuchen Nr. 1 bis 3 waren planmäßig geringere Vorspannkraften aufgebracht, was auch zu kleineren Restbruchflächen führte. Besonders auffällig ist für die Versuche mit Plattendicke $t = 30$ mm, daß hier für mittigen Plattenkontakt die geschätzten Restbruchkräfte \hat{F} bis auf einen Fall (Versuch Nr. 50) alle in der Größenordnung des Sollwertes der Vorspannkraft F_V^{DAST} liegen, während für Plattenrandkontakt durchweg niedrigere Restbruchkräfte \hat{F} ge-



Bild 4.37: Sichelförmige (S) Dauerschwinganrißfläche (rechter Bildrand) einer hochfesten Schraube M 20. Bruchursache Überwiegend Axialbeanspruchung. Schraube a des Versuches Nr. 50 (Versuchsreihe 2). Anrißstelle zugblechseitig

schätzt werden. In Versuch Nr. 43 fällt \hat{F} sogar kleiner als 50 % des Sollwertes F_V^{DAST} aus (Bild 4.39). Diese Tendenz ist auch bei den dünnen Platten $t = 20$ mm für Plattenrandkontakt und Kontakt unter den Schrauben zu bemerken, allerdings fehlt hier mangels Ergebnissen der Vergleich zu mittigem Plattenkontakt. Die Brüche an hochfesten Schrauben M 16 und M 24 in T-Verbindungen (Tafel 4.11) wurden mit Ausnahme der Vorversuche alle unter Plattenrandkontakt erzielt. Die Ergebnisse der Tafel 4.11 zeigen in der Regel gegenüber dem Sollwert F_V^{DAST} deutlich abgefallene Restbruchkräfte \hat{F} , Ausnahmen sind nur in drei Fällen (Versuche Nr. 54, 63 und 66) mit $\hat{F} \approx F_V^{DAST}$ zu erkennen. Bei den Vorversuchen, wo kein planmäßiger Randkontakt vorlag und im Verhältnis zum



Bild 4.38: Geradlinig (G) angrenzende Dauerschwinganrißfläche und Restbruchfläche einer hochfesten Schraube M 20 unter Überwiegender Biegung. Schraube a des Versuches Nr. 31 (Versuchsreihe 1). Anrißstelle (Pfeil Bildunterkante) zugblechseitig

Schraubendurchmesser d die dicksten Platten $t/d = 25/16$ gewählt waren, betragen die geschätzten Restbruchkräfte $\hat{F} \approx 0,5 \cdot F_V^{DAST}$, mithin zum Bruchzeitpunkt nur noch 50 % der theoretischen Anfangsvorspannkraft. Betrachten wir die Größe der Anrißbruchfläche A_D bei den Trägerversuchen (Tafel 4.12), so werden für die Gewindebrüche an hochfesten Schrauben M 20 in der Mehrzahl der Fälle die Kräfte zum Bruchzeitpunkt zu $\hat{F} = 115 \text{ kN} = 0,7 \cdot F_V^{DAST}$ geschätzt. Als Ausnahmen sind die Versuche T 18 und T 19 mit $\hat{F} \approx F_V^{DAST}$ zu nennen. Bei den Trägerversuchen mit hochfesten Schrauben M 16 gelang es, mit Hilfe eines Weggebers am Trägerzugflansch vor Gewaltbruch Schrauben mit deutlich erkennbaren Anrißflächen auszubauen. Diese zeigten wieder doppelte Anrißflächen.



Bild 4.39: Große Dauerschwinganrißfläche $A_D > \frac{2}{3}A_3$ als Hinweis auf geringe Vorspannkraft zum Zeitpunkt des Restbruches (linke Bildhälfte) an einer hochfesten Schraube M 20. Schraube b des Versuches Nr 43 (Versuchsreihe 2). Anrißstelle (rechte Bildhälfte) zugblechseitig

Eine Abschätzung der Restbruchflächengröße war jedoch nicht möglich, da der Gewaltbruch nicht auftrat. Nur im Fall des Versuchs Nr. T 31 mit vollständigem Bruch und Anrißbruchfläche wurde $F_V \approx F_V^{DAS^t}$ geschätzt.

Fassen wir zusammen: Die betrachteten Dauerschwingbrüche an hochfesten Schrauben treten in der Mehrzahl der Fälle wie erwartet im ersten tragenden Gewindegang im Bereich der Mutter (mutterseitig) auf, in einer geringeren Anzahl von Fällen auch in den belasteten freien Gewindegängen (schaftseitig). Der Dauerschwingriß beginnt in der Regel zugblechseitig (zugflanschseitig), was auf maximale Spannungen $\max \Delta \sigma$ in der Randfaser der hochfesten Schrauben auf der Lasteintragungsseite unabhängig von der Plattendicke t und der Lage des Plattenkontaktes schließen läßt. Dies wird durch die gemessenen Spannungen bestätigt. Eine Verlagerung der Anrißbruchfläche vom ersten tragenden Gewindegang im Bereich der Mutter zu dem freien belasteten Gewindebereich hin steht im Zusammenhang mit erhöhter Biegebeanspruchung der Schraube und wurde bei dem Verhältnis Plattendicke zu Schraubendurchmesser $t/d = 1$ festgestellt. Allerdings läßt sich für das gemessene Verhältnis Biege- zu Axialspannung der Größenordnung 1 noch keine eindeutige Aussage zur Lage des Bruches machen. Dieser trat hierbei sowohl im ersten tragenden Gewindegang als auch im freien belasteten Gewindeteil auf.

Bei den Trägerversuchen wurde das Phänomen des doppelten Bruchbeginns im ersten tragenden Gewindegang und im freien belasteten Gewindeteil verstärkt beobachtet, wobei die Anrisse zueinander wie auch zur Zugflanschseite versetzt waren. Eine Betrachtung zur Größe der Restbruchkraft \hat{F} zum Zeitpunkt des Gewaltbruchs ergibt, daß bei den T-Verbindungen mit Plattenrandkontakt sowie bei den Trägerverbindungen in der Regel weniger als 70 % der Sollvorspannkraft $F_V^{DAS^t}$ als Restbruchkraft verbleiben, jedoch in den Fällen der T-Verbindungen mit mittigem Kontakt sowie bei nicht planmäßigem Kontakt und dünnen Kopfplatten ($t/d = 1$) in der Regel $F \sim F_V^{DAS^t}$.

4.7 Zusammenfassende Beurteilung der Versuchsergebnisse

Bei einem Vergleich der Versuchsergebnisse der Trägerversuche mit denen der T-Verbindungen ist der unterschiedliche Mechanismus für die Schraubenbeanspruchung unter einer äußeren Belastung zu beachten.

Unter der Voraussetzung starrer Platten ist die Beanspruchungshöhe der Schrauben bei den T-Verbindungen ausschließlich von der Größe der vorhandenen Kontaktfläche abhängig, und es spielt keine Rolle, ob sie in T-Mitte oder am Rand der Platte angeordnet ist, wenn nur die Größe der Kontaktfläche identisch ist. Bei elastisch nachgiebigen Platten verändert sich dagegen unter der Einwirkung der äußeren Last die Lage der Kontaktzone. Der Grenzfall Kontaktzone am T-Rand bewirkt dann eine Vergrößerung der Schraubenbeanspruchung aus Hebelwirkung gegenüber starren Platten, der Grenzfall Kontaktzone in T-Mitte eine Verkleinerung, sofern beide Kontaktflächen gleich groß sind.

Bei den Kopfplatten der Trägerversuche ist der Mechanismus ähnlich, jedoch bewirkt das Biegemoment, daß die Randschraube in Abhängigkeit von dem Trägheitsmoment, gebildet aus den Kontaktflächen, am stärksten beansprucht wird und hier bereits bei starren Kopfplatten von entscheidender Bedeutung ist, wo die Kontaktflächen zwischen den Kopfplatten liegen. Bei gleicher Größe der Kontaktfläche im Zugbereich wird das Trägheitsmoment für Randkontakt gegenüber Kontakt in Flanschmitte zunehmen, und damit die Schraubenbeanspruchung abnehmen. Zwar wird dieser Effekt wie bei den T-Profilen durch elastisch nachgiebige Platten aus Hebelwirkung gemildert, dennoch verbleibt für Randkontaktzone eine abnehmende Wirkung.

Als Schlußfolgerung ergibt sich für die Randschraube in T-Stücken: Mittenkontakt ist günstiger als Randkontakt, bei Mittenkontakt ist die dünnere Kopfplatte günstiger, bei Randkontakt die dickere; für die Beanspruchung der Randschraube im Zugbereich von auf Biegung beanspruchten Kopfplattenstößen an I-Profilen: Bei gleicher Kontaktfläche ist Randkontakt günstiger als Flanschkontakt, bei Randkontakt ist die dickere Kopfplatte günstiger, bei Flanschkontakt die dünnere.

Somit folgt, daß die Übertragbarkeit von Versuchsergebnissen an T-Stücken auf Kopfplatten bei Benutzung des T-Modells im Biegezugbereich von Biegeträgern nicht ohne weiteres möglich ist.

Aus den T-Versuchen kann zu den Parameterstudien gefolgert werden:

- a) der Einfluß der elastischen Nachgiebigkeit der Platten auf die $2 \cdot 10^6$ mal ertragbare Schwinglast der hochfesten Schraube ist beachtlich. Für Randkontakt sinkt die Last von 85 auf 60 kN, d.h. um $\sim 30\%$ (Bild 4.14 und 4.11), wenn die Kopfplattendicke von $1,5 d$ auf $1,0 d$ reduziert wird.
- b) Der untere Grenzwert für die $2 \cdot 10^6$ mal ertragbare Schwinglast, bei den T-Verbindungen durch Randkontakt gekennzeichnet, betrug $0,16 \div 0,26 \cdot F_V^{DAS t}$ (Tafel 4.13), wobei der größere Wert der Plattendicke $1,5$ mal Schraubendurchmesser d , der kleinere $1,0 \cdot d$ zugeordnet ist.
- c) Der obere Grenzwert ergab sich bei Plattendicke t gleich Schraubendurchmesser d ($t/d = 1$) zu $0,8 \cdot F_V^{DAS t}$ (Bild 4.13). bei $t/d = 1,5$ zu $0,9 F_V^{DAS t}$ (Bild 4.14).
- d) Die zwischengelegte Unterlegscheibe liefert nur geringfügig höhere Werte als dem unteren Grenzwert entspricht und ist daher kein geeignetes Verfahren, um bessere Dauerschwingwerte zu erzielen.

Insgesamt läßt sich sagen, daß die Beanspruchung der hochfesten Schrauben in Kopfplattenverbindungen auf Lage und Größe der Kontaktflächen empfindlicher reagiert als in T-Verbindungen. Eine weitergehende Aussage ist aufgrund der wenigen Tastversuche zur Lage der Kontaktfläche in Kopfplattenverbindungen nicht möglich.

Tafel 4.13: Zusammenstellung der geschätzten unteren Grenzwerte für die dauerhaft ertragbare Schwinglast bei T-Verbindungen mit Randkontakt (Prüfform "C")

Versuchsreihe (s.Taf.4.1)	geschätzte dauerhaft ertragene äußere Last je Schraube		Bemerkung
	$\frac{F_{BD}}{F_{DASE}}$ F_V	siehe Bild	
1	0,19	4.11	t/d = 1
2	0,26	4.14	t/d = 1,5
3	0,22	4.15	} sonst gleiche Abmessungen
4	0,17	4.16	
5	0,16	4.17	wie Reihe 3, jedoch mit b = 100 mm 130 mm gleiches Verhältnis t/d = 1 wie für Reihe 1

5 Dehnungsmessungen an den hochfesten Schrauben 10.9 der T-Verbindungen und der Kopfplattenverbindungen der Trägerversuche

5.1 Übersicht zu den Meßversuchen

Die Bruchlasten der Dauerschwingversuche als Ergebnis einer Schwingbeanspruchung der hochfesten Schraube in den untersuchten Plattenverbindungen lassen über Art und Größe der Schraubenbeanspruchungen als Bruchursache nur Vermutungen zu. Wie bereits in Kap. 4 dargelegt, wird unter gleicher Schwinglast die von der Schraube bis zum Bruch ertragbare Zahl der Lastspiele insbesondere von der Lage der Kontaktzonen und der Kopfplattendicke beeinflusst. Dies wirft nun die Frage nach der Größe der in den vorgespannten hochfesten Schrauben wirkenden Spannungen infolge äußerer Last auf. Daher wurden zu jeder Versuchsreihe der Dauerschwingversuche am Schraubenschaft von besonders abgedrehten Meßschrauben Dehnungsmessungen mit Hilfe von Dehnungsmeßstreifen (DMS) durchgeführt. Die Meßschrauben selbst wurden im Dauerschwingversuch nicht getestet.

Bei den T-Verbindungen wurden konsequent für alle Dauerschwingversuchsreihen die Fälle Plattenkontakt in der Mitte und am Rand als dem günstigsten und ungünstigsten Belastungsfall für die Schrauben untersucht (Kap. 5.5.2). Das Ziel der Messungen war die Ermittlung der Axial- und Biegespannung im Schraubenschaft unter der Vorspannkraft und den äußeren Lasten in der Größenordnung der dauerhaft ertragbaren Werte, wobei zuvor die Abhängigkeit der gemessenen Dehnungsamplitude von der Lastspielzahl überprüft wurde (Kap. 5.5.1).

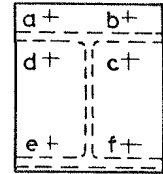
Was die Kopfplattenverbindungen betrifft, so wurden auch hier Messungen an allen Verbindungstypen durchgeführt, die der Dauerschwingbeanspruchung unterzogen worden waren (Kap. 5.6). Es wurden dabei Meßschrauben in allen 6 Schraubenlöchern eingebracht. Nicht gesondert betrachtet wurde hier die Abhängigkeit der Schraubendehnungsamplitude von der Lastspielzahl.

Die Übersichten zu den durchgeführten Meßversuchen für T- und Trägerverbindungen enthalten die Tafeln 5.1 und 5.2. In 30 Ver-

Tafel 5.1: Übersicht zu den Meßversuchen an hochfesten Schrauben der Güte 10.9 in T-Verbindungen. Schrauben M 16, M 20, M 24

Serie A mit Lastspielzahlen $N > 1$ bei konstanter äußerer Last											
Meßversuch Nr.	Prüfkörper Nr. (vgl. T.3.2) Taf.4.3)	gemäß Dauer-Schwingversuchsreihe (vgl. Taf.4.1)	Geometrie in Anlehnung an Profil	Bereich der zugeordneten Dauer-Schwingversuche		Meßschraube			Lage der Kontaktzone N=nicht festgelegt M _S =Mitte/Schweißverzug M _p =Mitte/Plättchen S=Schraube R=Rand	Lastspiele im Verlauf der Messung	Bemerkung
				Nr.	vergl. Tafel	Typ	a	b			
MV 1	K 3	1	HE 260 A	1 - 20	4.5	M 20	1	2	N	10 000	Kopfplatten "techn. eben"
MV 2	K 3	1	HE 260 A	1 - 20		M 20	1	2	N	3	
MV 3	K 3	1	HE 260 A	22,32,33,36,37		M 20	3	4	M _p	2 000	Kopfplatten unter Vorspannung nicht beigezogen (breites Mittelplättchen)
MV 4	K 3	1	HE 260 A	22,32,33,36,37		M 20	3	4	M _p	2 000	
MV 5	K 6	1	HE 260 A	22,32,33,36,37		M 20	7	8	M _p	2 000	Kopfplatten unter Vorspannung beigezogen (schmales Mittelplättchen)
MV 6	K 7	1	HE 260 A	22,32,33,36,37		M 20	9	10	M _p	12	
MV 7	K 7	1	HE 260 A	22,32,33,36,37		M 20	9	11	M _p	2 000	Kopfplatten mit Schweißverzug
MV 8	K 6	1	HE 260 A	26 - 31		M 20	7	8	S	2 000	
MV 9	K 8	1	HE 260 A	34,35,38		M 20	12	13	M _S	50 000	
MV 10	K 9	1	HE 260 A	34,35,38		M 20	14	15	M _S	100 000	
Serie B mit Lastspielzahl $N = 1$ je Laststufe (kontinuierlich gesteigerte äußere Last) 4.5 4.6											
MV 11	K 6	1	HE 260 A	34,35,38	4.5	M 20	11	9	M _p	Lastspiele (N = 1) je Laststufe)	Kopfplatten mit Schweißverzug
MV 12	K 8	1	HE 260 A	34,35,38		M 20	7	8	M _S		
MV 13	K 8	1	HE 260 A	21,23-25		M 20	7	8	R		
MV 14	K 6	1	HE 260 A	21,23-25		M 20	16	10	R		
MV 15	K 13	2	HE 260 A	39,44-48	4.6	M 20	17	18	M _S		
MV 16	K 11	2	HE 260 A	39,44-48		M 20	19	20	M _S		
MV 17	K 13	2	HE 260 A	40 - 43		M 20	21	22	R		
MV 18	K 12	2	HE 260 A	40 - 43	4.7	M 20	19	20	R		
MV 19	K 16	3	HE 220 A	55 - 58		M 16	23	24	M _S		
MV 20	K 17	3	HE 220 A	55 - 58		M 16	25	26	M _S		
MV 21	K 16	3	HE 220 A	51 - 54		M 16	27	28	R		
MV 22	K 17	3	HE 220 A	51 - 54		M 16	26	25	R		
MV 23	K 18	4	IPE 330	59 - 62		M 16	25	26	M _S		
MV 24	K 19	4	IPE 330	59 - 62		M 16	29	30	M _S		
MV 25	K 18	4	IPE 330	63 - 69		M 16	23	24	R		
MV 26	K 19	4	IPE 330	63 - 69	4.8	M 16	29	30	R		
MV 27	K 21	5	HE 300 A	74 - 77		M 24	31	32	M _S		
MV 28	K 23	5	HE 300 A	74 - 77		M 24	33	34	M _S		
MV 29	K 21	5	HE 300 A	70 - 73		M 24	31	32	R		
MV 30	K 23	5	HE 300 A	70 - 73	M 24	33	34	R			

Tafel 5.2: Übersicht zu den Meßversuchen an hochfesten Schrauben der Güte 10.9 in Kopfplattenverbindungen (Trägerversuche). Schrauben M 16, M 20



Einbaulagen der Meßschrauben

Meßversuch Nr.	Biegeträgerpaar (vgl. Tafel 4.9) Nr. Kopfplatte		gem. Dauerschwing- versuchsreihe (vergl. Tafel 4.1)	Profil	Bereich der zu- geordneten Dau- erschwingversu- che	Meßschraube Nr.		Einbaulage					
	Typ					a	b	c	d	e	f		
MVT 1	1	A	6	HE 260 B	T 1 - T11	M 20		4	7	12	13	16	8
MVT 2	2	A	6	HE 260 B	T 1 - T11	M 20		4	7	12	13	16	8
MTV 3	3	B	7	HE 260 B	T12 - T21	M 20		17	18	21	19	22	20
MVT 4	4	A	8	HE 220 B	T22 - T32	M 16		26	25	27	28	23	24
MVT 5	1	A	6	HE 260 B	T33 - T35	M 20		13	7	8	10	9	12
MVT 6	3	A	7	HE 260 B	T 36	M 20		17	18	21	19	22	20
MVT 7	3	A	7	HE 260 B	T37 - T40	M 20		17	18	21	19	22	20

suchen an T-Verbindungen und in 7 Versuchen an Kopfplattenverbindungen wurden die Dehnungen am Schaft der hochfesten Schrauben M 16, M 20 und M 24 unter äußerer Last gemessen.

Innerhalb der Versuche an T-Verbindungen wurden zunächst die Serie A in Tafel 5.1 gefahren, mit der die Veränderlichkeit der Dehnungsamplitude am Schraubenschaft über die Lastspielzahl unter konstanter äußerer Lastamplitude festgestellt werden sollte. Die Geometrie des T-Stücks in Anlehnung an das Grundprofil HE 260 A wurde nicht variiert, jedoch die Lage der Kontaktzone (vergl. Tafel 5.5).

Im Rahmen der Serie B an T-Verbindungen wurden für alle im Dauerschwingversuch geprüften Versuchsreihen 1 bis 5 der Hauptversuche der T-Verbindungen Dehnungsmessungen für die Extremfälle Plattenkontakt in der Mitte und am Rand durchgeführt, mit 2 Versuchen je Reihe und Kontaktlage. Wegen der in Serie A festgestellten nur unwesentlichen Veränderung der gemessenen Dehnungsamplitude über die Schwingspiele (s. Kap. 5.5.1.3) wurde in Serie B je Laststufe nur ein Schwingspiel gefahren, die Lastamplitude jedoch nach jedem Schwingspiel gesteigert.

Die Vorspannung der Meßschrauben wurde mit denselben Drehmomentschlüsseln und Soll-Anziementen nach DAST-Ri 010 /1/ aufgebracht wie bei den Dauerschwingversuchen. Die Vorspannkraft wurde demgemäß mit praxisüblicher Streuung eingeleitet. Alle Messungen unter äußeren Lasten wurden im Bereich der dauerhaft

ertragbaren Last durchgeführt. Eine äußere Last mit plastischen Formänderungen wurde vermieden. Prüfkörper und Meßschrauben mit nach dem Meßversuch intaktem Gewinde (Sichtprüfung, Prüfung der Leichtgängigkeit des Gewindes) konnten daher in der Regel wiederverwandt werden. Im Vergleich von neuen und wiederverwandten Meßschrauben ergab sich keine erkennbare Veränderung der mittleren Vorspannkraft, obwohl bei mehrmaligem Anziehen mit Veränderung der Gewinderauhigkeit gerechnet werden muß.

5.2 Meßschrauben

Insgesamt wurden 34 hochfeste Schrauben der Durchmesser M 16, M 20 und M 24 mit je 2 Dehnungsmeßstreifen (DMS) präpariert (Bild 5.1). Die Zuleitung zu den DMS wurden durch eine um 90° versetzte Bohrung im Schraubenkopf geführt. Die Schrauben für die Meßversuche und die zugehörigen Dauerschwingversuche waren der gleichen Charge entnommen. Sie wurden mit den auf dem Schaft in Biegerichtung gegenüberliegend befestigten und zur Messung in Viertelbrücke geschalteten DMS (120Ω , $\max \epsilon = 0,02$) in kontrollierter Lage gemäß Bild 5.2 in die T-Stücke und Trägerkopffplatten eingebracht und vorgespannt, so daß Axial- und Biegespannungen im interessierenden Querschnitt berechnet werden konnten.

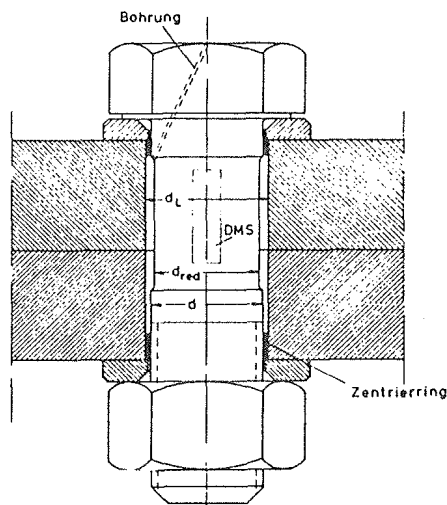


Bild 5.1: Meßschraube mit reduziertem Schaft im Einbauzustand
(d , d_L , d_{red} siehe Tafel 5.2)

Um eine Berührung der DMS mit der Lochwandung der T-Stücke und Trägerkopffplatten und damit eine Verfälschung der Meßergebnisse zu vermeiden, wurden alle Schaftdurchmesser der Meßschrauben auf das in Tafel 5.3 angegebene Maß d_{red} abgedreht und je Schraube 2 Zentrierringe aus Weichmetall eingebracht. Bild 5.3 zeigt eine so präparierte Meßschraube mit Zentrierringen. Alle Vorspannkräfte wurden demgemäß aus Spannungen im reduzierten

Schraubenschaftquerschnitt A_{red} errechnet, der aber immer noch größer war als der Spannungsquerschnitt A_S .

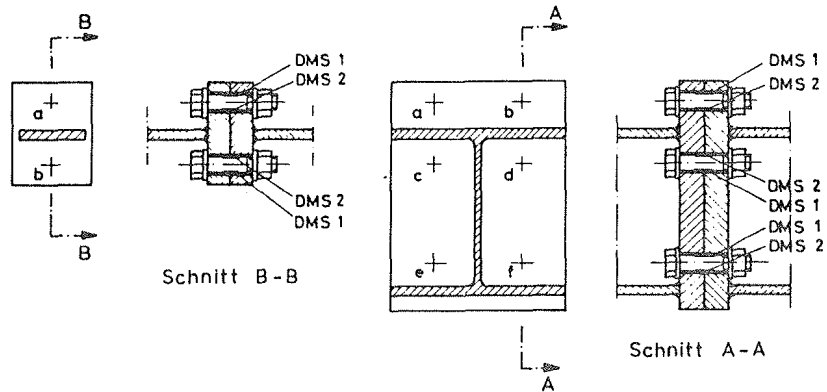


Bild 5.2: Einbaulagen der Meßschrauben und Anordnung der Meßstreifen für die T-Verbindungen und Kopfplattenverbindungen

Tafel 5.3: Querschnittswerte für Meßschrauben mit reduziertem Schaft

Meßschraube	(max) d [mm]	(min) d _L [mm]	d _{red} [mm]	A _{red} [mm ²]	A _S [mm ²]
M 20 x 75	20	22	18,8	278	245
M 20 x 95	20	22	18,8	278	245
M 24 x 90	24	26	22,5	398	353
M 16 x 70	16	18	14,5	165	157

5.3 Versuchseinrichtung und Versuchsablauf

Alle für die Messungen erforderlichen Lasten wurden wieder von der Universalprüfmaschine Typ HUS 60 aufgebracht. Zur digitalen Meßwerterfassung stand eine prozeßrechnergesteuerte Vielstellenmeßanlage System "Analog" der Firma Peeke Instruments GmbH zur Verfügung (Bild 5.4). Der Prozeßrechner umfaßte eine PDP 11/23 mit peripheren Medien einschließlich eines Plotters der Firma Tewidata. Die Meßdatenerfassung, Verarbeitung und Ausgabe wurde über ein Fortran-Meßprogramm verwaltet. Verarbeitet wurden Meßdaten der Prüfmaschine und der Dehnungsmeßstreifen am Schraubenschaft. Messungen konnten darüber hinaus manuell über einen 2-Kanal-Meßverstärker KWS 3073 der Firma Hottinger und einen $x - y_1 - y_2$ - Schreiber der Firma Hewlett Packard durchgeführt werden.

Die Meßversuche hatten folgenden Ablauf:

Zuerst wurden die hochfesten präparierten Meßschrauben in den Versuchsstücken mit den Soll-Anziehungsmomenten nach Vorschrift mit Hilfe von Drehmomentenschlüsseln vorgespannt. Von diesem Spannungsniveau aus wurde sodann die Dehnungsänderung unter der äußeren Last über eine bestimmte Summe von Lastspielen gemessen. Nach Beendigung dieser Messungen wurde die Mutter der vorgespannten Meßschraube gelöst und der Abfall der Dehnung nach Lösen der Mutter festgestellt. Damit war es möglich, nachträglich die verbliebene Restvorspannkraft (vergl. Kap. 5.4) zu bestimmen, wenn man unterstellt, daß nach den ersten Lastspielen eine Verminderung der Vorspannkraft durch Einebnen der Oberflächenrauigkeiten der gepreßten Teile eintritt.

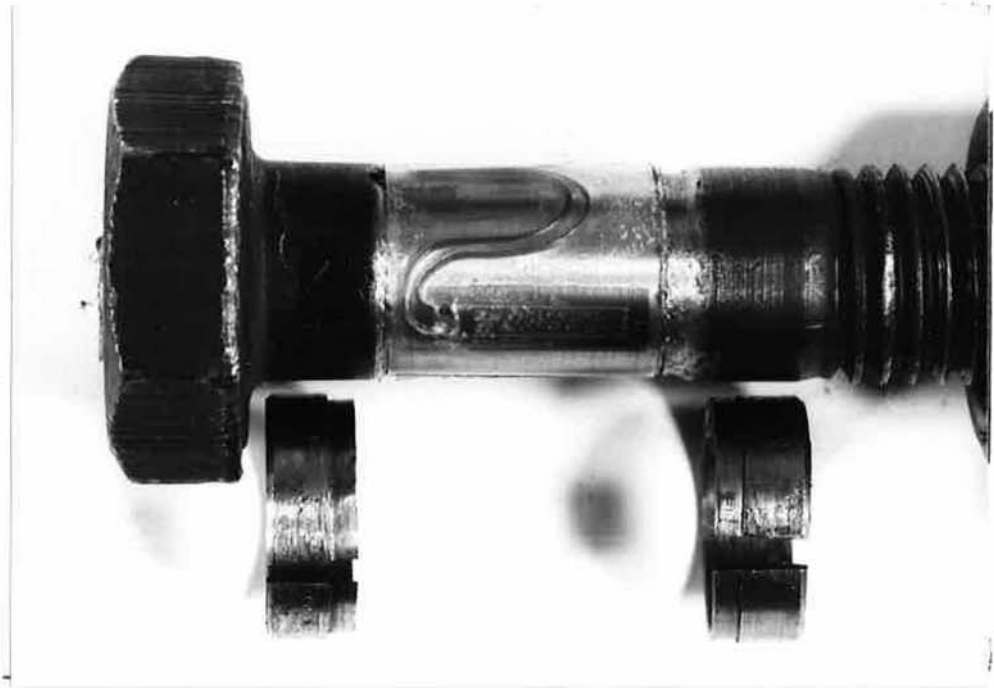


Bild 5.3: Meßschraube M 20 mit abgedrehtem Schaft und nebenliegenden Zentrierringen



Bild 5.4: Meßanlage mit PDP 11/23

5.4 Zur Spannungsberechnung

An 2 zusätzlichen Meßschrauben M 20 x 75 wurden zunächst Axialzugversuche durchgeführt, um den im Stahlbau gebräuchlichen Elastizitätsmodul $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$ für die Schrauben zu überprüfen. Unter Zugrundelegung des werkseitig festgelegten Materialkennwertes der DMS ergaben die Zugversuche nur maximal 2 % Abweichung vom bekannten Rechenwert, so daß $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$ im folgenden allen Spannungsberechnungen zugrundegelegt wird.

Alle Spannungen wurden unter der Voraussetzung eines einachsigen Spannungszustandes im Schraubenschaft aus Dehnungen ermittelt, die im Verlauf einer Entlastungsphase gemessen wurden (Bild 5.5).

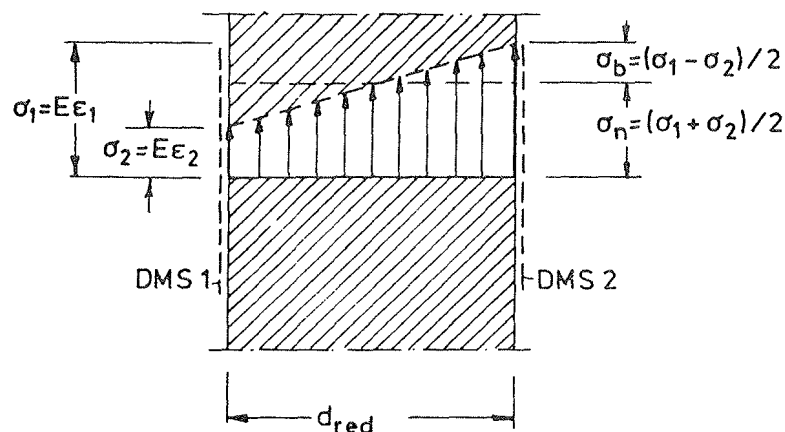


Bild 5.5: Axialspannungen σ_n und Biegespannungen σ_b am Schraubenschafttrand. Dehnungen am Schafttrand ϵ_1, ϵ_2 gemessen im Verlauf einer Entlastungsphase

Berechnet wurden mit dem Hookeschen Gesetz $\sigma = E \cdot \epsilon$: die Doppelamplitude $2 \sigma_a$ aus Dehnungen $2 \epsilon_a$ am Schraubenschafttrand infolge äußerer Last $2 F_B$ oder Einzellast ΔF in Trägermitte, der Spannungsabfall $\Delta \sigma_V$ aus den gemessenen Dehnungen $\Delta \epsilon_V$ am Schraubenschafttrand über die Lastspielzahl unter den Lasten $2 F_B$ oder ΔF und die Restvorspannung σ_V^R aus dem nach Lösen der Schraube gemessenen Dehnungsabfall ϵ_V^R . Den direkt nach dem Vorspannen mit Drehmomentschlüsseln gemessenen Dehnungen ϵ_V^0 am Schafttrand der hoch-

festen Schrauben wird keine Spannung zugeordnet, da diese plastische Anteile enthalten können. Hier sei darauf hingewiesen, daß bereits durch Ungenauigkeiten in der Schraubenherstellung, etwa durch einseitige Kopf- und Mutterauflage, ungewollte Biegespannungen im Schraubenschaft auftreten können, die bereits unter Vorspannung zu unkontrollierbaren Plastizierungen führen, und damit keine lineare Zuordnung der Spannung nach dem Hookeschen Gesetz mehr gestatten. Insofern ist die Bestimmung der Restvorspannung aus der Entlastungsgeraden zuverlässiger.

Anzumerken ist, daß auch wegen der sich überlagernden Axial- und Torsionsspannungen aus Anziehen plastische Verformungen auftreten können, die nach dem Lösen Eigenspannungszustände im Schraubenschaft zur Folge haben. Diese Eigenspannungen, wie auch solche, die aus Plastizierungen infolge ungewollter Biegebeanspruchung entstehen, verfälschen die Spannungsberechnung aus dem Dehnungsabfall nicht. Um eine Vorstellung von der Größenordnung dieser Eigenspannungen zu erhalten, wurden zwei Meßschrauben (Nr. 9 und 11) M 20 nach ihrer Verwendung im Meßversuch zylindrisch mit einem Durchmesser von 10 mm ausgebohrt und die Veränderung der Dehnungen am Schaftrand über die aufgeklebten Dehnungsmeßstreifen gemessen. Tafel 5.4 enthält die Meßwerte und die zugehörigen Spannungen. Da die Dehnungen nach dem Einbringen der Bohrung zunahmen, müssen Druckeigenspannungen in der Größe bis 100 N/mm^2 vorgelegen haben. Allerdings ist nicht ohne weiteres zu erkennen, ob die Eigenspannung durch Plastizieren infolge zusätzlicher Biegebeanspruchung aus äußerer Last oder bereits durch Zusammenwirken von Normal- und Torsionsschubspannungen aus dem Vorspannvorgang oder aus beidem entstanden sind. Da die hier betrachteten Meßschrauben Nr. 9 und 11 zuvor wiederholt im Einsatz gewesen waren, kann die gemessene Druckeigenspannung einem bestimmten Versuch nicht zugeordnet werden, vielmehr ist nur eine qualitative Aussage möglich.

Tafel 5.4: Gemessene Dehnungen und Spannungen am Schraubenschaft-
rand nach Herausbohren des Schaftkernes zur Ermittlung von Eigen-
spannungen im Schaftquerschnitt. Meßschrauben M 20, Nr. 9 und 11

Schraube Nr.	Meßstreifen	ϵ [10^{-5}]	$\sigma = E \cdot \epsilon$ [N/mm ²]
9	DMS 1	40,0	84
	DMS 2	46,5	98
11	DMS 1	36,0	76
	DMS 2	11,0	23

5.5 Meßergebnisse an hochfesten Schrauben 10.9 in T-Verbindungen

5.5.1 Serie A: Messungen an hochfesten Schrauben 10.9 M 20 unter wiederholt aufgebrachtter konstanter äußerer Last mit variablem Plattenkontakt der T-Stücke

5.5.1.1 Zum Versuchsziel

Das Ziel der Serie A von Messungen an T-Verbindungen (s. Tafel 5.1) war es, die Veränderlichkeit der Spannungsdoppelamplitude $2 \sigma_a$ am Schraubenschafttrand unter wiederholter konstanter äußerer Last zu untersuchen. Darüber hinaus war von Interesse, ob die Restvorspannkraft durch die unterschiedlichen Lagen der Kontaktflächen beeinflußt wird.




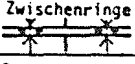
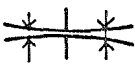
5.5.1.2 Biege- und Axialspannung im Vorspannzustand

Die Versuche der Serie A wurden auf Messungen an T-Verbindungen analog Grundprofil HE 260 A Kopfplattendicke $t = 20$ mm mit hochfesten Schrauben M 20 beschränkt. Die gewählte Lage des Plattenkontaktes für die 10 Meßversuche (M 1 ÷ M 10) ist Tafel 5.5 zu entnehmen. Die Ergebnisse der Dehnungsmessungen und die aus den Dehnungen am Schraubenschafttrand berechneten Spannungen sind in Tafel 5.6 angegeben. Gemessen wurden die Dehnungen, und zwar direkt nach dem Vorspannen ϵ_V^0 , nach der wiederholt aufgegebenen Belastung $\Delta \epsilon_V$ unter der Last und der Lastspielzahl von Tafel 5.7 sowie die Restdehnung nach dem Lösen der Muttern der hochfesten Schrauben ϵ_V^R . Aus den gemessenen Dehnungen ϵ_V^0 ist zu erkennen, daß in einigen Fällen die höher beanspruchte Schraubenrandfaser die Dehnung an der theoretischen Streckgrenze $\epsilon_{0,2} = 900/2,1 = 429 \cdot 10^{-5}$ erreicht. Würde man die Vergleichsspannung unter Einbeziehung der Torsion aus Anziehen betrachten, so würde diese noch häufiger die $R_{p0,2}$ -Grenze von 900 N/mm^2 überschreiten. Aus diesem Grunde wird darauf verzichtet, den Anfangsdehnungen beim Vorspannen ϵ_V^0 Spannungen zuzuordnen, vielmehr wird nach den Lastspielen die dann noch vorhandene Vorspannung $\sigma_{V,n}^R$ ermittelt. Unterstellen wir die Gültigkeit des Hookeschen Gesetzes auf der Entlastungsgeraden und einachsigen Spannungszustand im Schrauben-

Tafel 5.5: Zuordnung der Meßversuche MV 1 bis MV 10 zu den Plattenkontakten bei T-Verbindungen der Versuchsserie A. Zugeordnete Dauerschwingversuche nach Reihe 1 (Tafel 4.1). Schrauben M 20

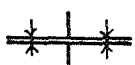

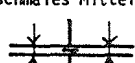


<p>Platten "technisch eben"</p>	<p>breites Zwischenplättchen mittig, Plattenränder unter Vorspannung <u>nicht</u> beigezogen</p>	<p>schmales Zwischenplättchen mittig, Plattenränder unter Vorspannung beigezogen</p>	<p>Zwischenscheiben im Bereich der Schrauben</p>	<p>Platten mit Schweißverzug, Plattenränder unter Vorspannung beigezogen</p>
<p>Meßversuche MV 1, MV 2</p>	<p>Meßversuche MV 3, MV 4</p>	<p>Meßversuche MV 5, MV 6, MV 7</p>	<p>Meßversuch MV 8</p>	<p>Meßversuche MV 9, MV 10</p>

Tafel 5.6: Axialspannungen $\sigma_{V,n}^R$ und Biegespannungen $\sigma_{V,b}^R$ von hochfesten Schrauben im Vorspannzustand. Versuchsserie A an T-Verbindungen mit unterschiedlicher Plattenkontaktlage (Tafel 5.5). Zugordnete Dauerschwingversuche nach Reihe 1 (Tafel 4.1). Schrauben M 20

Kontaktlage	Meßversuch Nr.	Meßschraube in Einbaulage	ϵ_V^0		$\Delta \epsilon_V$ 1)		ϵ_V^R		$\Delta \sigma_V = E \cdot \Delta \epsilon$		ΔF_V	$\sigma_V^R = E \cdot \epsilon_V^R$		$\sigma_{V,n}^R$	F_V^R	$\frac{F_V^R}{F_V^{DASE}}$	$\sigma_{V,b}^R$	$\frac{\sigma_{V,b}^R}{\sigma_{V,n}^R}$	Bemerkung
			DMS 1	DMS 2	DMS 1	DMS 2	DMS 1	DMS 2	DMS 1	DMS 2		DMS 1	DMS 2						
			[10 ⁻³]				[N/mm ²]				[kN]	[N/mm ²]		[kN]	[%]	[N/mm ²]	[%]		
techn. eben 	MV 1	a	349	181	- 4	-30	-344	-151	- 8	-63	-10	-722	-317	-520	-144	90	202	-39	
		b	232	319	- 5	-24	-225	-296	-10	-50	- 8	-472	-622	-547	-152	95	-75	14	
	MV 2	a	206	345	- 2	-38	-202	-309	- 4	-80	-12	-424	-649	-537	-149	93	-112	21	Schrauben gegenüber MV 1 um 180° gedreht
		b	274	245	- 1	-17	-272	-228	- 2	-36	- 5	-571	-479	-525	-146	91	46	9	
breites Mittelpl. 	MV 3	a	-42	488	- 1	- 2	115	-459	- 2	- 4	- 1	241	-964	-361	-100	63	-603	167	
		b	155	356	- 8	- 3	-124	-315	-17	- 6	- 3	-260	-661	-461	-128	80	-200	43	
	MV 4	a	32	525	- 3	10	- 46	-509	- 6	+21	8	- 97	-1069	-583	-162	101	-486	83	Schrauben gegenüber MV 3 um 180° gedreht
		b	78	374	0	- 7	- 78	-359	0	-15	- 2	-164	-754	-459	-127	80	-295	64	
schmales Mittelpl. 	MV 5	a	129	426	- 4	-19	-130	-392	- 8	-40	- 7	-273	-823	-548	-152	95	-275	50	
		b	175	433	- 7	-11	-171	-425	-15	-23	- 5	-359	-892	-626	-174	109	-266	42	
	MV 6	a	206	354	1	- 1	-213	-355	+2	- 2	0	-447	-745	-596	-165	103	-149	25	Ausfall DMS 2
		b	135	437	- 3		-139		- 6			-292							
	MV 7	a	218	341	- 9	-24	-209	-317	-19	-50	-10	-439	-666	-552	-153	96	-113	21	
		b	195	332	- 5	-15	-190	-317	-10	-31	- 6	-399	-666	-532	-148	92	-133	25	
Zwischenringe 	MV 8	a	209	291	-16	-21	-191	-272	-34	-44	-11	-401	-571	-486	-135	84	- 85	17	
		b	260	298	-35	-25	-224	-272	-73	-52	-17	-470	-571	-521	-145	90	- 50	10	
Schweißverzug 	MV 9	a	279	166	-16	-21	-241	-144	-34	-44	-11	-506	-302	-404	-112	70	102	- 25	
		b	225	292	-19	-16	-205	-241	-40	-34	-10	-430	-506	-468	-130	81	- 38	8	
	MV 10	a	281	241	-10	- 6	-266	-233	-21	-13	- 5	-559	-489	-524	-145	91	- 35	7	
		b	198	272	- 9	-15	-191	-273	-19	-31	- 7	-401	-573	-487	-135	84	- 86	18	

1) $\Delta \epsilon_V$ nach der letzten Lastaufbringung gemessen

Tafel 5.7: Größe und Veränderlichkeit von Spannungsamplituden im Schraubenschaft unter wiederholt aufgebrachter äußerer Last. Versuchsserie A an T-Verbindungen mit unterschiedlicher Plattenkontaktlage (Tafel 5.5). Zugeordnete Dauerschwingversuche nach Reihe 1 (Tafel 4.1). Schrauben M 20

Kontaktlage	Meßversuch Nr.	Meßschraube in Einbaulage	äußere Last $2F_B$ [kN]	1 Lastwechsel				2 Lastwechsel				N Lastwechsel				$2\sigma_a^2 - 2\sigma_a^1$		$2\sigma_a^N - 2\sigma_a^1$			
				$2 \cdot \epsilon_a^1$		$2 \cdot \sigma_a^1$		$2 \cdot \epsilon_a^2$		$2 \cdot \sigma_a^2$		$2 \cdot \epsilon_a^N$		$2 \cdot \sigma_a^N$							
				DMS 1	DMS 2	DMS 1	DMS 2	DMS 1	DMS 2	DMS 1	DMS 2	DMS 1	DMS 2	DMS 1	DMS 2	DMS 1	DMS 2	DMS 1	DMS 2	DMS 1	DMS 2
				[10^{-5}]		[N/mm ²]		[10^{-5}]		[N/mm ²]		[10^{-5}]		[N/mm ²]		[N/mm ²]					
techn. eben 	MV 1	a	160	18	119	38	250	18	119	38	250	10000	16	121	34	254			- 4	4	
		b	160	- 8	106	-17	223	- 8	107	-17	225	10000	- 7	109	-15	229		2	2	6	
breites Mittelpl. 	MV 3	a	190	-17	7	-36	15	-17	7	-36	15	2000	-18	8	-38	17			- 2	2	
		b	190	-10	21	-21	44	-10	21	-21	44	2000	-10	21	-21	44		4			
	MV 4	a	190	-19	4	-40	8	-19	4	-40	8	2000	-19	3	-40	6				- 2	
		b	190	- 8	22	-17	46	- 8	22	-17	46	2000	- 8	22	-17	46					
schmales Mittelpl. 	MV 5	a	190	8	32	17	67	8	32	17	67	10	8	32	17	67					
		b	190	2	6	4	13	2	6	4	13	10	2	6	4	13					
	MV 5	a	275	15	58	31	122	16	60	34	126	2000	16	60	34	126	3	4	3	4	
		b	275	6	19	13	40	6	19	13	40	2000	7	21	15	44			2	4	
	MV 6	a	190	0	0	0	0	0	0	0	0	10	1	0	2	0			2	0	
		b ¹⁾	190	6		13		6		13		10	6		13						
	MV 6	a	300	3	10	6	21	3	10	6	21										
		b ¹⁾	300	19		40		19		40											
	MV 7	a	190	3	10	6	21	4	10	8	21	10	4	11	8	23	2		2	2	
		b	190	1	3	2	6	1	4	2	8	10	1	5	2	10		2		4	
MV 7	a	300	16	66	34	139	17	68	36	143	2000	16	70	34	147	2	4		8		
	b	300	10	43	21	90	10	45	21	94	2000	11	52	23	109		4	2	19		
Zwischenringe 	MV 8	a	100	- 7	35	-15	73	- 7	36	-15	76	10	- 7	37	-15	78		3		5	
		b	100	- 8	32	-17	67	- 7	33	-15	69	10	- 7	33	-15	69	2	2	2	2	
MV 8	a	150	-13	80	-27	168	-13	80	-27	168	2000	-13	82	-27	170				2		
	b	150	-15	71	-31	149	-13	71	-27	149	2000	-12	71	-25	149	4		6			
Schweißverzug 	MV 9	a	250	4	28	8	59	5	28	10	59	2000	5	31	10	65	2		2	6	
												10000	6	35	13	73			5	14	
												50000	7	40	15	84			7	25	
	MV 9	b	250	- 1	32	- 2	67	1	33	2	69	2000	1	35	2	73	4	2	4	6	
												10000	3	36	6	76			8	9	
												50000	3	36	6	76			8	9	
	MV10	a	190	1	9	2	19	1	9	2	19	2000	2	10	4	21			2	2	
												10000	2	10	4	21			2	2	
												100000	2	10	4	21			2	2	
	MV10	b	190	0	0	0	0	0	0	0	0	2000	1	0	2	0			2		
10000												1	0	2	0	2					
100000												1	0	2	0	2					

¹⁾ Ausfall der Dehnungsmeßstreifen 2

schaft, so kann die Vorspannungsabnahme $-\Delta\sigma_V = E \cdot (-\Delta\varepsilon_V)$ im Verlauf der aufgebrachten Lastspiele und die vor dem Lösen der Muttern noch vorhandene Restvorspannung $\sigma_V^R = E \cdot \varepsilon_V^R$ berechnet werden. Die im Vorspannungszustand aus den Dehnungen errechneten Spannungen der Schrauben sind im Vorzeichen so definiert, daß ein negativer Wert, also Abfall der Spannung bei Lösen der Mutter, auf eine vorhandene Zugspannung hindeutet. Für die Biegespannung $\sigma_{V,b}^R$ besagt das Minus-Vorzeichen, daß die Zugspannung an der Stelle des DMS 2 (siehe Bild 5.2) auftrat.

Die Meßversuche MV 1 und MV 2 (Spalte 1 in Tafel 5.5) wurden an Schrauben in T-Stücken mit technisch ebenen Kopfplatten, d.h. nicht definierter Lage des Plattenkontaktes durchgeführt. Um den Einfluß schiefer Kopfauflagerung aus der Geometrie der Schrauben auf die Biegevorspannung zu untersuchen, wurden für beide Meßversuche dieselben Meßschrauben und T-Stücke verwandt (siehe Tafel 5.1), die Meßschrauben jedoch nach Versuch MV 1 um 180° in Schraubenachsrichtung gedreht eingebracht ("DMS 2" in beiden Versuchen auf der Lastseite, siehe Bild 5.2).

Da der wesentliche Anteil der Biegevorspannung nach dem Drehen der Schrauben "mitgewandert" war, ist dieser dem Einfluß der Schraubengeometrie, z.B. schiefer Kopfauflage zuzuschreiben. Er beträgt maximal $\sigma_{V,b}^R / \sigma_{V,n}^R = \frac{39 + 21}{2} = 30 \%$. Der Biegevorspannteil aus Kopfplatteneinfluß fällt dagegen gering aus. Was die Größe der Vorspannkraft betrifft, so liegt diese mit 90 % und 95 % des Sollwertes nach DASt-Ri 010 im erwarteten Streubereich.

Die Versuche MV 3 und MV 4 mit 60 mm "breitem" mittigem Zwischenplättchen und unter Vorspannung nicht beigezogenen Kopfplattenrändern (Spalte 2, Tafel 5.5) wurden ebenfalls mit denselben T-Stücken und Schrauben, die von Versuch zu Versuch gedreht waren, gefahren. Ein dominierender Einfluß der Biege-Nachgiebigkeit der Platten war jedoch hier festzustellen, da jeweils die dem mittigen Zwischenplättchen zugewandte Schraubenrandfaser deutlich höhere Spannung erhielt. Insgesamt wurden für den Fall "breites" Zwischenplättchen die Größtwerte $\sigma_{V,b}^R / \sigma_{V,n}^R$ der Serie A gefunden (siehe Tafel 5.6), allerdings auch die niedrigste Vorspannkraft $F_V^R = 100 \text{ kN} \hat{=} 0,63 F_V^{\text{DASt}}$ bei größtem Biege-

vorspannungsanteil $\sigma_{V,b}/\sigma_{V,n} = 167\%$ registriert (Schraube a, Versuch M 3). Interessanterweise war nach Drehung dieser Schraube im Versuch M 4 bei einer geringeren Biegevorspannung eine größere Axialvorspannkraft $F_V^R = 162 \text{ kN} \hat{=} 1,01 F_V^{\text{DAST}}$ festzustellen.

Die Meßversuche MV 5, MV 6 und MV 7 mit $b_p = 25 \text{ mm}$, also "schmalem" mittigen Zwischenplättchen und mit nach dem Vorspannen beizogenen Kopfplattenrändern (Spalte 3, Tafel 5.5) ergaben Vorspannkraft in der Größe des Sollwertes $F_V^R \cong F_V^{\text{DAST}}$ bei einem ca. $\pm 10\%$ igem Streufeld, mithin ein sehr befriedigendes Ergebnis. Die maximal gedehnte Schraubenrandfaser liegt wieder wie bei "breitem" mittigem Zwischenplättchen auf der Seite der Zwischenlage; die Meßversuche für "schmales" Plättchen ergaben vergleichsweise geringere Biegespannungen, da die Platten beizogen wurden.

Im Versuch MV 8 (Spalte 4, Tafel 5.5) wurde nur geringe Biegung für die vorgespannte Schraube gemessen, was auch zu erwarten war. Die ermittelte Vorspannung war für beide Schrauben kleiner als F_V^{DAST} , im ungünstigsten Fall um 16% (Schraube a).

Bei den Versuchen MV 9 und MV 10 (Spalte 5, Tafel 5.5) mit schweißverformten, nach dem Vorspannen der Schrauben jedoch beizogenen Kopfplatten wurden im Mittel die gleichen niedrigen Vorspannkraft wie im Fall des "breiten" mittigen Zwischenplättchens festgestellt: $F_V^R = 130 \text{ kN} = 0,8 F_V^{\text{DAST}}$ im Mittel. Die Biegevorspannungen waren ähnlich gering wie bei den Versuchen mit "technisch ebenen" Kopfplatten, möglicherweise auch hier größtenteils hervorgerufen aus schiefer Kopfaufgabe der Schraube. Zwischenmessungen im Verlauf des Vorspannvorganges bevor die Kopfplattenränder beizogen waren zeigten nur kleine Biegebeanspruchungen der Schraube aus dem Schweißverzug der Kopfplatten.

Als Schlußfolgerung aus diesen Spannungsmessungen ist festzuhalten:

Die Größe der Vorspannkraft bei vorgegebenem Anziehmoment wird bei den dynamisch günstigen, mittig angeordneten Zwischenplätt-

chen entscheidend durch die Tatsache beeinflusst, ob die Platten beigezogen werden können oder nicht. Im Falle der nicht beigezogenen Platten mit breitem Zwischenplättchen (Meßversuche MV 3 und MV 4) konnten im ungünstigsten Fall nur 63 % der erforderlichen Vorspannkraft F_V^{DAST} erreicht werden. Neben der Axialspannung $\sigma_{V,n}^R = 361 \text{ N/mm}^2$ war dabei eine Biege- und Randspannung $\sigma_{V,b}^R = 603 \text{ N/mm}^2$ vorhanden, das entspricht 167 %. Im Falle der Kopfplatten mit Schweißverzug, Plattenränder unter Vorspannung beigezogen (Meßversuche M 9 und M 10), betrug aber die erreichte Vorspannkraft im Schnitt 80 % der Sollvorspannkraft mit einer Streubreite von etwa $\pm 10 \%$. Im Falle der schmalen Zwischenplättchen (Meßversuche MV 5, MV 6 und MV 7) wird die erforderliche Vorspannkraft F_V^{DAST} gut erreicht oder gar überschritten. Wie Tafel 5.6 zeigt, tritt über die Lastwechsel nur eine geringe Vorspannkraftabnahme ΔF_V ein, die wohl auf den Einebnungseffekt der Rauigkeiten zurückgeführt werden kann.

5.5.1.3 Die Abhängigkeit der Biege- und Axialspannungsamplitude infolge äußerer Last von der Lastspielzahl

Eine Übersicht über die am Schraubenschafttrand gemessenen Dehnungs- und berechneten Spannungsspiele infolge wiederholt aufgebrachtener äußerer Last gibt Tafel 5.7.

Für alle T-Verbindungen mit mittigem Kontakt nach Spalte 2, 3 und 5 der Tafel 5.5 wurden Zugschwelllasten $2 F_B \cong 190 \text{ kN}$ entsprechend der nach DAST-Ri 010 zulässigen äußeren Axiallast je Schraube von $0,6 \cdot F_V^{DAST}$ mit der Unterlast $F_U = 2 \text{ kN}$ aufgebracht. Die Versuche mit "technisch ebenen" Kopfplatten (Spalte 1, Tafel 5.5) und mit Zwischenscheiben im Bereich der Schrauben (Spalte 4, Tafel 5.5) wurden entsprechend der erwarteten höheren Schraubenbeanspruchung mit niedrigeren äußeren Lasten gefahren. Im Falle der "technisch ebenen" Prüfkörper waren dies äußere Lasten $2 F_B = 160 \text{ kN}$ entsprechend der Soll-Vorspannkraft von $2 \cdot 0,5 F_V^{DAST}$, im Fall der Zwischenscheiben $2 F_B = 100 \text{ kN}$ und $2 F_B = 150 \text{ kN}$. Tafel 5.7 enthält die Größe und Veränderlichkeit der Dehnungs- und Spannungsamplituden unter solchen wiederholt aufgetragenen Lasten.

Betrachten wir die Veränderlichkeit, so zeigt sich, daß die nach dem ersten Lastwechsel aus der Entlastungsphase gemessene Dehnung und zugehörige Spannung im Verlauf weiterer Lastwechsel im allgemeinen konstant bleibt, lediglich im Versuch MV 9 zeigt sich ein stärkerer Anstieg über die Lastspielzahl an der lastseitigen Randfaser von maximal 59 auf 84 N/mm², was darauf zurückzuführen ist, daß nach Ausweis von Tafel 5.6 die tatsächlich vorhandene Vorspannkraft nur 70 % der erforderlichen von 160 kN, also nur 112 kN betrug und mit der aufgebrachten Last von $2 F_B = 250$ kN somit bereits mit klaffender Fuge zu rechnen war.

Eine Unabhängigkeit der Lastspannungsamplitude von der Lastspielzahl ist nach japanischen Versuchen /6, Bild 53/ für "technisch ebene" Kopfplatten immer dann zu erwarten, wenn das Verhältnis Plattendicke t zu Schraubendurchmesser $t/d \geq 1$ wie im vorliegenden Falle eingehalten ist. Insofern geben die eigenen Meßversuche die Bestätigung dieser Regel, und zwar unabhängig von der variierten Lage der Kontaktzone. Die japanischen Versuche zeigen auch, daß bei nicht ausreichend biegesteifen Kopfplatten mit $t/d < 1$ ein Anwachsen der Spannungsamplitude in der Schraube mit der Lastspielzahl auch wirklich auftritt.

Die Tafel 5.7 läßt erkennen, daß die Konstanz der Spannungsamplitude unter der Lastwechselzahl dann gewährleistet ist, wenn die äußere Last die vorhandene Vorspannkraft der Schraube nicht überschreitet. Eine Veränderung des Spannungsspiels im Verlauf von Belastungszyklen mit $2 F_B$ bis zum Bruch der Schraube ist erst kurz vor dem Bruch der Schraube zu erwarten, wenn etwa infolge eines Dauerschwinganrisses die Vorspannkraft abfällt.

5.5.2 Serie B: Messungen an hochfesten Schrauben 10.9, M 16, M 20 und M 24 unter stufenweiser Steigerung der Lastamplitude in T-Stücken unterschiedlicher Geometrie. Kopfplattenkontakt mittig und am Rand

5.5.2.1 Zum Versuchsziel

Im Rahmen der Serie "B" wurden nun konsequent alle 5 Grundverbindungstypen der Dauerschwingversuche (Reihe 1 bis 5, Tafel 4.1) im Dehnungsmeßversuch geprüft, wobei Meßschrauben M 16, M 20 (kurze und lange Klemmlänge) und M 24 zum Einsatz kamen (Tafel 5.1 und 5.8). Für die Messungen wurden die Kontaktlagen "mittig" (Versuche MV 11, MV 12, MV 15, MV 16, MV 19, MV 20, MV 23, MV 24, MV 27, MV 28) und "am Rand" (MV 13, MV 14, MV 17, MV 18, MV 21, MV 22, MV 25, MV 26, MV 29, MV 30) als für die Beanspruchung der hochfesten Schrauben günstigsten und ungünstigsten Fall gewählt. Das Ziel der Messungen war, die Größe der Axial- und Biegespannungsamplitude $\sigma_{a,n}$ und $\sigma_{a,b}$ am Schraubenschafttrand unter stufenweise gesteigerter äußerer Lastamplitude für die genannten zwei Kopfplattenkontaktlagen zu ermitteln.

5.5.2.2 Biege- und Axialspannung im Vorspannzustand

Die Ermittlung der Biege- und Axialspannung im Vorspannzustand war notwendig, um bei späteren Lastaufbringungen den Gesamtspannungszustand in der Schraube verfolgen zu können.

Die Zusammenstellung der gemessenen Dehnungen ϵ_V^0 , $\Delta\epsilon_V$ und ϵ_V^R , wie zuvor in Kap. 5.4, und der berechneten Spannungen $\Delta\sigma_V$, $\sigma_{V,n}^R$ und $\sigma_{V,b}^R$ und Vorspannkraft ΔF_V und F_V^R ist Tafel 5.8 zu entnehmen. Dabei ist wieder $\Delta\sigma_V$ der Abfall der Schraubenrandspannung, gemessen nach Aufbringen der äußeren Last, $\sigma_{V,n}^R$ und $\sigma_{V,b}^R$ die Axial- und Biegespannung berechnet aus dem Dehnungsabfall ϵ_V^R nach Lösen der Mutter. ΔF_V bezeichnet den Abfall der Schraubenvorspannkraft, F_V^R ist wieder die Restvorspannkraft berechnet aus dem Dehnungsabfall ϵ_V^R nach Lösen der Mutter.

Tafel 5.8: Axialspannungen $\sigma_{V,n}^R$ und Biegespannungen $\sigma_{V,b}^R$ von hochfesten Schrauben im Vorspannzustand. Versuchsserie B an T-Verbindungen. Zugeordnete Dauerschwingversuche nach Reihe 1 bis 5 (Tafel 4.1). Schrauben M 16, M 20, M 24

Kontaktlage	Versuchsreihe nach Tafel 4.1	Meßversuch Nr.	Meßschraube in Einbaulage	max. äußere Last Z_F^B [kN]	σ_V^0				ϵ_V^R				ΔF_V [kN]	$\sigma_V^R = E \cdot \epsilon_V^R$				F_V^R [kN]	$\frac{F_V^R}{F_{V,ST}}$ [x]	$\sigma_{V,b}^R$ [N/mm ²]	$\frac{\sigma_{V,b}^R}{\sigma_{V,n}^R}$ [x]
					$\Delta \epsilon_V$ 1)		$\Delta \sigma_V = E \cdot \Delta \epsilon$ [N/mm ²]		σ_V^R		$\sigma_{V,n}^R$										
					DMS 1	DMS 2	DMS 1	DMS 2	DMS 1	DMS 2	DMS 1	DMS 2		DMS 1	DMS 2						
 nach Schweißverzug Vorspannen beigezogen	1	MV 11	a	375	176	388	-136	-107	-264	-78	-286	-225	-71	-554	-164	-359	-100	62	-195	54	
			b	125	437	-133	-147	-189	-159	-279	-309	-82	-397	-334	-355	-101	63	-31	9		
		MV 12	a	350	308	268	-45	-98	-295	-162	-94	-206	-42	-619	-340	-480	-133	83	-139	29	
			b	240	318	-42	-53	-236	-209	-88	-111	-28	-496	-439	-467	-130	81	-23	6		
		MV 13	a	150	467	87	-34	-3	-454	-90	-71	-6	-11	-953	-189	-571	-159	99	-382	67	
			b	150	503	62	-37	-6	479	-54	-78	-13	-13	-1006	-113	-560	-155	97	-446	80	
MV 14	a	150	269	210	-20	-8	-267	-206	-42	-17	-8	-561	-433	-497	-138	86	-64	13			
	b	150	352	174	-38	-9	-347	-165	-80	-19	-14	-729	-346	-538	-149	93	-191	36			
 nach Schweißverzug Vorspannen nicht beigezogen	2	MV 15 ²⁾	a	375	172	263	-33	-68				-69	-143	-29							
			b	375	225	223	-28	-50				-59	-105	-23							
		MV 16	a	400	200	311	-19	-76	-196	-295	-40	-160	-28	-412	-619	-515	-143	89	103	-20	
			b	400	261	258	-49	-45	-257	-246	-103	-94	-27	-540	-517	-528	-147	92	-11	2	
		MV 17	a	200	334	190	-17	-16	-327	-182	-36	-34	-8	-687	-382	-534	-148	93	-152	29	
			b	200	351	191	-17	-11	-344	-187	-36	-23	-8	-722	-393	-558	-155	97	-164	29	
MV 18	a	200	320	182	-24	-12	-316	-180	-50	-25	-10	-664	-378	-520	-145	90	-143	28			
	b	200	339	218	-21	-15	-336	-214	-21	-32	-7	-706	-449	-577	-160	100	-128	22			
 nach Schweißverzug Vorspannen beigezogen	3	MV 19	a	275	217	281	-144	-234	-222	-267	-302	-491	-65	-466	-561	-513	-88	80	47	-9	
			b	275	325	363	-83	-50	-356	-217	-174	-105	-23	-748	-456	-602	-103	103	-141	23	
		MV 20	a	275	332	315	-94	-88	-323	-263	-197	-185	-32	-678	-552	-615	-106	106	-63	10	
			b	275	325	338	-69	-77	-308	-270	-145	-162	-25	-647	-567	-607	-104	104	-40	7	
		MV 21	a	150	377	150	-21	-37	-372	-149	-44	-78	-10	-781	-313	-547	-94	94	-234	43	
			b	150	408	296	-26	-70	-383	-280	-55	-147	-17	-804	-588	-696	-120	120	-108	16	
MV 22	a	150	474	132	-7	-19	-383	-157	-15	-40	-5	-804	-330	-567	-93	98	-237	42			
	b	150	485	140	-9	-22	-389	-162	-19	-46	-5	-817	-340	-579	-100	100	-238	41			
 nach Schweißverzug Vorspannen beigezogen	4	MV 23	a	250	310	283	-104	-70	-329	-214	-218	-147	-30	-691	-449	-570	-98	98	-121	21	
			b	250	353	234	-89	-160	-348	-226	-187	-336	-43	-731	-475	-603	-104	104	-128	21	
		MV 24	a	250	302	301	-112	-90	-300	-278	-235	-189	-35	-630	-584	-607	-104	104	-23	4	
			b	250	295	359	-77	-111	-298	-333	-162	-233	-33	-626	-699	-663	-114	114	36	-6	
		MV 25	a	150	523	214	-33	8	-421	-157	-69	17	-4	-884	-330	-667	-104	104	-277	45	
			b	150	345	129	-20	5	-358	-123	-42	11	-3	-710	-258	-484	-83	83	-226	47	
MV 26	a	150	620	78	-13	-25	-427	-122	-27	-53	-7	-897	-256	-576	-99	99	-320	56			
	b	150	576	120	-30	-68	-447	-157	-63	-143	-17	-939	-330	-634	-109	109	-304	48			
 nach Schweißverzug Vorspannen beigezogen	5	MV 27	a	500	279	367	-17	-32	-273	-259	-36	-67	-20	-573	-544	-559	-222	101	-14	3	
			b	500	376	310	-26	-54	-333	-220	-55	-113	-33	-699	-462	-580	-230	105	-118	20	
		MV 28	a	500	210	422	-3	8	-224	-344	-6	17	4	-470	-722	-595	-237	108	126	-21	
			b	500	345	334	-5	-11	-330	-302	-10	-23	-7	-693	-634	-664	-254	120	-29	4	
		MV 29	a	200	367	188	-10	-9	-346	-184	-21	-19	-8	-727	-386	-556	-221	100	-170	31	
			b	200	389	212	-13	-14	-370	-202	-27	-29	-11	-777	-424	-601	-239	109	-176	29	
MV 30	a	200	387	121	-6	3	-377	-121	-13	6	-1	-792	-254	-523	-208	95	-269	51			
	b	200	432	184	-24	-10	-414	-181	-50	-21	-14	-869	-380	-625	-249	113	-244	39			

1) $\Delta \epsilon_V$ nach der letzten Lastaufbringung gemessen
2) Ausfall der Dehnungsmeßstreifen

Die Sollvorspannkraft F_V^{DAST} der getesteten Schrauben M 16, M 20 und M 24 beträgt 100 kN, 160 kN und 220 kN. Wie bereits für Meßserie A festgestellt, ist in den Fällen mit im Versuch aufgebracht hoher äußerer Last (siehe Kap. 5.5.1.2) $2 F_B > 2 \cdot 1,0 \cdot F_V^{DAST}$, (Versuche mit "mittigem" Plattenkontakt) ein insgesamt höherer Abfall der Vorspannung $\Delta\sigma_V$ zu bemerken als in den Fällen mit niedriger Versuchslast $2 F_B < 2 \cdot 1,0 \cdot F_V^{DAST}$ (Randkontakt). Damit fallen die Restvorspannkraft F_V^R für "mittigen" Plattenkontakt auch deutlich niedriger aus. Während für Meßserie A der Abfall der Axialvorspannung maximal 12 % der axialen Restvorspannung $\sigma_{V,n}^R$ (Versuch MV 8, siehe Tafel 5.6) beträgt, wird für Versuch MV 11 ein noch deutlich höherer Abfall der axialen Vorspannung beobachtet. Unterstellten wir die gemessenen Dehnungen ϵ_V^0 der Schraube a des Versuchs mit $\max \epsilon_V^0 = 388 \cdot 10^{-5}$ als rein elastisch, so berechnete sich die Anfangsvorspannkraft zu 164 kN und damit in der Größenordnung von F_V^{DAST} , die berechnete Restvorspannkraft nach Rücknahme der äußeren Maximallast $2 F_B = 375$ kN (Versuch MV 11) beträgt jedoch nur $F_V^R = 100$ kN. Läßt man den genannten Versuch MV 11 außer acht, so ergeben dennoch trotz deutlichen Vorspannkraftabfalls die Restvorspannkraft noch im Mittel 99 % und 95 % von F_V^{DAST} in den Fällen "mittiger" Plattenkontakt und "Plattenrandkontakt", wobei durchweg eine Streuung von ca. ± 20 % um den Sollwert F_V^{DAST} festzustellen ist. Eine Rückrechnung für die Anfangsvorspannkraft in der Form $F_V^0 \sim \Delta F + F_V^R$ ergäbe im Mittel um 24 % und 6 % gegenüber F_V^{DAST} erhöhte Anfangsvorspannungen für "mittigen" Plattenkontakt und "Plattenrandkontakt".

Die höhere Biegevorspannung der hochfesten Schrauben in den Versuchen mit Randplättchen wurde immer am plättchenseitigen Dehnungsmeßstreifen (DMS Nr. 1) gemessen, was allerdings auch zu erwarten war. Bei Versuchen mit mittigem Kontakt ist eine Tendenz bezüglich der Biegewirkungsrichtung nicht festzustellen. Der Anteil der Biegevorspannung $\sigma_{V,b}^R$ in Relation zur Axialvorspannung $\sigma_{V,n}^R$ beträgt im Mittel 40 % bei "Plattenrandkontakt" und 15 % bei "mittigem" Kontakt.

5.5.2.3 Die Abhängigkeit der Biege- und Axialspannungsamplitude von der Größe der äußeren Last

Alle im Dauerschwingversuch getesteten T-Verbindungen wurden nun auch im Meßversuch unter äußerer Last $2 F_B$ untersucht. Die Realisierung der extremen Plattenkontaktlagen "am Rand" (Randplättchen) und "mittig" gelang im Fall "am Rand" vollständig, im Fall "mittig" insofern nur unvollständig, als der Schweißverzug der Kopfplatten unter voller Vorspannung der Schrauben bei fast allen T-Verbindungen beigezogen wurde, nur im Fall der Schrauben M 20 und unter Verwendung von $t = 30$ mm dicken Kopfplatten, verblieb auch unter voller Vorspannung ein Randspalt (siehe Bild 4.14), was für den Lastabtrag auf die hochfesten Schrauben sehr von Bedeutung ist. Die Messungen wurden an jeweils 2 typengleichen T-Verbindungen ausgeführt, so daß je Schraube 4 vergleichbare Meßergebnisse erhalten wurden. Die äußeren Lasten wurden als fortlaufend vergrößerte Lastspiele aufgebracht, vor jeder weiteren Laststeigerung wurde wieder vollständig entlastet ($2 F_B = 0$). Entsprechende Dehnungsmessungen erfolgten für $2 F_B = 0$ und $2 F_B = \max 2 F_B$ des jeweiligen Lastspiels, mithin wurden Dehnungsamplituden in Abhängigkeit von Lastamplituden gemessen und Spannungsamplituden berechnet.

Die Reihe der Bilder 5.6 bis 5.25 zeigt nun Doppelamplituden der Schraubenaxial- und -biegespannungen $2 \sigma_{a,n}$ und $2 \sigma_{a,b}$ infolge der Lastdoppelamplituden - im folgenden kurz, "äußere Last $2 F_B$ " genannt - für alle untersuchten 5 Typen von T-Verbindungen für die Kontaktlagen "mittig (primär mittiger Kontakt) und "am Rand". Im Fall "mittig" wurden maximale äußere Lasten $2 F_B > 2 F_V^{DAST}$ aufgebracht, im Fall "am Rand" wurden Lasten bis maximal $2 F_B = 2 \cdot 0,75 F_V^{DAST}$ gewählt.

Da unabhängig von der Lage des Plattenkontaktes die Biegespannung $\sigma_{a,b}$ am lastseitigen Schraubenrand (DMS 2, siehe Bild 5.2) als Zugspannungen erscheinen, wird eine solche Biegespannung im folgenden als positiv ausgewiesen.

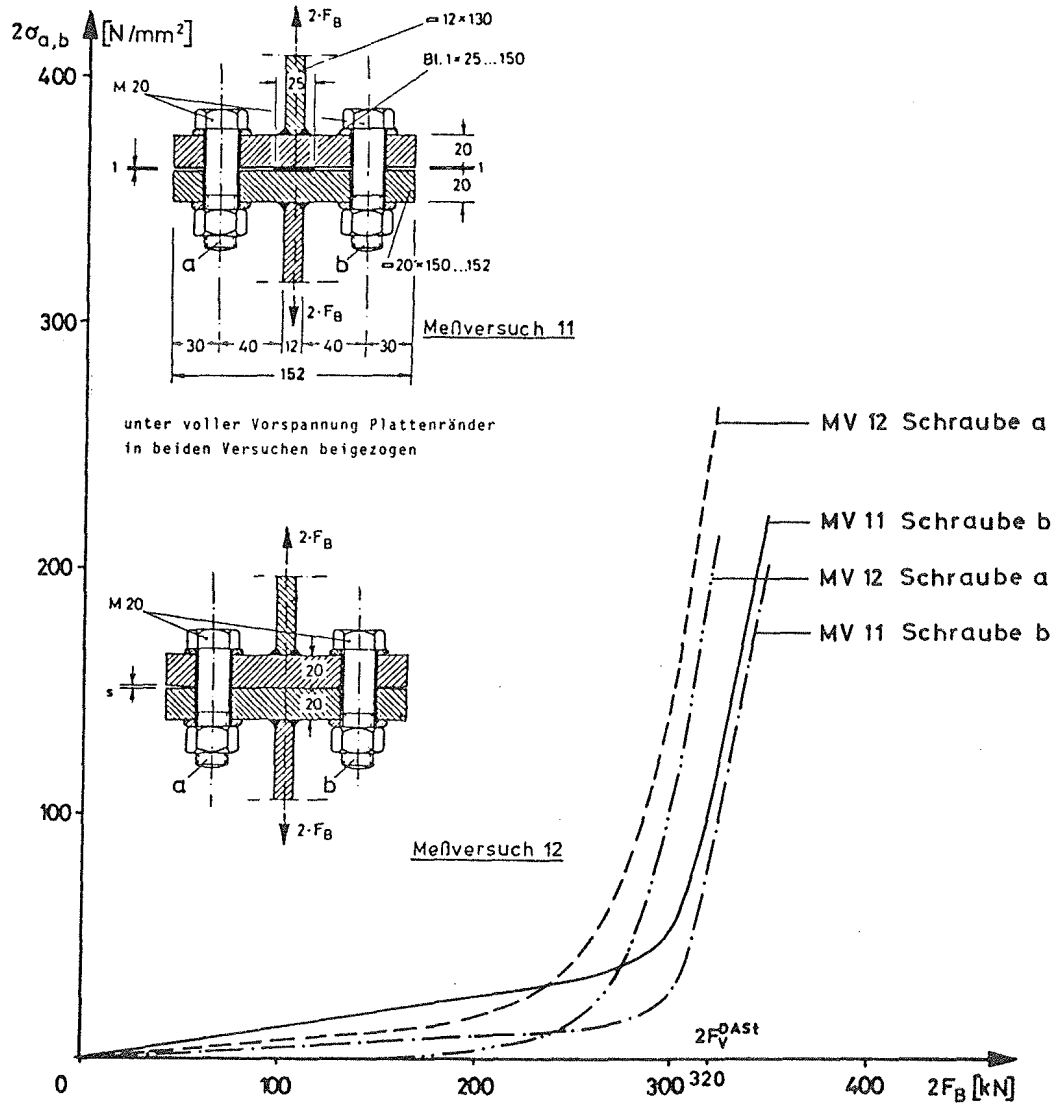


Bild 5.7: Meßversuche MV 11 und MV 12. Doppelamplitude $2\sigma_{a,b}$ der Schraubenbiegespannung am Schafttrand infolge äußerer Last $2F_B$

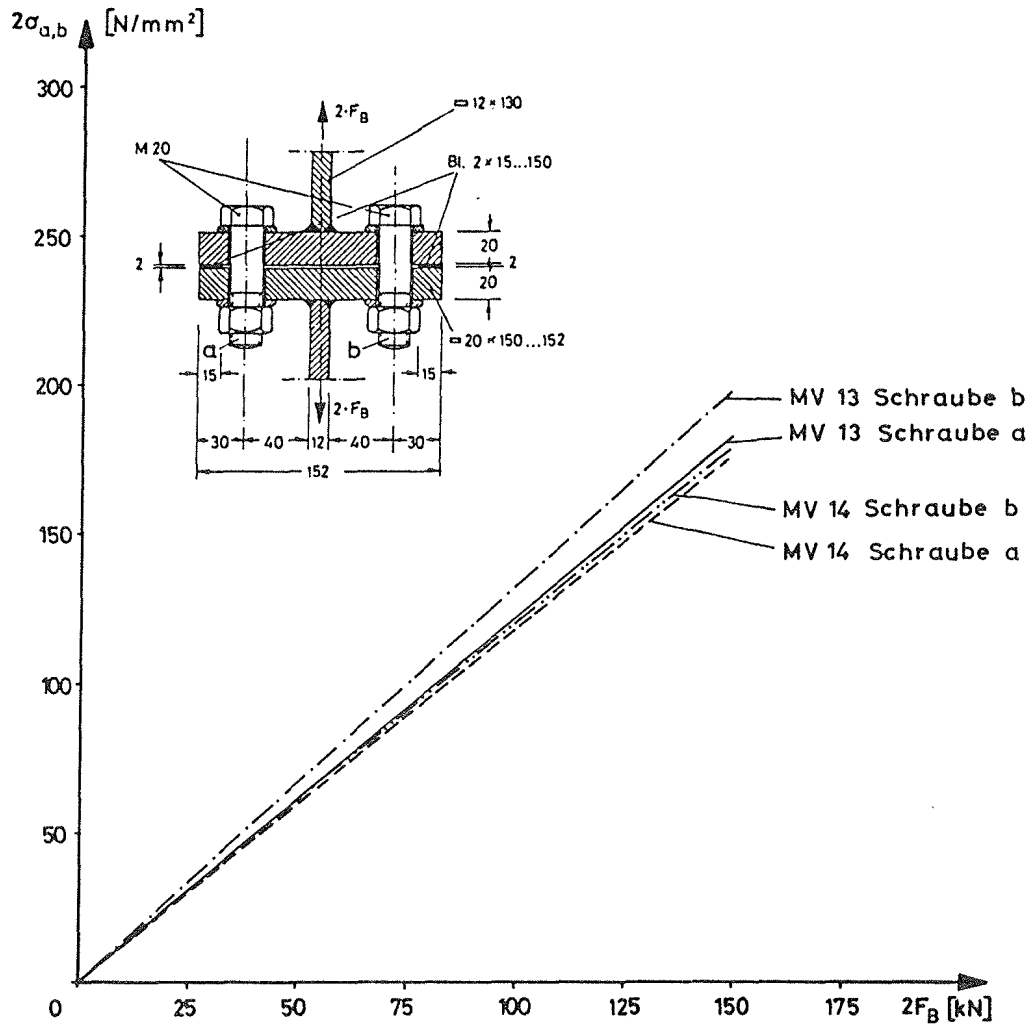


Bild 5.9: Meßversuche MV 13 und MV 14. Doppelamplitude $2\sigma_{a,b}$ der Schraubenbiegespannung am Schafttrand infolge äußerer Last $2F_B$

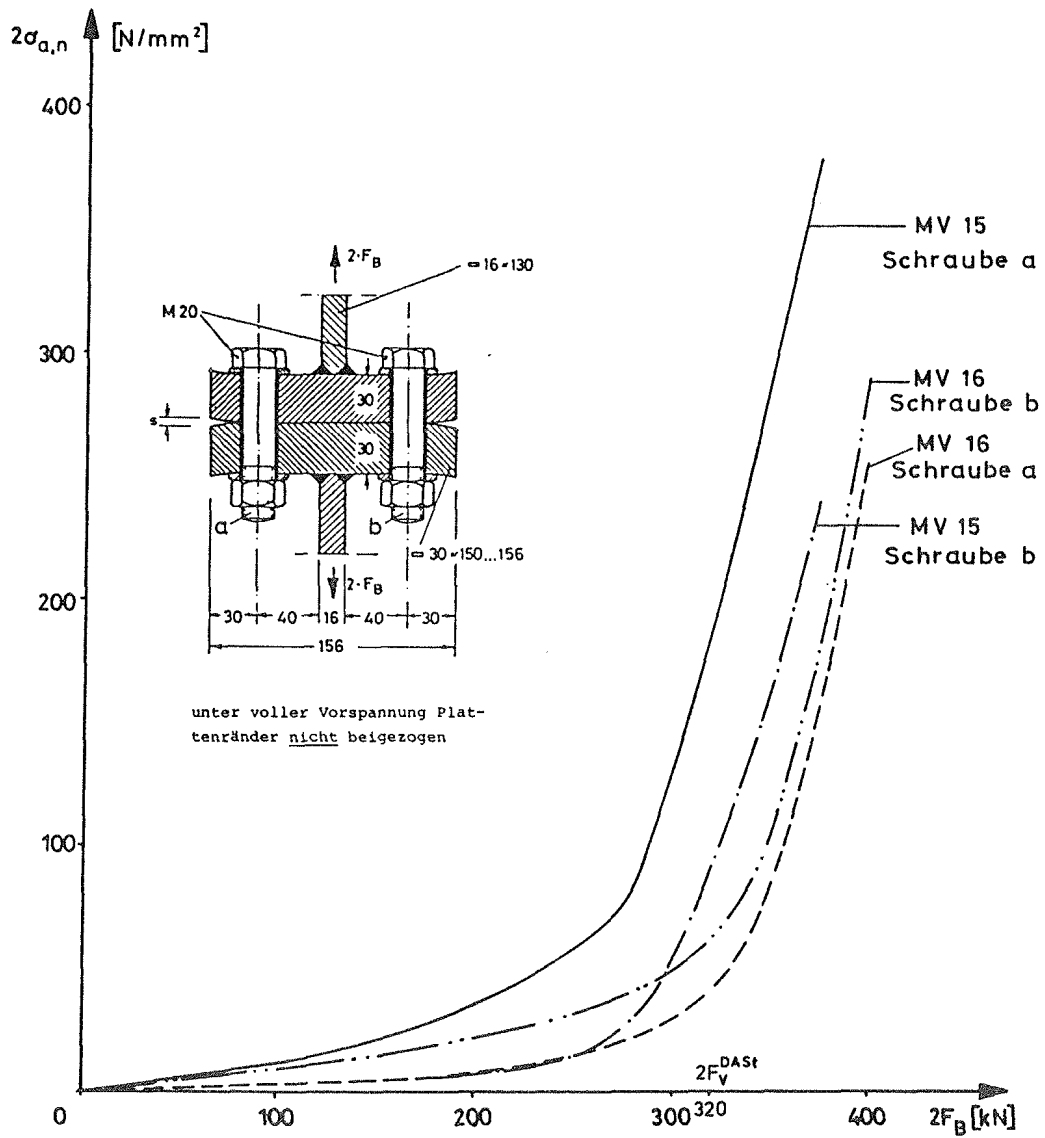


Bild 5.10: Meßversuche MV 15 und MV 16. Doppelamplitude $2\sigma_{a,n}$ der Schraubenaxialspannung im Schaft infolge äußerer Last $2F_B$

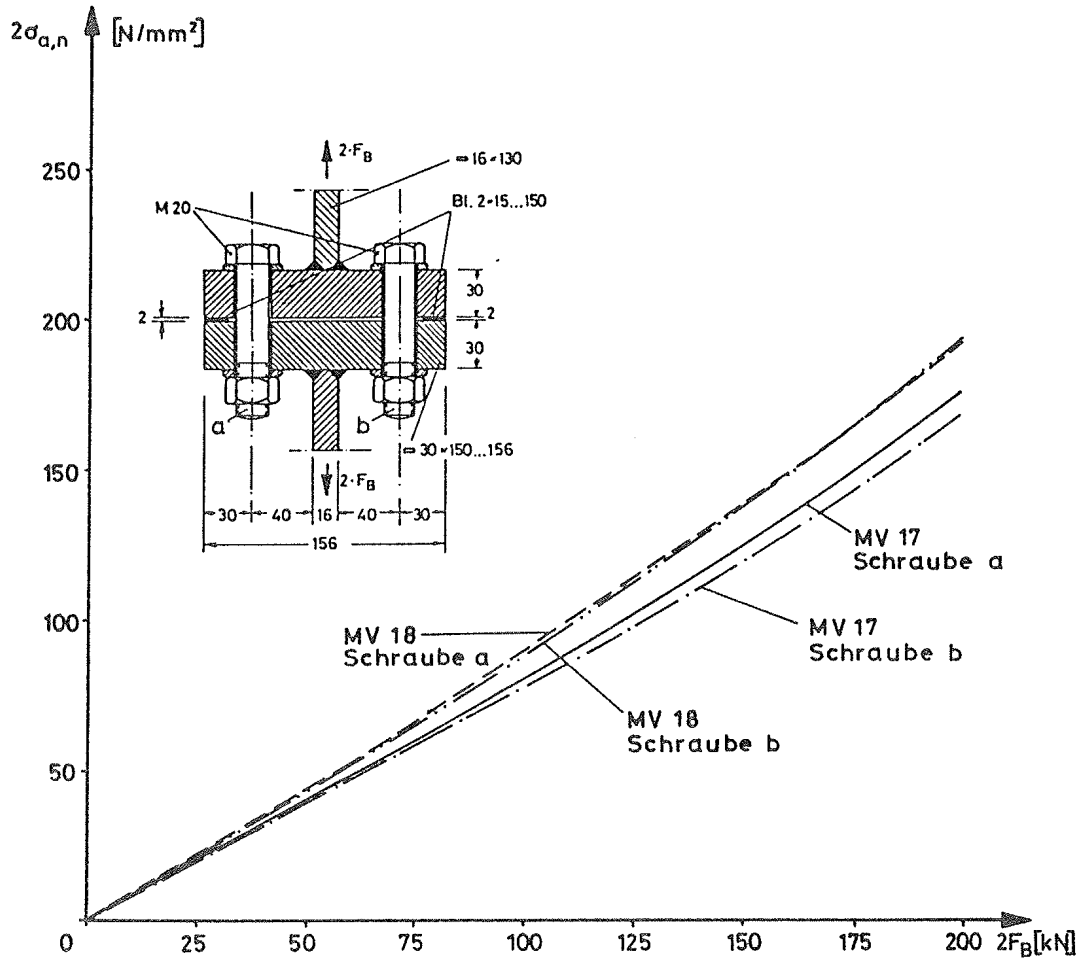


Bild 5.12: Meßversuche MV 17 und MV 18. Doppelamplitude $2\sigma_{a,n}$ der Schraubenaxialspannung im Schaft infolge äußerer Last $2F_B$

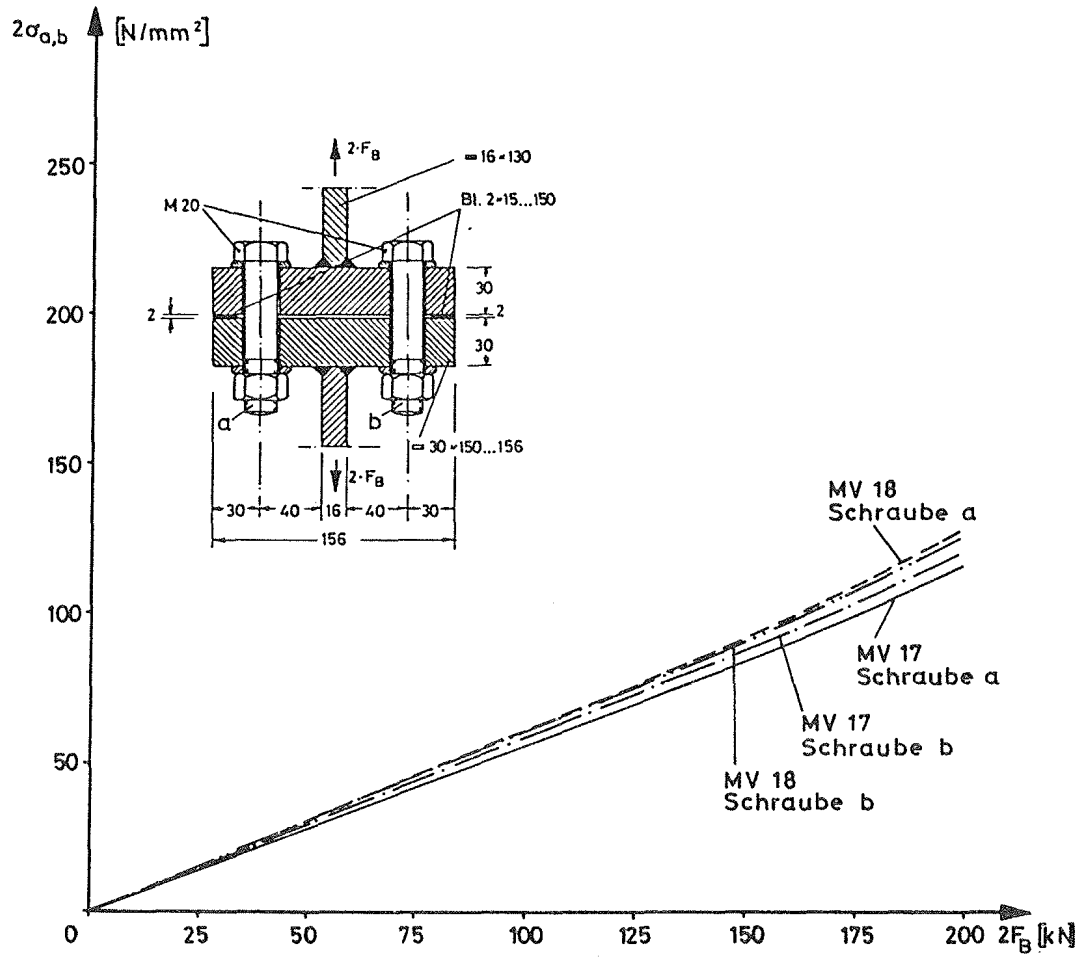


Bild 5.13: Meßversuche MV 17 und MV 18. Doppelamplitude $2\sigma_{a,b}$ der Schraubenbiegespannung am Schaftrand infolge äußerer Last $2F_B$

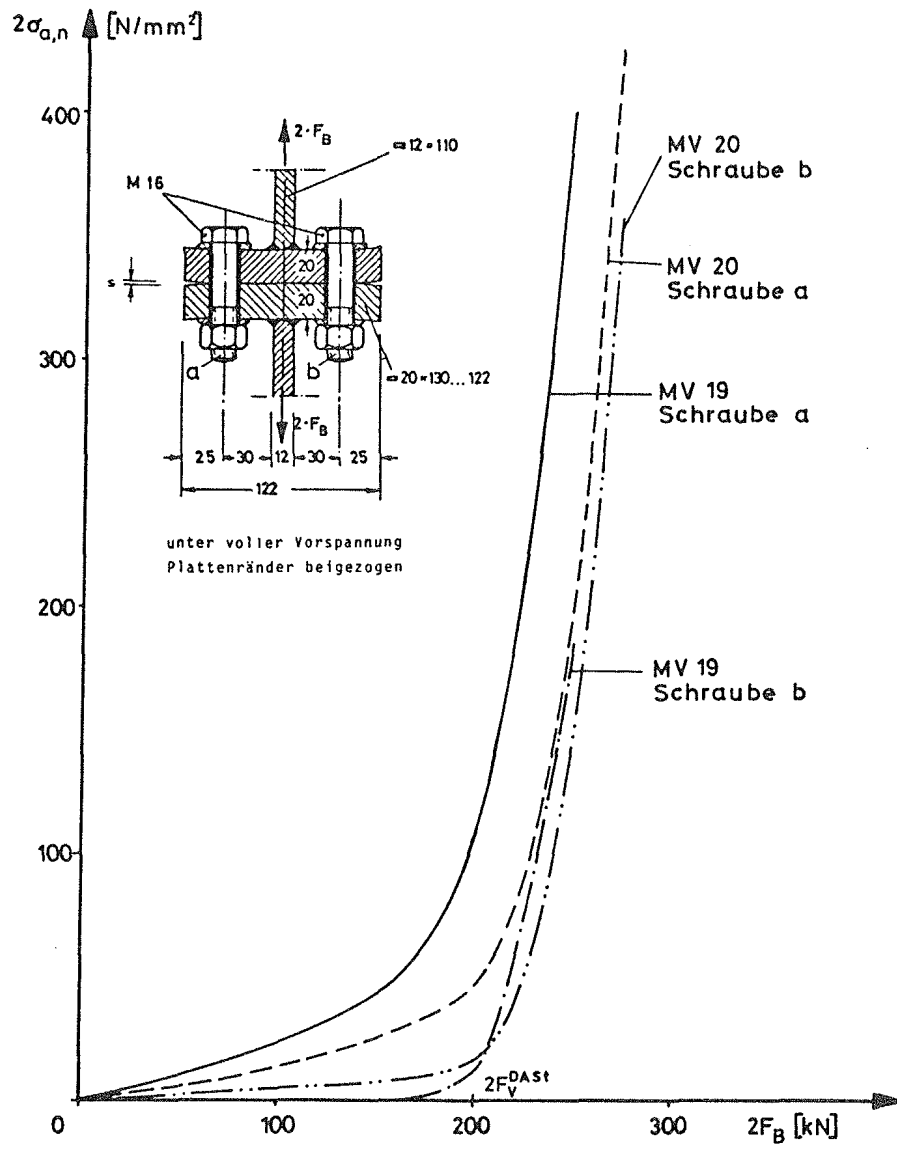


Bild 5.14: Meßversuche MV 19 und MV 20. Doppelamplitude $2\sigma_{a,n}$ der Schraubenaxialspannung im Schaft infolge äußerer Last $2F_B$

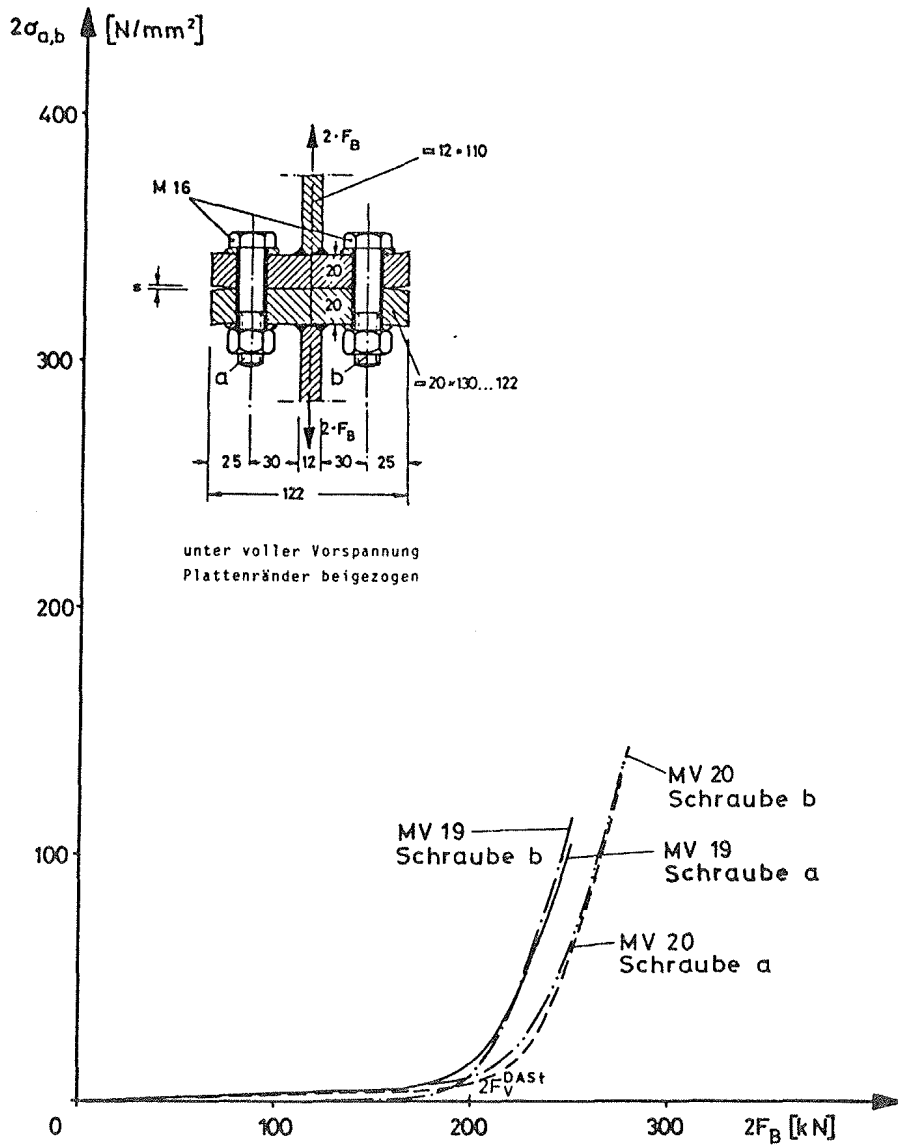


Bild 5.15: Meßversuche MV 19 und MV 20. Doppelamplitude $2\sigma_{a,b}$ der Schraubenbiegespannung am Schafttrand infolge äußerer Last $2F_B$

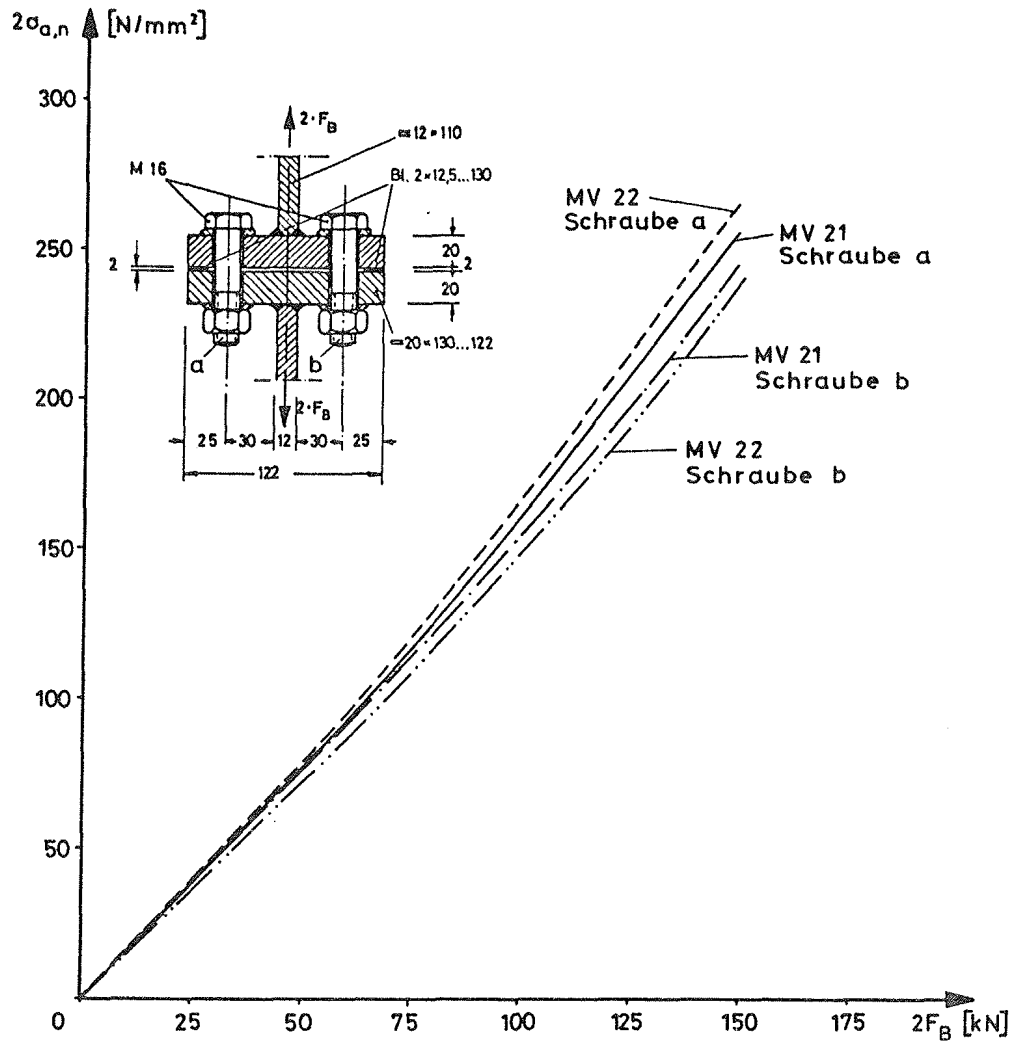


Bild 5.16: Meßversuche MV 21 und MV22. Doppelamplitude $2\sigma_{a,n}$ der Schraubenaxialspannung im Schaft infolge äußerer Last $2F_B$

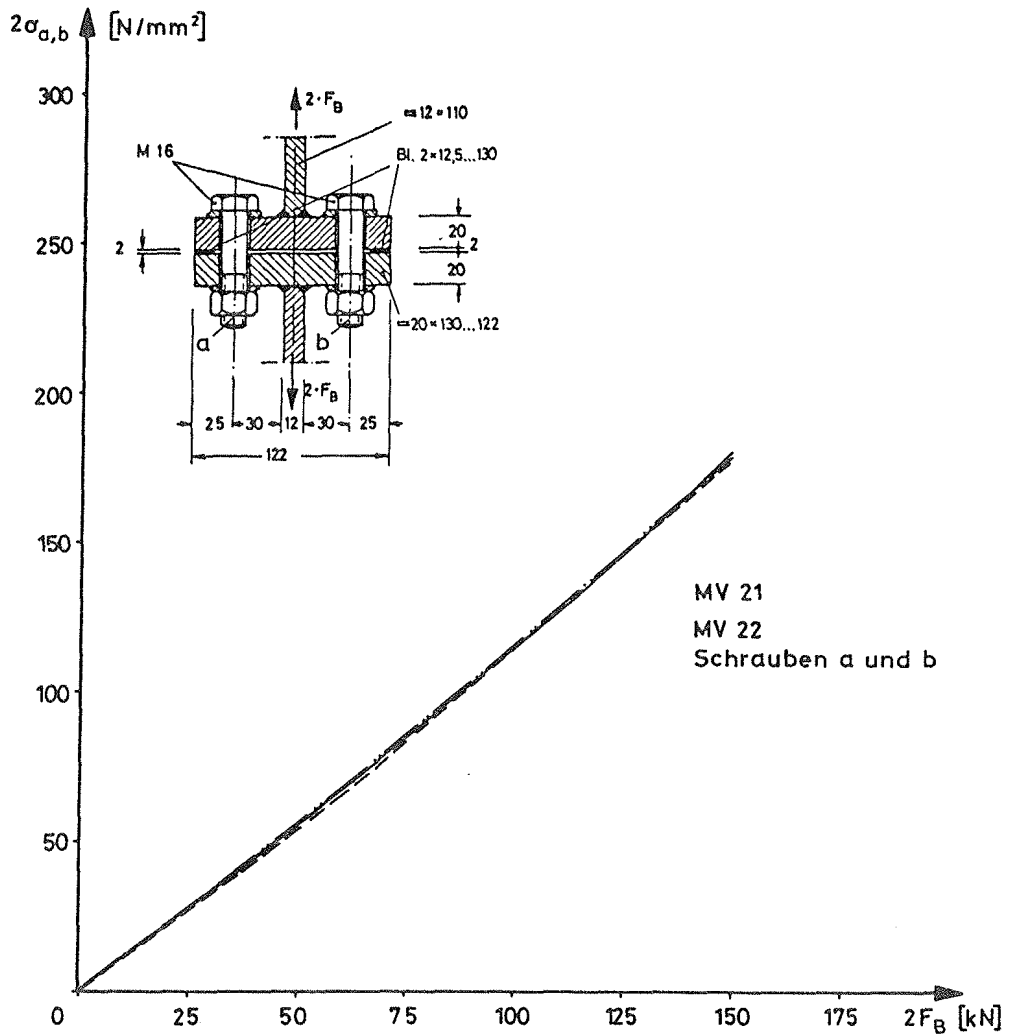


Bild 5.17: Meßversuche MV 21 und MV 22. Doppelamplitude $2\sigma_{a,b}$ der Schraubenaxialspannung am Schafttrand infolge äußerer Last $2F_B$

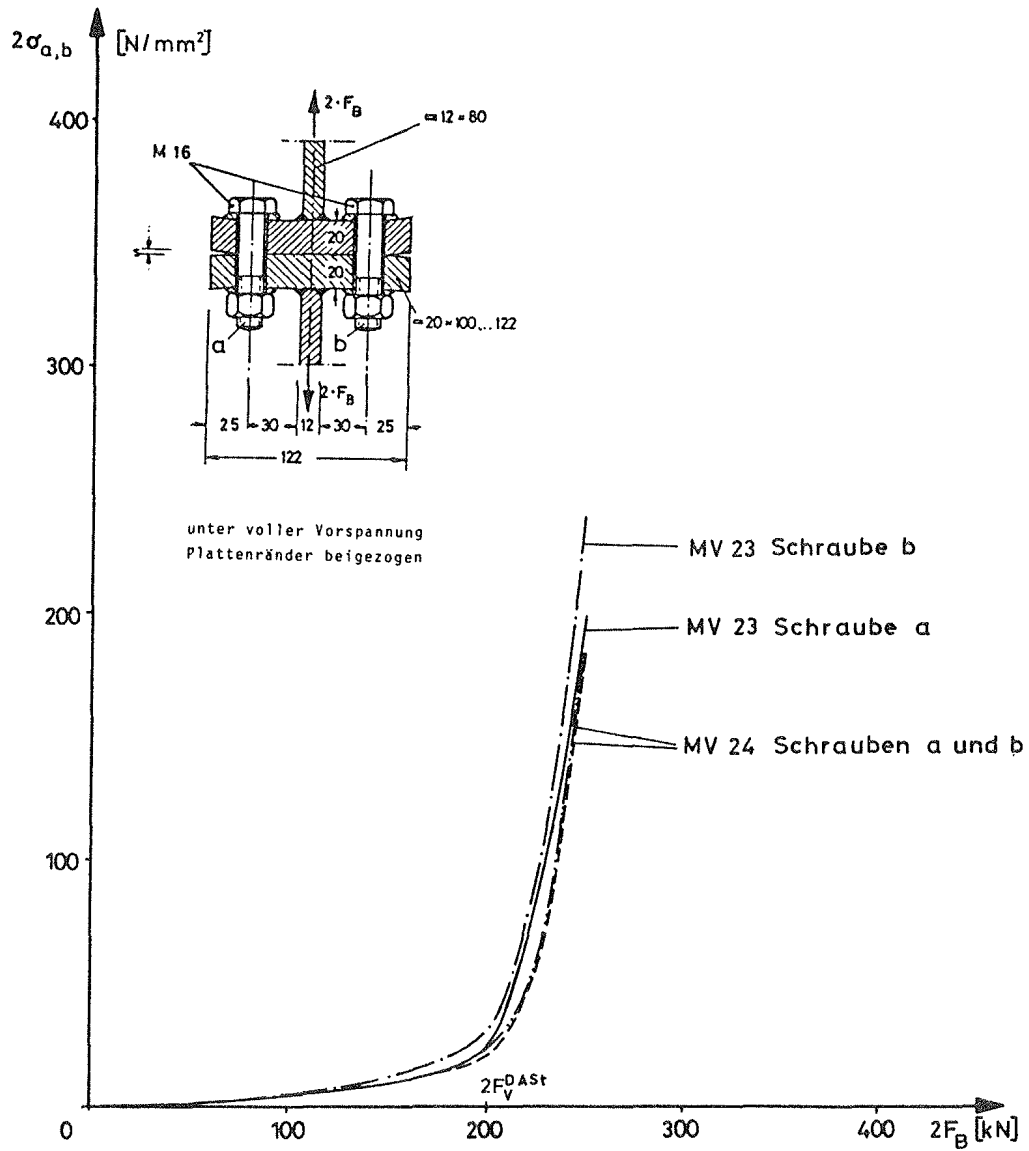


Bild 5.19: Meßversuche MV 23 und MV 24. Doppelamplitude $2\sigma_{a,b}$ der Schraubenbiegespannung am Schaftrand infolge äußerer Last $2F_B$

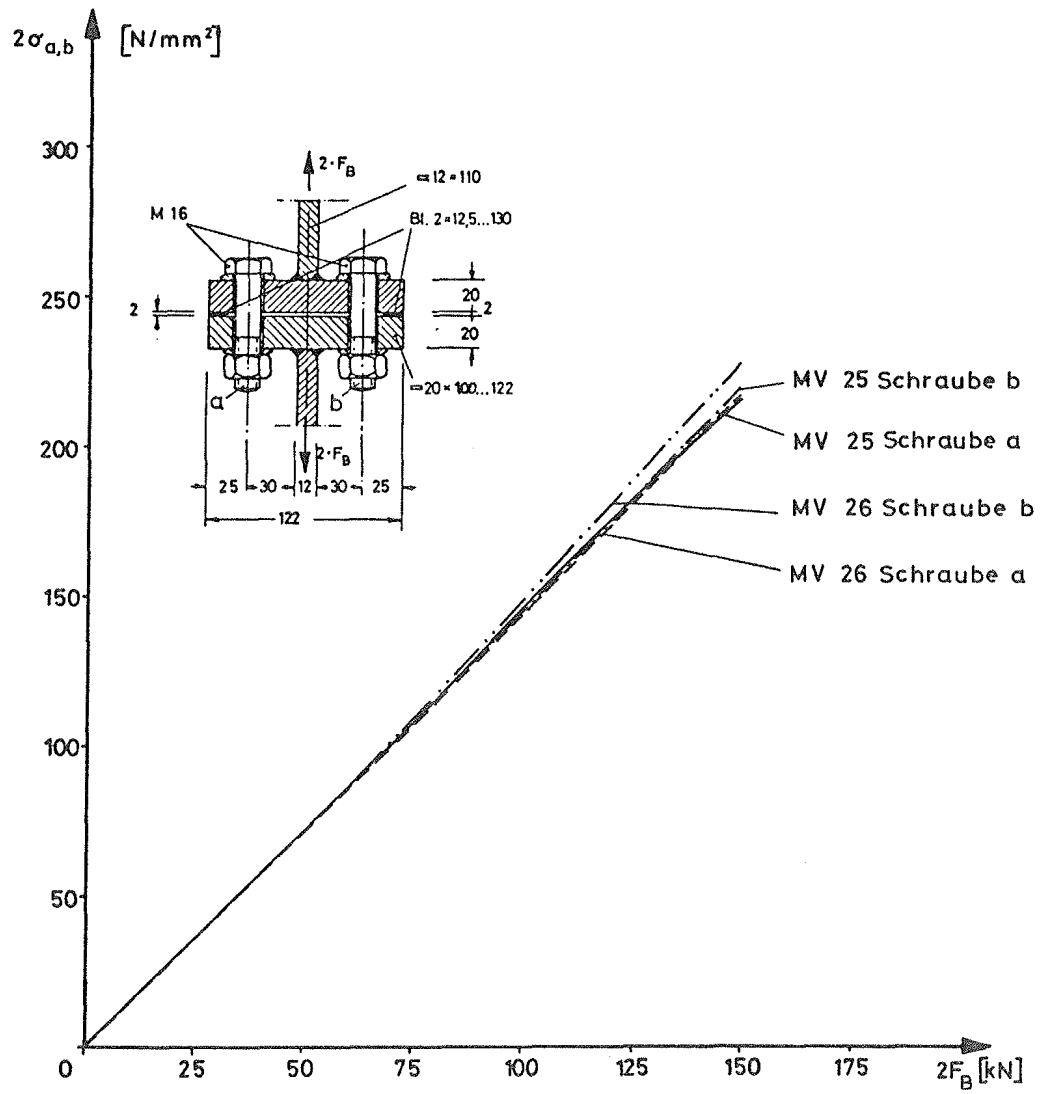


Bild 5.21: Meßversuche MV 25 und MV 26. Doppelamplitude $2\sigma_{a,b}$ der Schraubenbiegespannung am Schafrand infolge äußerer Last $2F_B$

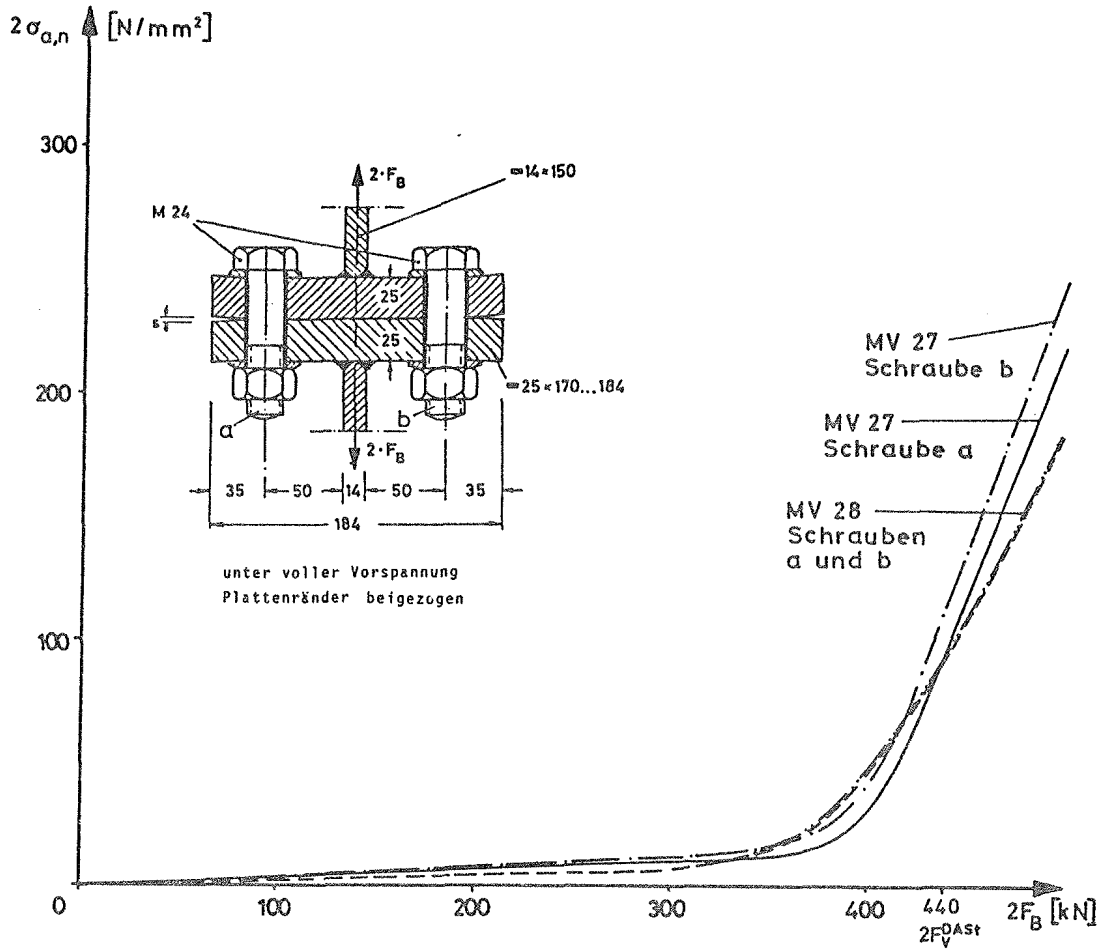


Bild 5.22: Meßversuche MV 27 und MV 28. Doppelamplitude $2\sigma_{a,n}$ der Schraubenaxialspannung im Schaft infolge äußerer Last $2F_B$

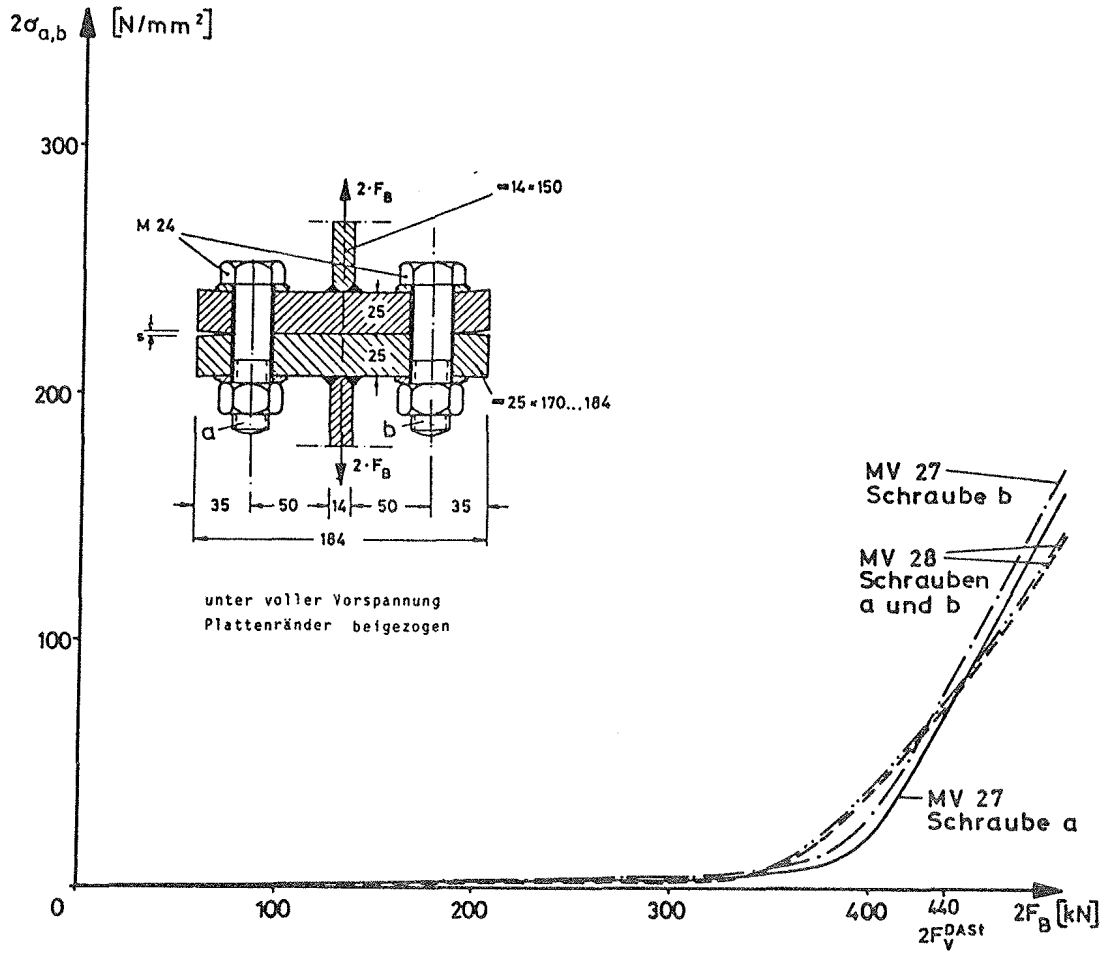


Bild 5.23: Meßversuche MV 27 und MV 28. Doppelamplitude $2\sigma_{a,b}$ der Schraubenbiegespannung am Schafttrand infolge äußerer Last $2F_B$

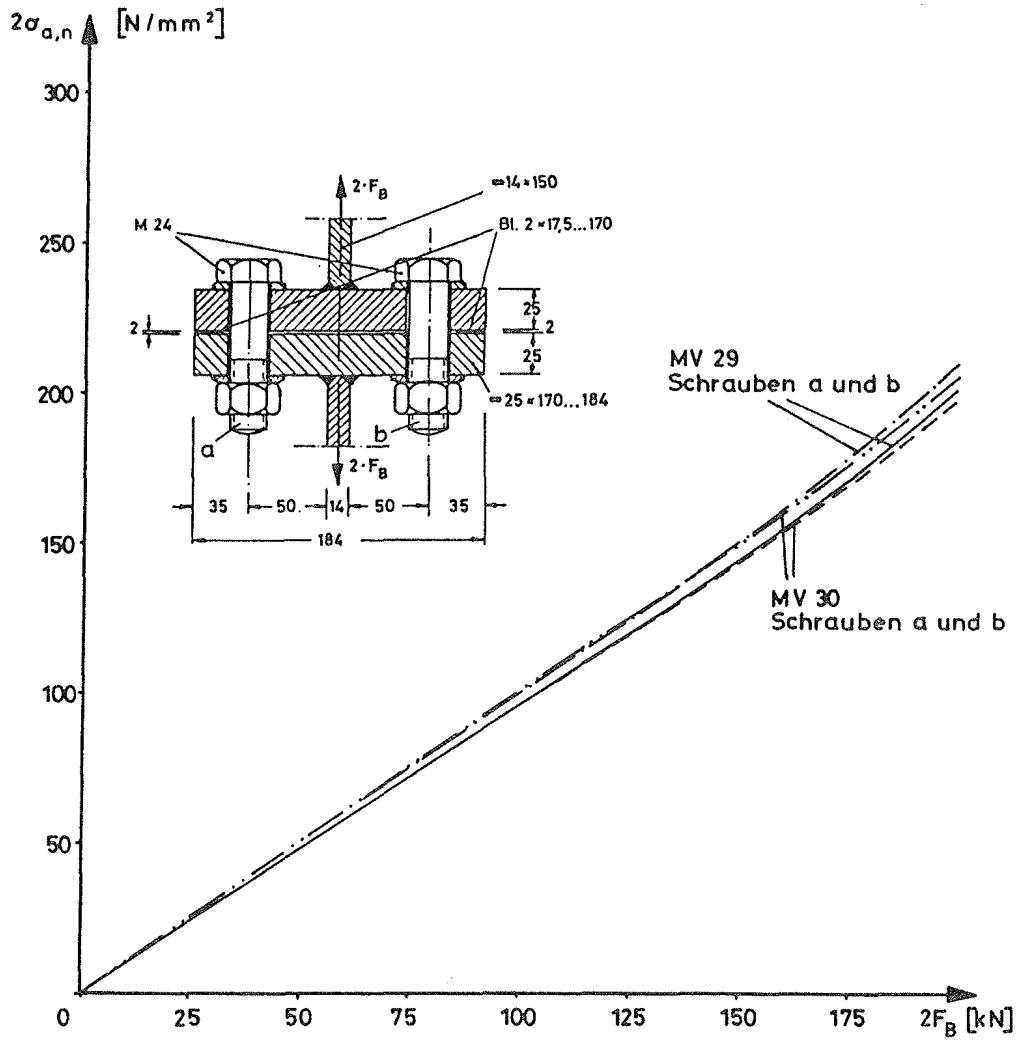


Bild 5.24: Meßversuche MV 29 und MV 30. Doppelamplitude $2\sigma_{a,n}$ der Schraubenaxialspannung im Schaft infolge äußerer Last $2F_B$

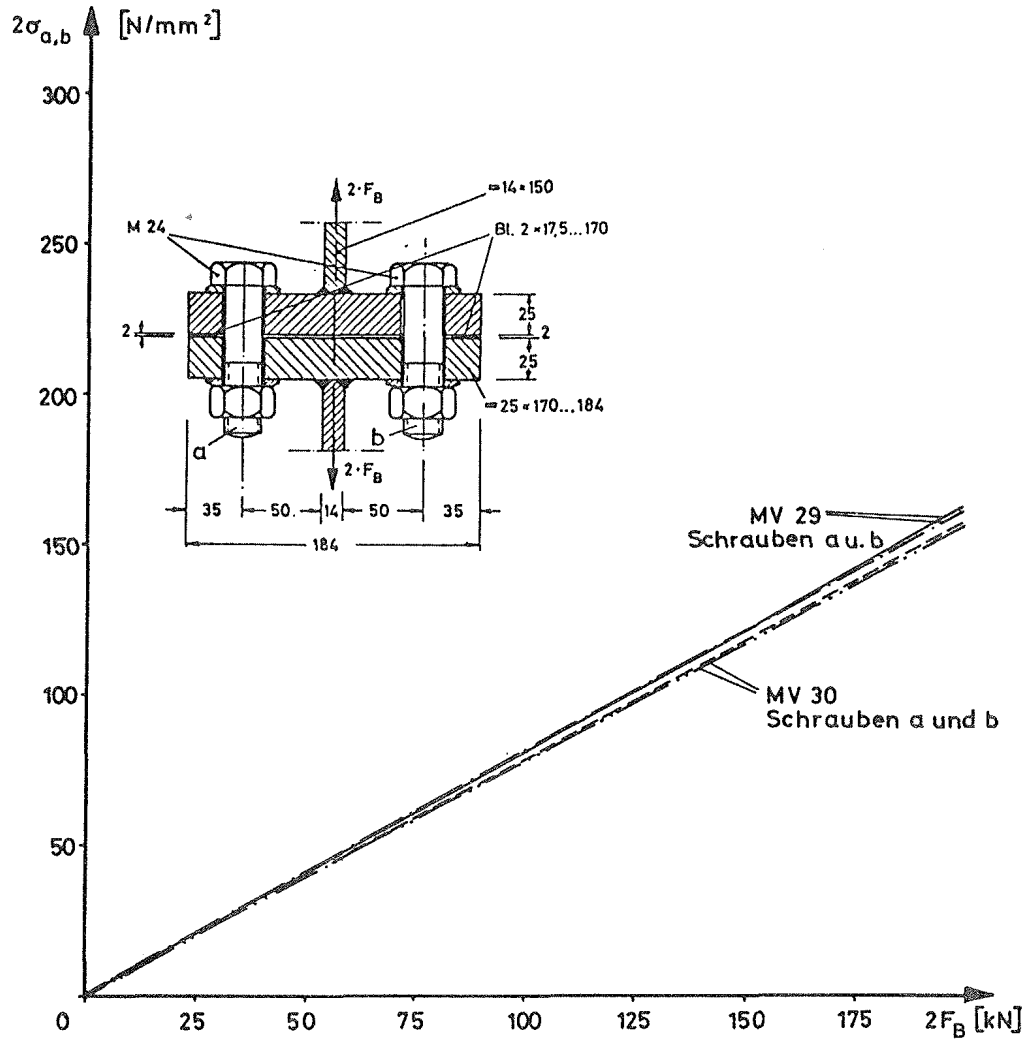


Bild 5.25: Meßversuche MV 29 und MV 30. Doppelamplitude $2\sigma_{a,b}$ der Schraubenbiegespannung am Schafttrand infolge äußerer Last $2F_B$

Im Fall "mittiger" Plattenkontakt zeigen die Meßergebnisse deutlich das gegliederte Tragverhalten der T-Verbindungen bei Veränderung der äußeren Last. Zunächst muß bei Erreichen der äußeren Last $2 F_B = 2 F_V$ theoretisch mit einem Abknickpunkt im Last-Dehnungsdiagramm gerechnet werden. Wegen der Biegeweichheit der Kopfplatten wird dieser Punkt jedoch zu einem Übergangsbereich verschmiert und in der Regel schon vor dem Erreichen der rechnerischen Klemmkraft als der Summe der Soll-Vorspannkkräfte gemessen. Es zeigt sich auch, daß bereits vor der Abknickzone unter entsprechend kleinen äußeren Lasten Spannungsamplituden im Schraubenschaft vorhanden sein können, wie sie für die Dauerfestigkeitsbetrachtungen der hochfesten Schraube relevant sind.

Die Messungen an hochfesten Schrauben M 20 bei mittigem Plattenkontakt (Versuche MV 11, MV 12, MV 15, MV 16) (Bilder 5.6, 5.7, 5.10, 5.11) ergaben für $2 F_B = 2 F_V^{DAST}$ bereits so hohe Spannungen im Schraubenschaft, daß ein Dauerschwingbruch unter solcher Last zu erwarten wäre. Für äußere Lasten $2 F_B = 2 \cdot 0,6 F_V^{DAST}$ als dem im DAST-Ri 010 /1/ angezeigten Grenzwert sind die gemessenen Spannungsamplituden noch in dauerfest ertragbarer Größenordnung, was wiederum die Dauerschwingversuche bestätigen (siehe Bild 4.13). Dauerfest ertragbar sei eine axiale Normalspannungsamplitude $\sigma_{A,n}$ von 40 bis 50 N/mm² /4/. Hervorzuheben ist, daß bei Plattendicke $t = 20$ mm die Kopfplatten unter Vorspannung vollständig beigezogen werden konnten, bei $t = 30$ mm dicken Kopfplatten war dies nicht möglich, so daß allein die gemessenen niedrigen Vorspannkkräfte $F_V^R < F_V^{DAST}$ für die frühzeitig erhöhten Spannungen bei $t = 30$ mm verantwortlich sein müssen. Für $t = 20$ mm Kopfplattendicke sind Randabstützkräfte wegen der vollständig beigezogenen Kopfplatten denkbar, zudem werden gerade hier sehr niedrige Vorspannkkräfte aus den Messungen berechnet. Im Meßversuch M 11, wo "mittiger" Kontakt durch ein mittiges Zwischenplättchen erzwungen werden sollte, fiel die Vorspannkraft F_V^R mit 62 % und 63 % der Sollvorspannkraft F_V^{DAST} am geringsten aus, so daß gerade dort der Spannungsanstieg im Schraubenschaft vor Erreichen der äußeren Last $2 F_B = 2 F_V^{DAST}$ nicht verwundert.

Die Messungen an hochfesten Schrauben M 16 unter "mittigem" Plattkontakt (MV 19, MV 20, MV 23, MV 24) ergeben insbesondere für breite Kopfplatten $b = 130$ mm auch unter $2 F_B = 2 F_V^{DAST}$ noch so geringe Schraubenbeanspruchungen, daß die Gefahr eines Dauerschwingbruches unter solchen Lasten gering scheint. Im Fall der schmaleren Kopfplatte $b = 100$ mm (Bild 5.18 und 5.19) werden für $2 F_B = 2 F_V^{DAST}$ Schraubenspannungen $2 \sigma_{a,n}$ bis zu 50 N/mm² gemessen, was wieder mit der Ausbildung von Randabstützkräften im Zusammenhang mit der Biegeweichheit der schmalen Kopfplatten begründet werden muß. Eine zu gering aufgebrachte Vorspannkraft in den Schrauben kann hier nicht die Ursache sein, da im betrachteten Fall Restvorspannkraft $F_V^R = F_V^{DAST}$ aus den gemessenen Dehnungen berechnet werden (siehe Tafel 5.8). In beiden Fällen ist für eine äußere Last $2 F_B = 2 \cdot 0,6 F_V^{DAST}$ bei (vorwiegend!) "mittigem" Kontakt kein Dauerschwingbruch zu erwarten, was auch wieder in Übereinstimmung zu den Dauerschwingversuchen (Bild 4.15 und 4.16) zu sehen ist.

Die Versuche mit "mittigem" Kontakt und hochfesten Schrauben M 24 (MV 29, MV 30) zeigen einen "vorgezogenen" Abknickbereich bei einer äußeren Last von $F_B = 0,8$ bis $0,9 F_V^{DAST}$ (Bild 5.22 und 5.23). Da die gemessenen Restdehnungen auf Vorspannkraft $F_V \cong F_V^{DAST}$ hinweisen, die Kopfplatten unter voller Vorspannung aber vollständig beigezogen wurden, muß trotz anfänglichen Schweißverzuges auf Randabstützungen geschlossen werden. Eine Begrenzung der äußeren Lasten auf $2 F_B \leq 2 \cdot 0,6 F_V^{DAST}$ führt wieder auf so geringe Schraubenspannungen, daß dabei kein Dauerschwingbruch zu erwarten ist. Die wenigen Ergebnisse vergleichbarer Dauerschwingversuche lassen gleiches vermuten (siehe Bild 4.17).

Was die Versuche mit reinem Plattenrandkontakt betrifft, so ist hier deutlich ein viel steilerer Anstieg der Schraubenaxial- und Schraubenbiegespannung in Abhängigkeit von der äußeren Last festzustellen. Durch die indirekte Kraftübertragung über Hebelwirkung mit Randabstützkräften wird schon unter kleinen Lasten $2 F_B \ll 2 F_V^{DAST}$ eine große Spannung $\sigma_{a,n}$ und $\sigma_{a,b}$ in die Schrauben eingebracht, das System ist bis zur dauerfestigkeitsrelevan-

ten Belastung der Schrauben nicht wie im Fall des "mittigen" Plattenkontaktes gegliedert.

Insgesamt ist zu bemerken, daß alle direkt vergleichbaren Messungen, - es sind dies jeweils Messungen an 4 hochfesten Schrauben -, untereinander gute Übereinstimmung zeigen. Während in den Bildern 5.6 bis 5.25 die Einzelergebnisse getrennt für Axial- und Biegespannung im Schraubenschaft dargestellt sind, zeigen die folgenden Darstellungen 5.26 bis 5.31 die aus jeweils 4 Meßergebnissen gemittelten Schraubenspannungen nun im Vergleich der Axial- und Biegespannungen untereinander.

Zunächst wird deutlich, daß Axial- und Biegespannungen $\sigma_{a,n}$ und $\sigma_{a,b}$ bei allen untersuchten T-Verbindungen etwa in gleichem Größenverhältnis zueinander auftreten, so daß $\sigma_{a,n}/\sigma_{a,b} \approx 1$, wobei die Biegespannungen $\sigma_{a,b}$ mitunter geringfügig kleiner als die Axialspannungen $\sigma_{a,n}$ sind. Erstaunlich ist darüber hinaus, daß diese Aussage auch unabhängig von der Lage der Kontaktzone zutrifft.

Die Bilder 5.26 und 5.27 zeigen Axial- und Biegespannungen in hochfesten Schrauben M 20 für den Parameter Plattendicke t . Sowohl für "randseitigen" als auch bei großen äußeren Lasten $2 F_B \geq 2 F_V^{DAST}$ für "mittigen" Plattenkontakt führt die biegesteifere Kopfplatte mit $t = 30$ mm zu verringerten Spannungen in den Schrauben. Ein Verschieben des Abknickbereiches für den Fall "mittigen" Kontaktes tritt allerdings erwartungsgemäß nicht auf. Unter kleineren äußeren Lasten zeigt sich der Vorteil der dickeren Kopfplatten nur bei "randseitigem" Kontakt. Auf eine für "randseitigen" Plattenkontakt geringere Schraubenbeanspruchung bei dickeren Kopfplatten deuten auch die Ergebnisse der Dauerschwingversuche hin.

Es ist nun reizvoll, einmal die Biege- und Normalspannungen zu ermitteln, die den Ergebnissen der Dauerschwingversuche zugeordnet sind. Geeignet erscheinen die $2 \cdot 10^6$ mal ertragbaren äußeren Schwelllasten für Randkontakt der T-Verbindung. Schätzen wir aufgrund der wenigen Ergebnisse die dauerfest ertragbaren äußeren Lasten zu $2 F_B = 60$ kN für $t = 20$ mm und 85 kN für 30 mm (siehe

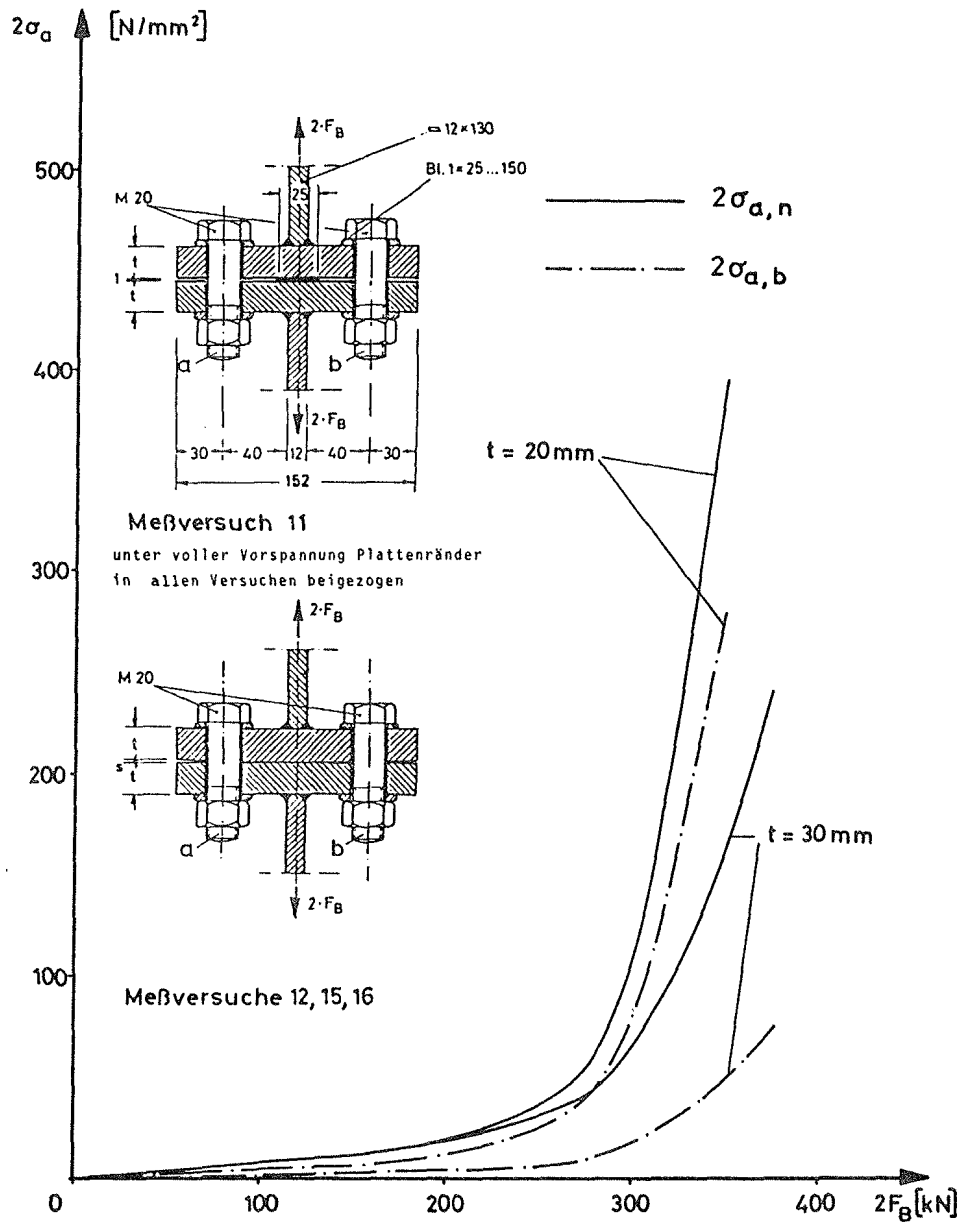


Bild 5.26: Meßversuche MV 11, MV 12 und MV 15, MV 16. Mittelwerte der Doppelamplituden $2\sigma_{a,n}$ und $2\sigma_{a,b}$ der Schraubenaxial- und Schraubenbiegespannung infolge äußerer Last $2F_B$. Einfluß der Kopfplattendicke t

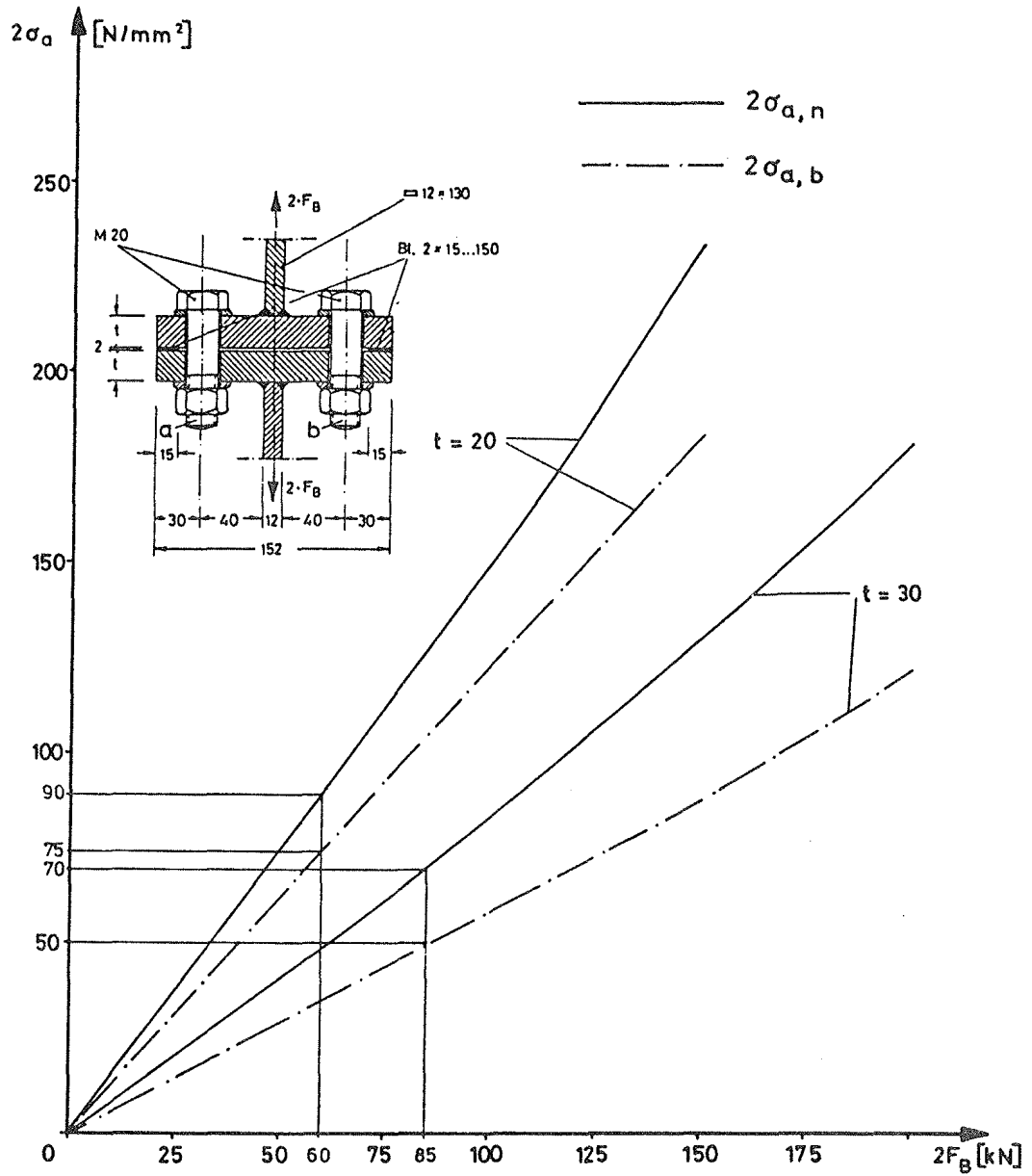


Bild 5.27: Meßversuche MV 13, MV 14 und MV 17, MV 18. Mittelwerte der Doppelamplituden $2\sigma_{a,n}$ und $2\sigma_{a,b}$ der Schraubenaxial- und Schraubenbiegespannung infolge äußerer Last $2F_B$. Einfluß der Kopfplattendicke t

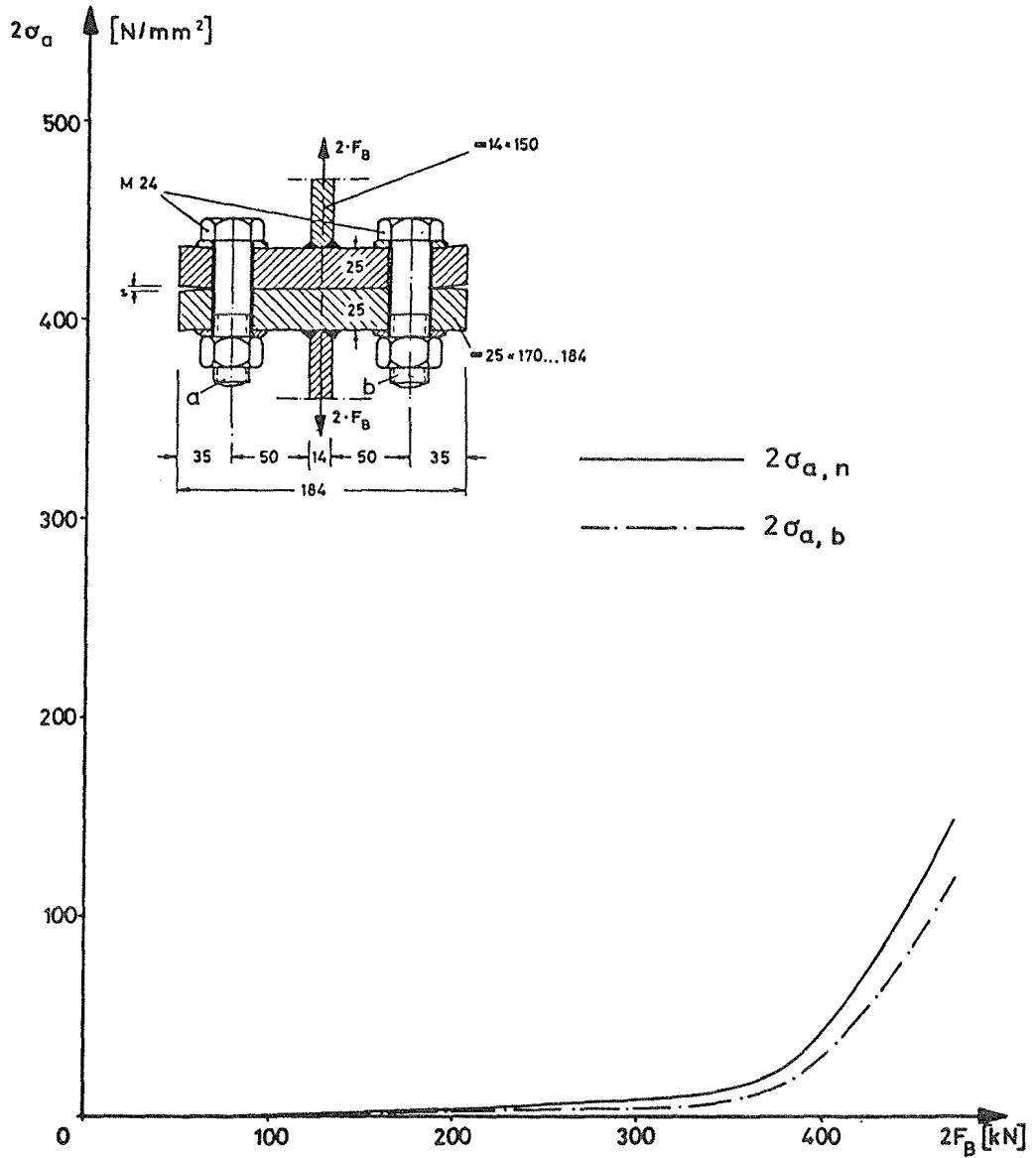


Bild 5.28: Meßversuche MV 27, MV 28. Mittelwerte der Doppelamplituden $2\sigma_{\alpha, n}$ und $2\sigma_{\alpha, b}$ der Schraubenaxial- und Schraubenbiegespannung infolge äußerer Last $2F_B$

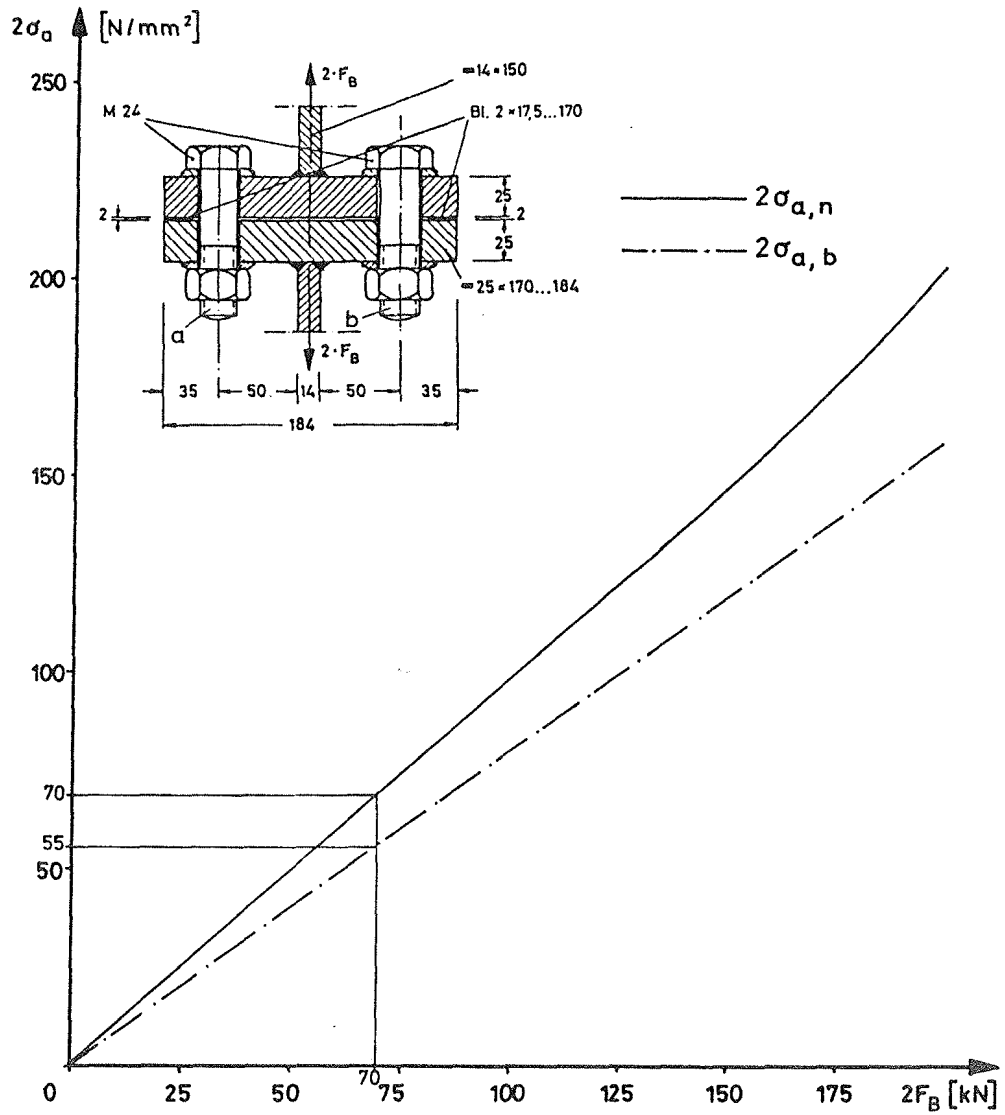


Bild 5.29: Meßversuche MV 29, MV 30. Mittelwerte der Doppelamplituden $2\sigma_{a,n}$ und $2\sigma_{a,b}$ der Schraubenaxial- und Schraubenbiegespannung infolge äußerer Last $2F_B$

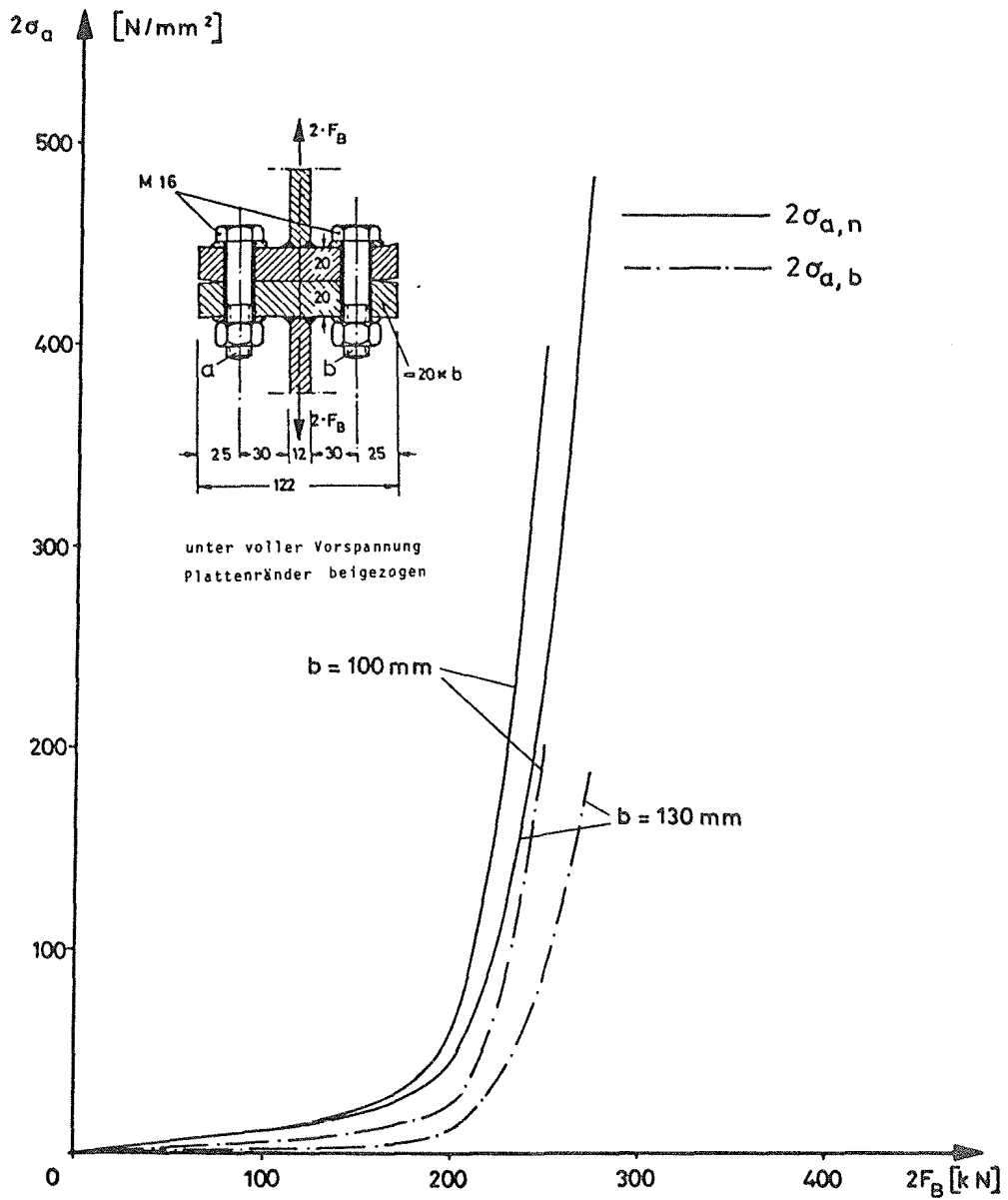


Bild 5.30: Meßversuche MV 19, MV 20 und MV 23, MV 24. Mittelwerte der Doppelamplituden $2\sigma_{a,n}$ und $2\sigma_{a,b}$ der Schraubenaxial- und Schraubenbiegespannung infolge äußerer Last $2F_B$. Einfluß der Kopfplattenbreite b

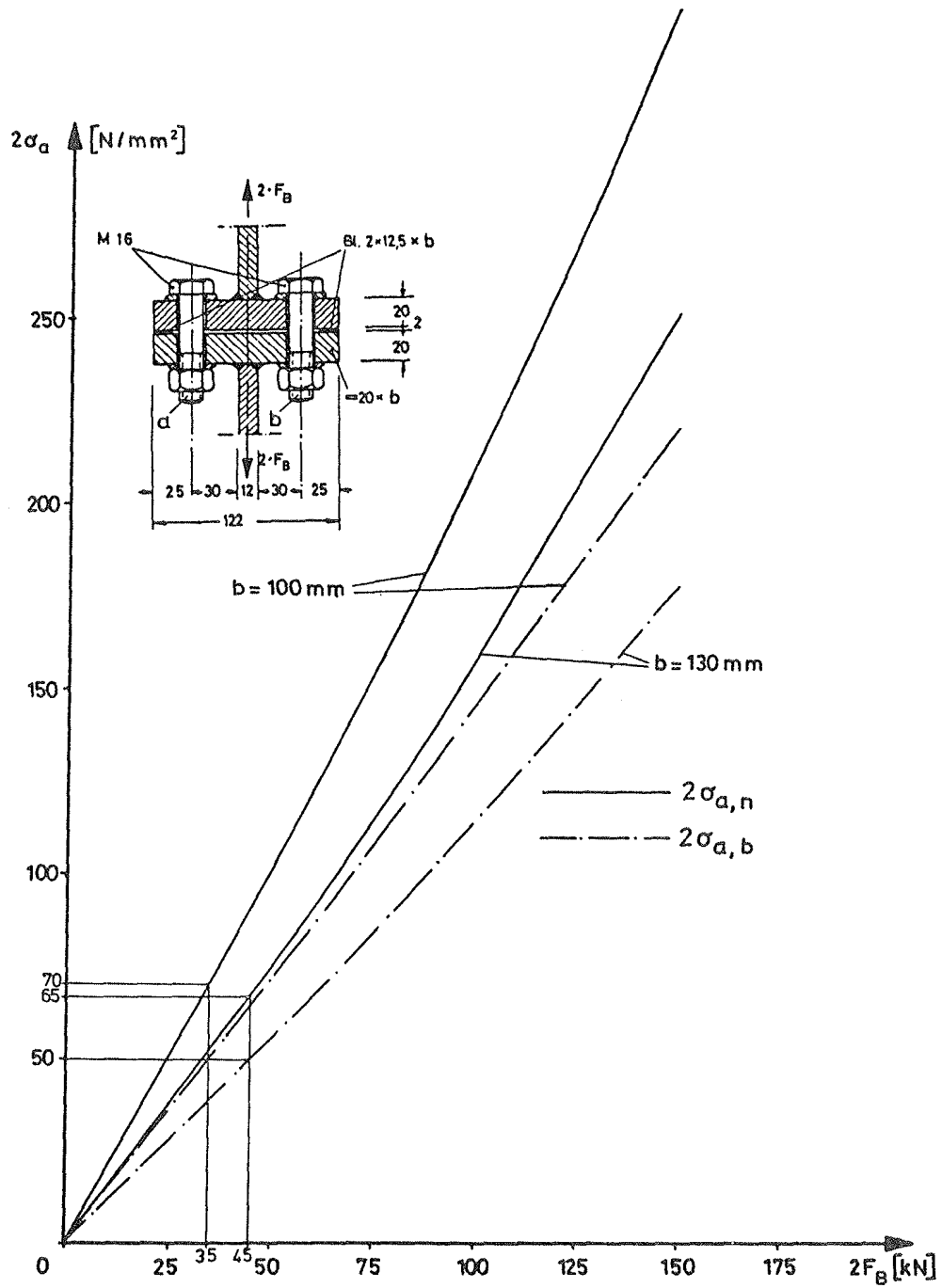


Bild 5.31: Meßversuche MV 21, MV 22 und MV 25, MV 26. Mittelwerte der Doppelamplituden $2\sigma_{a,n}$ und $2\sigma_{a,b}$ der Schraubenaxial- und Schraubenbiegespannung infolge äußerer Last $2F_B$. Einfluß der Kopfplattenbreite b

Bilder 4.11 und 4.14), so zeigt die Messung in Bild 5.27 für solche Lasten Spannungsamplituden $2 \sigma_{a,n} = 90 \text{ N/mm}^2$ und $2 \sigma_{a,b} = 75 \text{ N/mm}^2$ für $t = 20 \text{ mm}$ und $2 \sigma_{a,n} = 70 \text{ N/mm}^2$ und $2 \sigma_{a,b} = 50 \text{ N/mm}^2$ für $t = 30 \text{ mm}$. Führen wir diesen Vergleich auch für die weiteren Messungen unter randseitigem Kontakt durch, so ergibt sich folgendes Bild:

Für M 24 und $t = 25 \text{ mm}$ wird $2 F_B = 70 \text{ kN}$ als dauerfest ertragbar angenommen (Bild 4.17), die Messung ergibt hierfür $2 \sigma_{a,n} = 70 \text{ N/mm}^2$ und $2 \sigma_{a,b} = 55 \text{ N/mm}^2$ (Bild 5.29); für M 16 bei einer Plattenbreite $b = 130 \text{ mm}$ und unter $2 F_B = 45 \text{ kN}$ (Bild 4.15) werden Spannungen $2 \sigma_{a,n} = 65 \text{ N/mm}^2$ und $2 \sigma_{a,b} = 50 \text{ N/mm}^2$ ermittelt (Bild 5.31), bei einer Plattenbreite $b = 100 \text{ mm}$ - Bild 5.31 zeigt für die geringere Plattenbreite erhöhte Spannungen im Schraubenschaft bereits unter der als dauerfest ertragbar geschätzten äußeren Last $2 F_B = 35 \text{ kN}$ - Spannungen $2 \sigma_{a,n} = 70 \text{ N/mm}^2$ und $2 \sigma_{a,b} = 50 \text{ N/mm}^2$ (Bild 4.16). Der Vergleich zwischen Dauerschwingversuch und Messung ergibt somit dauerfest ertragbare Spannungsamplituden in einer plausiblen Größenordnung. Zu beachten ist hierbei, daß es sich um Spannungsamplituden handelt, die aus Dehnungsmessungen am reduzierten Schaft der Meßschrauben errechnet wurden. Unterstellen wir, daß die zu diesen Biege- und Axialspannungsamplituden zugehörigen Schnittgrößen M und N auch in den im Dauerschwingversuch getesteten unbearbeiteten schwarzen Schrauben auftreten werden, so verändern sich die Biegespannungen im Verhältnis der Widerstandsmomente, die Axialspannungen im Verhältnis der Flächen. Für einen Vergleich mit zulässigen Spannungsamplituden wäre bei der Umrechnung der Kernquerschnitt zugrunde zu legen. Betrachtungen hierzu enthält Abschnitt 5.7.

Zusammenfassend sei festgehalten:

1. Die Messungen an hochfesten Schrauben in T-Verbindungen zeigen deutlich den Unterschied im Lastabtrag der T-Stücke auf die Schraube bei unterschiedlichem Kopfplattenkontakt. Im Falle des randseitigen Kontaktes ergeben sich schon für relativ kleine äußere Lasten große Randspannungsamplituden. Bis zur dauerfestigkeitsrelevanten Größe ist eine lineare Abhängigkeit der Spannung von der äußeren Last vorhanden.

2. Gerade für diesen als für die Beanspruchung der Schraube ungünstigsten Fall lassen sich mit Hilfe der Ergebnisse der Dauerschwingversuche (Kap. 4) die dauerhaft ertragbaren Spannungsamplituden $\sigma_{A,n}$ und $\sigma_{A,b}$ am Schaftrand der Meßschraube abschätzen. Als Mittelwert der 5 T-Verbindungstypen mit Randkontakt ergibt sich die dauerhaft ertragbare Axialspannungsamplitude $\sigma_{A,n} = 36 \text{ N/mm}^2$ und eine gleichzeitig wirkende Biegespannungsamplitude von im Mittel $\sigma_{A,b} = 28 \text{ N/mm}^2$. Würden wir die Biegerandspannung in ihrer Auswirkung auf die Schwingfestigkeit gleich hoch bewerten wie eine Axialspannung, was aber im Schrifttum umstritten ist /6/, so betrüge die dauerhaft ertragbare Normalspannungsamplitude $\sigma_A = 36 + 28 = 64 \text{ N/mm}^2$.

3. Für alle geprüften T-Verbindungen ist im gesamten untersuchten Lastbereich eine gute Abschätzung für das Verhältnis Axialspannung zu Biegespannung im Schraubenschaft $\sigma_{a,n}/\sigma_{a,b} = 1$, erstaunlicherweise unabhängig von Rand- oder Mittenkontakt.

4. Die dickere Kopfplatte ($t = 30 \text{ mm}$) liefert nur bei Randkontakt geringere Schraubenspannungen als die dünnere Kopfplatte ($t = 20 \text{ mm}$), so daß also nur bei Randkontakt eine dickere Platte von Vorteil ist. Bei Mittenkontakt lohnt sich eine dickere Kopfplatte nicht.

5.6 Meßergebnisse an hochfesten Schrauben 10.9, M 16 und M 20 in Kopfplattenverbindungen – Trägerversuche

5.6.1 Allgemeines

Wie bereits in den Dauerschwingversuchen der Träger wurden auch für die Meßversuche der Träger Kopfplatten mit Schweißverzug im Überstandsbereich des Flansches benutzt, und damit ein Kontakt im Bereich des Flansches realisiert. In einem Fall geschah dies auch mit Zwischenplättchen in Höhe der Flansche. Darüber hinaus wurden analog zu den Plattenkontaktlagen der T-Verbindungen "randseitig" auch bei den Trägerversuchen Kontakte am Rand des Überstandsbereichs der Kopfplatten durch zwischengelegtes Randplättchen simuliert.

5.6.2 Biege- und Axialspannung im Vorspannzustand

Eine Zusammenstellung der gemessenen Dehnungen und der daraus berechneten Spannungen und Vorspannkraften enthält Tafel 5.9. In die untersuchten Kopfplattenverbindungen mit hochfesten Schrauben M 16 (MVT 4) und M 20 (MVT 1, MVT 2, MVT 3 ÷ MVT 7) wurden je 6 Meßschrauben eingebracht (siehe Bild 5.3). Wegen der im Dauerschwingversuch beobachteten Brüche an Schrauben im Überstandsbereich der Kopfplatte, zudem auch wegen des Schweißverzugs der Kopfplatten, war die Vorspannung gerade dieser Schrauben von besonderem Interesse.

Für Meßversuche MVT 1 mit hochfesten Schrauben M 20 und Kopfplatten der Dicke $t = 20$ mm besaßen die Kopfplattenüberstände vor dem Einbringen der Schrauben nur einen geringen Luftspalt aus Schweißverzug. Das Vorspannen der hochfesten Schrauben war hier unproblematisch, da eine Schräglage der Kopfplatten im Überstandsbereich kaum vorhanden war. Die Restvorspannkraft betrug im Mittel $F_V^R = 144$ kN entsprechend 90 % des Sollwertes nach DAST-Ri 010, der Vorspannkraftabfall ΔF_V im Mittel 9 % von F_V^{DAST} , so daß der Sollwert insgesamt gut erreicht wird. Auffällig ist der relativ hohe Anteil an Biegespannung σ_{Vb}^R der Schrauben a und b im Überstandsbereich. Da unter Vorspannung der Biegezug an den Schrauben randseitig der Kopfplatte auftrat, im Verlauf des Anziehvorganges Kopfplattenkontakt auch zunächst am Rand zu bemer-

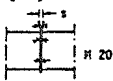
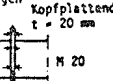
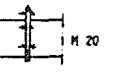
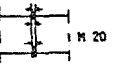
ken war, muß in der Unebenheit der Kopfplatte die Ursache für die erhöhten Biegespannungen gesehen werden.

Bei Meßversuch MVT 2 waren die Kopfplattenüberstände stärker gekrümmt (zur Größe des Schweißverzuges siehe Tafel 4.9). Unter voller Vorspannung war der Luftspalt der Plattenüberstände beigezogen. Trotz anfänglicher Biegebeanspruchung der Randschrauben wurden im Endzustand (volle Vorspannung) keine erhöhten Biegevorspannungen für die Randschrauben registriert. Die Restvorspannkraft betrug im Mittel $F_V^R = 162 \text{ kN} \cong F_V^{\text{DAST}}$, der Abfall der Vorspannkraft im Mittel $\Delta F_V = 12 \text{ kN}$.

Betrachten wir die Meßergebnisse des Versuchs MVT 3, wo Schrauben M 20 nun mit Kopfplatten der Dicke $t = 30 \text{ mm}$ untersucht wurden, so fällt sehr deutlich die erhöhte Biegevorspannung mit randseitigem Biegezug der Schrauben im Überstandsbereich auf. Da ein Luftspalt zwischen den Kopfplatten dort auch unter voller Vorspannung der Schrauben verblieb, ist darin zweifelsfrei die Ursache für die erhöhte Biegevorspannung zu suchen. Die Restvorspannkraft der Randschrauben fielen beide um ca. 20 % zu gering aus, während für die übrigen Schrauben nur maximal 11 % Abfall gemessen wurde. Bemerkenswert ist der geringe Abfall der Vorspannung während des Versuchsablaufs $\Delta F_V = 2 \text{ kN}$ im Mittel, was im Zusammenhang mit der gegenüber MVT 1 und MVT 2 dicker gewählten Kopfplatte gesehen werden muß. Ein Plastizieren der Kopfplatte mit der Folge des Vorspannkraftabfalls war dadurch nur in geringerem Maß möglich.

Der folgende Meßversuch MVT 4 mit Schrauben M 16 und Kopfplatten der Dicke $t = 20 \text{ mm}$, mithin einem Verhältnis $t/d > 1$ wie im Meßversuch MVT 3, zeigt mit $\Delta F_V = 1 \text{ kN}$ im Mittel ein vergleichbares Ergebnis. Auch hier wurde der Schweißverzug der Kopfplatten unter voller Vorspannung nicht beigezogen mit der Folge relativ hoher Biegevorspannung in der Schraube a (Schraube im Kopfplattenüberstand). Als Größtwert im Rahmen der Messungen an Kopfplattenverbindungen wurden hier $\sigma_{V,b}^R = - 1315 \text{ N/mm}^2$ und in Relation zur Axialvorspannung $\sigma_{V,b}^R / \sigma_{V,n}^R = 237 \%$ errechnet, so daß zumindest die Zugrandfaser der Schraube bei dieser Spannung plastiziert sein wird. Die Vorspannkraft konnte hingegen mit 91 % des Sollwertes

Tafel 5.9: Axialspannungen $\sigma_{V,n}^R$ und Biegespannungen $\sigma_{V,b}^R$ von hochfesten Schrauben im Vorspannzustand. Biegeträgerversuche. Zugeordnete Dauerschwingversuche nach Reihe 6 bis 8 (Tafel 4.1). Schrauben M 16 und M 20

Kontaktlage	Versuchsreihe nach Tafel 4.1	Meßversuch Nr.	Meßschraube in Einbaulage	ΔF [kN]	ϵ_V^0		$\Delta \epsilon_V \text{ x}$		ϵ_V^R		$\Delta \sigma_V = E \cdot \Delta \epsilon$		ΔF_V [kN]	$\sigma_V^R = E \cdot \epsilon_V^R$		$\sigma_{V,n}^R$	F_V^R [kN]	$\frac{F_V^R}{F_{V,DASTE}}$ [%]	$\sigma_{V,b}^R$ [N/mm ²]	$\frac{\sigma_{V,b}^R}{\sigma_{V,n}^R}$ [%]		
					DMS 1	DMS 2	DMS 1	DMS 2	DMS 1	DMS 2	DMS 1	DMS 2		DMS 1	DMS 2							
					[10 ⁻⁴]		[N/mm ²]		[kN]		[N/mm ²]											
Klaffung s aus Schweißverzug nach Vorspannen beizogen  Kopflattendicke t = 20 mm	6	MYT 1	a	450	73	549	-41	-58	-39	-430	-86	-82	-23	-82	-903	-492	-137	86	-821	167		
			b		40	631	-36	-6	-72	-418	-76	-13	-12	-151	-878	-514	-143	89	-727	141		
			c		231	352	-19	-40	-222	-309	-40	-84	-17	-466	-649	-557	-155	97	-183	33		
			d		219	301	-21	-27	-196	-271	-44	-57	-14	-412	-569	-490	-136	85	-157	32		
			e		274	250	-4	-26	-260	-225	-8	-55	-9	-546	-472	-509	-141	88	74	-15		
			f		369	217	-13	-30	-347	-180	-27	-63	-13	-729	-378	-553	-154	96	351	-93		
	6	MYT 2	a	450	319	283	-29	-41	-279	-272	-61	-86	-20	-586	-571	-578	-151	100	15	-3		
			b		236	451	-16	-27	+211	-401	-34	-57	-13	-443	-842	-642	-178	111	-399	62		
			c		345	257	-19	-21	-313	-233	-40	-44	-12	-657	-489	-573	-159	99	168	-29		
			d		285	288	-17	-14	-265	-275	-36	-29	-9	-556	-577	-567	-157	98	-21	4		
			e		215	324	-21	-16	-187	-305	-44	-34	-11	-393	-640	-516	-143	90	-247	48		
			f		335	318	-13	-15	-307	-295	-27	-31	-8	-645	-619	-632	-175	110	26	-4		
Kopflattendicke t = 30 mm	7	MYT 3	a	450	426	55	-5	-9	-383	-44	-10	-19	-4	-804	-92	-448	-124	78	712	-159		
			b		456	64	4	-13	-391	-55	8	-27	-3	-821	-115	-468	-130	81	705	-151		
			c		336	298	-2	-4	-326	-291	-4	-8	-2	-685	-611	-648	-160	112	74	-11		
			d		307	225	-1	-2	-298	-212	-2	-4	-1	-626	-445	-535	-149	93	181	-34		
			e		254	284	-4	-3	-239	-268	-8	-6	-2	-502	-562	-532	-148	92	-60	11		
			f		224	298	-4	-4	-207	-278	-8	-8	-2	-435	-584	-509	-141	89	-149	29		
Kopflattendicke t = 20 mm	8	MYT 4	a	250	631	54	2	11	-577	49	4	23	2	+1212	103	-554	-91	91	1315	-237		
			b ¹⁾		39	16	4			19	34	8	3		-40							
			c		423	72	21	-1	-315	-21	44	-2	3	-661	-44	-353	-58	58	617	-175		
			d		136	310	12	5	-117	-279	25	10	3	-246	-586	-416	-69	69	-340	82		
			e		334	221	-5	-5	-317	-197	-10	-10	-2	-666	-414	-540	-89	89	252	-47		
			f		331	241	-5	-7	-314	-215	-10	-15	-2	-659	-451	-555	-92	92	208	-37		
Zwischenraum nach Vorspannen beizogen  Kopflattend. t = 20 mm	6	MYT 5	a	450	364	-39	-28	13	-330	28	-59	27	-4	-693	59	-317	-88	55	762	-237		
			b		559	-75	-46	-3	-468	42	-97	-6	-14	-983	88	-447	-124	78	1071	-240		
			c		318	184	-31	-58	-277	-121	-65	-122	-26	-582	-254	-418	-116	73	328	-78		
			d		320	220	-22	-80	-281	-131	-46	-168	-30	-590	-275	-433	-120	75	315	-73		
			e ²⁾		178		-21		-153		-44			-321								
			f		252	226	-35	-26	-210	-193	-73	-55	-18	-441	-405	-423	-117	73	36	-9		
 Kopflattendicke t = 30 mm	7	MYT 6	a	450	468	08	-24	15	-409	-33	-50	31	-3	-859	-69	-464	-129	80	790	-170		
			b		650	0	-24	9	-503	30	-50	19	-4	-1056	63	-497	-138	86	1119	-225		
			c		340	189	-26	-9	-234	-90	-55	-19	-10	-491	-189	-340	-94	59	302	-89		
			d		348	110	-16	-28	-234	-31	-34	-59	-13	-491	-65	-278	-77	48	476	-153		
			e		167	392	-13	-16	-140	-343	-27	-34	-8	-294	-720	-507	-141	88	-426	84		
			f		155	289	-13	-11	-118	-266	-27	-23	-7	-248	-559	-403	-112	70	-311	77		
 Kopflattendicke t = 30 mm	7	MYT 7	a	450	287	206	-14	-10	-367	-192	-29	-21	-7	-771	-403	-597	-163	102	368	-63		
			b		452	140	-18	-7	-421	-132	-38	-15	-7	-884	-277	-580	-161	101	607	-105		
			c		265	296	1	-8	-264	-285	2	-17	-2	-554	-598	-576	-160	100	-44	8		
			d		230	225	0	-10	-229	-212	0	-21	-3	-481	-445	-463	-128	60	36	-8		
			e		262	350	-8	-3	-250	-341	-17	-6	-3	-525	-716	-620	-172	108	-191	27		
			f		265	296	-10	-3	-253	-290	-21	-6	-4	-531	-609	-570	-158	99	-78	14		

x) $\Delta \epsilon_V$ nach der letzten Lastaufbringung gemessen

1) Meßfehler DMS 1

2) Meßfehler DMS 2

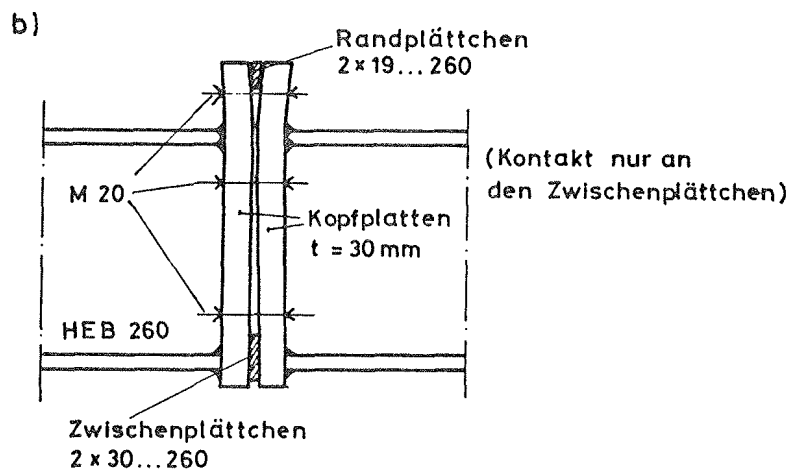
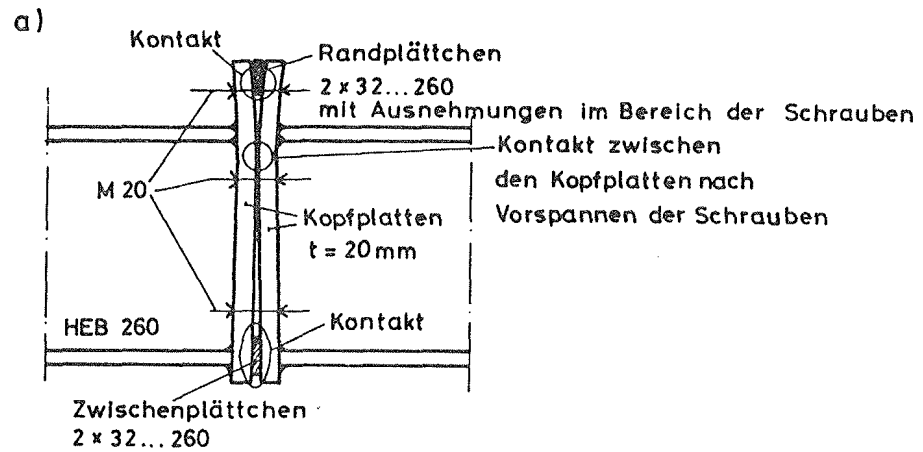


Bild 5.32: Unterschiedliche Kontaktlagen zwischen den Kopfplatten bei den Meßversuchen MVT 5 mit Plattendicke $t = 20$ mm (a) und MVT 6 mit Plattendicke $t = 30$ mm (b)

in befriedigender Größe aufgebracht werden. Erstaunlich ist demgegenüber, daß für die "mittlere" Schraubenreihe (c, d) nur $F_V^R = 58 \text{ kN}$ und $F_V^R = 69 \text{ kN}$ ($F_V^{\text{DAST}} = 100 \text{ kN}$) erreicht wurden. Die Ursache hierfür ist in der Tatsache zu suchen, daß beim Vorspannen zunächst diese Schrauben angezogen wurden, dieselben jedoch nach dem Vorspannen der übrigen 4 Schrauben nicht nachgezogen wurden. In anderen Versuchen wurde in der Regel die Vorspannung der Schrauben nachträglich kontrolliert.

Vergleichsweise niedrige Vorspannkraft wurden im Versuch MVT 5 mit im Mittel $F_V^R = 0,71 \cdot F_V^{\text{DAST}}$ erreicht. Bei diesem Versuch mit Randplättchen und Plättchen in Höhe des Trägerdruckflansches wurde unter voller Vorspannung Kontakt nicht nur an Plättchen, sondern auch infolge Plastizierens der Kopfplatten im Bereich der "mittleren" Schraubenreihe erzielt (Bild 5.32). Als Plättchenbreite wurde zunächst $b_p = 32 \text{ mm}$ gewählt, was etwa der Breite der Flanschnähte ohne Ausstrahlung unter 45° entspricht. Da das Randplättchen im Überstandsbereich wegen Ausnehmungen gerade bis zum halben Schraubendurchmesser reichte, war für Schraube a und b eine sehr ungünstige Schräglage gegeben, was sich in relativ hohem Biegevorspannungsanteil $\sigma_{V,b}^R / \sigma_{V,n}^R = 2,38$ bemerkbar macht. Als Kleinstwert wurde für die Schraube a mithin $F_V^R = 0,55 F_V^{\text{DAST}}$ berechnet. Für Schraube f der unteren Schraubenreihe konnte wegen des nahegelegenen unteren Zwischenplättchens nur $F_V^R = 0,73 \cdot F_V^{\text{DAST}}$ erreicht werden. Die Schrauben c und d der mittleren Schraubenreihe speicherten im Mittel noch Restvorspannkraft $F_V^R = 0,74 \cdot F_V^{\text{DAST}}$, allerdings sind hier auch die Größtwerte $\Delta F_V = 0,18 \cdot F_V^{\text{DAST}}$ (Mittelwert der Schrauben c und d) im Abfall der Vorspannung zu erkennen. Das Nachplastizieren der Kopfplatte unter äußerer Last war hier von besonderem Einfluß auf die Verringerung der Vorspannkraft der Schrauben c und d.

Die Ergebnisse des Meßversuchs MVT 6 mit gegenüber MVT 5 dickeren Kopfplatten $t = 30 \text{ mm}$ sowie schmalere ($b_p = 19 \text{ mm}$) Randplättchen und dickere ($t_p = 5 \text{ mm}$) Rand- und Zwischenplättchen am Druckflansch zeigen gleichermaßen niedrige Vorspannkraft von im Mittel $F_V^R = 0,72 F_V^{\text{DAST}}$. Es fällt allerdings auf, daß hier die niedrigste Vorspannung bei den mittleren Schrauben c und d mit $F_V^R = 0,48 F_V^{\text{DAST}}$ (Schraube d) auftritt. Im Gegensatz zum Meßver-

such MVT 5 waren hier die Kopfplatten wegen der größeren Biegesteifigkeit und der dicker gewählten Zwischenplättchen im Bereich der Schrauben c und d unter Vorspannung nicht beigezogen. Der Kontakt zwischen den Kopfplatten war mithin nur im Bereich der Zwischenplättchen am Druckflansch und am Rand des Überstandsbereichs vorhanden (Bild 5.32b). Wie eine Vergleichsrechnung leicht zeigt, müssen dennoch die $t = 30$ mm dicken Kopfplatten unter der Vorspannung der hochfesten Schrauben plastiziert sein. Dies führte zu dem dann gemessenen hohen Abfall der Vorspannung insbesondere bei den Schrauben c und d, wo in unmittelbarer Nähe kein Kopfplattenkontakt vorhanden war. Für die genannten Schrauben werden auch die größten Vorspannkraftverluste $\Delta F_V = 0,07 \cdot F_V^{DASt}$ (Mittelwert der Schrauben c und d) festgestellt. Was die Größe des Biegevorspannungsanteils betrifft, so war dieser wie bereits im Meßversuch MVT 5 beobachtet wieder in den Schrauben a und b wegen des nahegelegenen Randplättchens sehr hoch, als Größtwert wurde $\sigma_{V,b}^R / \sigma_{V,n}^R = 2,25$ gemessen.

Betrachten wir noch den Meßversuch MVT 7 mit Zwischenplättchen im Bereich des Druck- und des Zugflansches und Kopfplattendicke $t = 30$ mm. Hier konnten die Vorspannkraft mit $F_V^R = 0,98 \cdot F_V^{DASt}$ im Mittel gut aufgebracht werden. Der Abfall der Vorspannung im Verlauf des Versuchs fiel mit maximal nur 4 % des Sollwertes F_V^{DASt} sehr gering aus. Die Biegeanteile waren gering, wobei die Größtwerte an den Schrauben a und b auftraten, bedingt durch die Schräglage der Kopfplatten zueinander infolge Schweißverzugs.

Fassen wir zusammen, so sind für das Vorhandensein zu niedriger Vorspannkraft und für einen großen Abfall der Vorspannkraft folgende Gründe zu nennen:

1. Wurde durch Anziehen der hochfesten Schraube der Schweißverzug im Überstandsbereich der Kopfplatten nicht rückgängig gemacht, so daß die Kopfplatten nicht anliegen, so wurde die Sollvorspannkraft unter dem Sollanziehmoment in der hochfesten Schraube nicht erreicht. Der gleiche Effekt tritt auf, wenn durch plastisches Verformen der Kopfplatte bei zwischengelegten Plättchen eine Schräglage der Mutter beim Anziehen vorhanden ist.
2. Die Vorspannkraft von hochfesten Schrauben, die nach Anziehen unter Federwirkung stehen, sei es durch nicht voll beigezogene

Kopfplattenüberstände oder durch umgeleiteten Kraftfluß der Vorspannkraft (MVT 5, Schrauben c und d), wird bei Plastizieren der Kopfplatte unter äußerer Last nach Entlastung verringert. Der Vorspannkraftabfall tritt schon bei $t/d = 1$ auf.

3. Was das Auftreten hoher Biegespannungen anbelangt, so ist dies durchweg in den Fällen Kopfplatte mit Schweißverzug unter Vorspannung nicht vollständig beigezogen (MVT 3 und MVT 4) und zwischengelegtes Randplättchen (MVT 5 und MVT 6) für die Schrauben im Überstandsbereich der Kopfplatte zu beobachten. Vorausgegangene Messungen an T-Verbindungen (Serie A, siehe Kap. 5.5.1.2) zeigten dies ebenso.

5.6.3 Die Abhängigkeit der Biege- und Axialspannungsamplitude von der Größe der äußeren Last

Was die Messungen unter äußerer Last betrifft, so wurden auch hier, wie bereits im Rahmen der Messungen an T-Verbindungen erläutert (siehe Kap. 5.5.2.3), die Amplituden der äußeren Last kontinuierlich gesteigert. Die Dehnungsmessungen erfolgten also wieder zum Zeitpunkt äußerer Last $F = 0$ und $F = \max F$ des jeweiligen Lastspiels, so daß aus der Differenz der Meßergebnisse die Dehnungsdoppelamplitude $\Delta\varepsilon_1$ und $\Delta\varepsilon_2$ am Schraubenschaft errechnet werden konnte.

Die Ergebnisse der Messungen sind in den Bildern 5.33 bis 5.53 aufgetragen. Es sind dies getrennt für die obere, mittlere und untere Schraubenreihe jedes Typs von Kopfplattenstoß die gemessenen Dehnungsamplituden $\Delta\varepsilon$ jeder Meßstelle in Abhängigkeit von der äußeren Lastdoppelamplitude ΔF . Die zwei vergleichbaren Meßergebnisse einer Schraubenreihe zeigen insgesamt nur geringe Abweichungen voneinander. Für die Ergebnisse an den Schrauben a und b im überstehenden Kopfplattenteil ist nur im Versuch MVT 4 (Bild 5.42) eine größere Abweichung, jedoch immer noch eine gleichläufige Tendenz in den Meßergebnissen festzustellen. Im Vergleich der gemessenen Dehnungen für Kopfplattendicke $t = 20$ mm und $t = 30$ mm, Schrauben a und b, DMS 2 (Bild 5.36 und 5.39) zeigt sich kaum ein Unterschied in der Größe, was auf gleich große Randbeanspruchung der Schraube hindeutet. Auch deutet die größere ge-

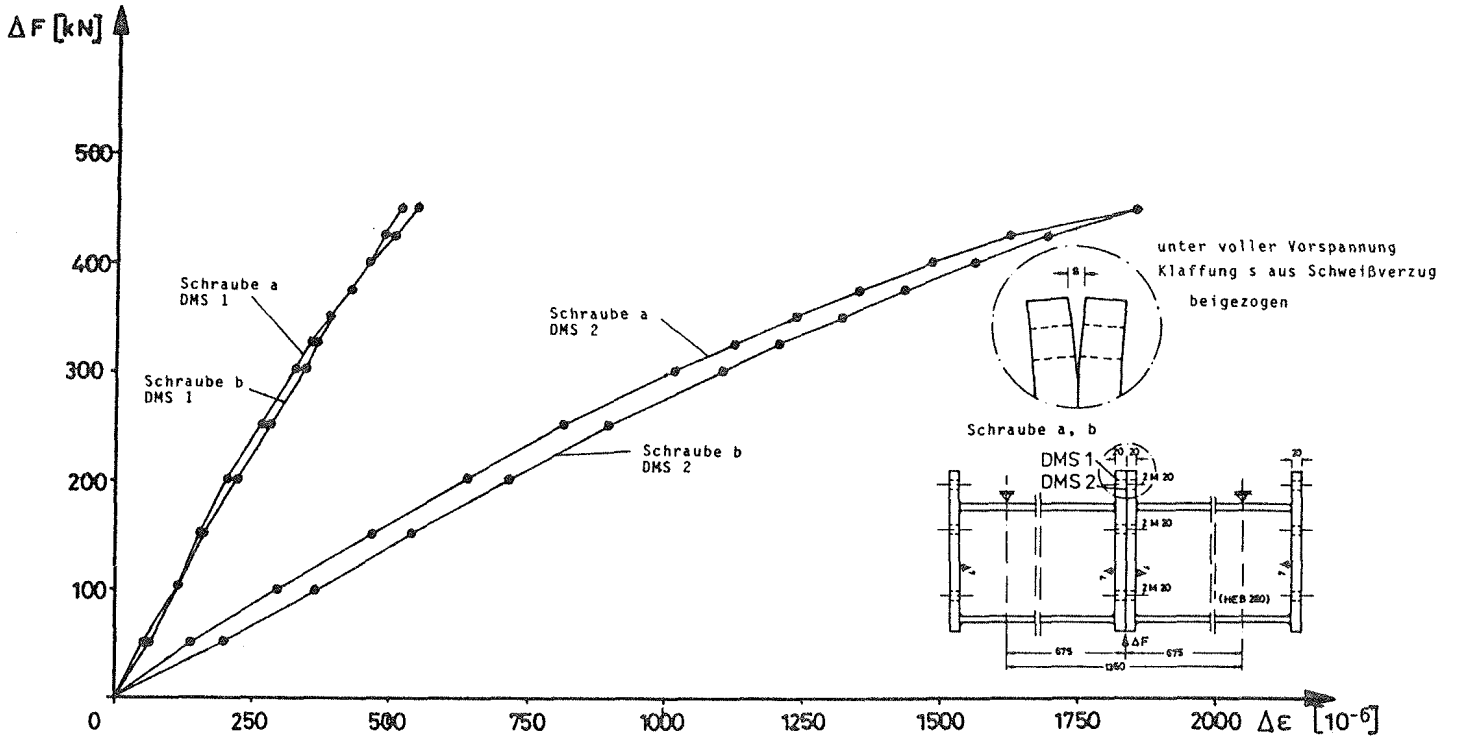


Bild 5.33: Meßversuch MVT 1, Schrauben a und b. Doppelamplituden $\Delta \epsilon$ der Schraubendehnungen an den Schaftträndern infolge äußerer Last ΔF

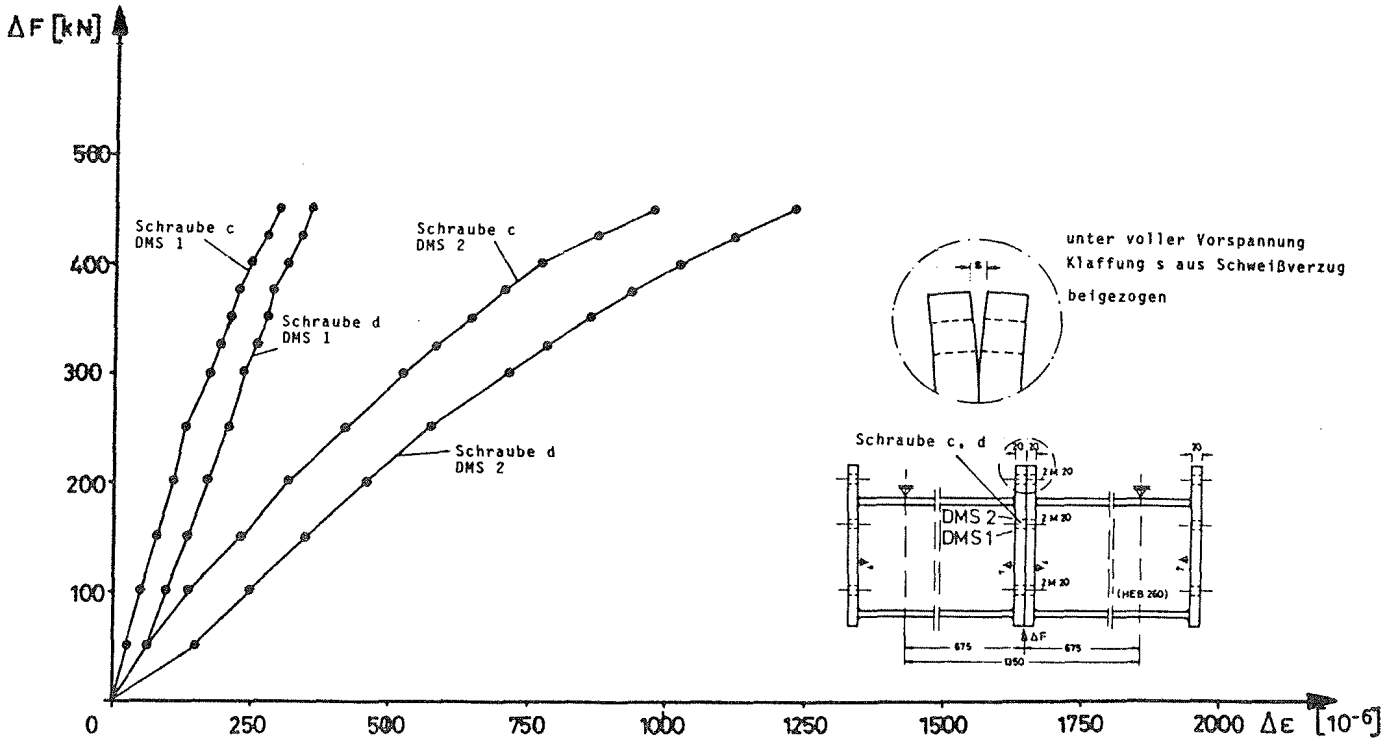


Bild 5.34: Meßversuch MVT 1, Schrauben c und d. Doppelamplituden $\Delta \epsilon$ der Schraubendehnungen an den Schaftträndern infolge äußerer Last ΔF

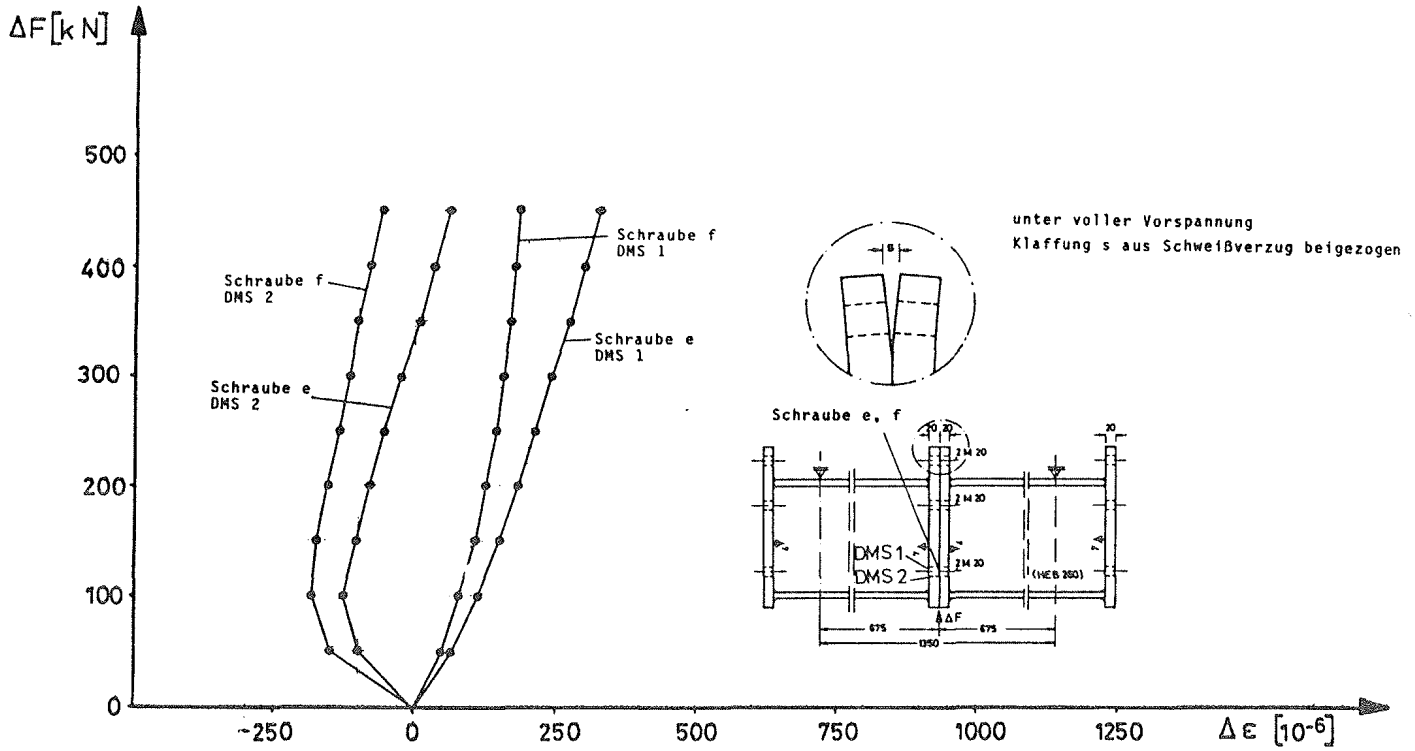


Bild 5.35: Meßversuch MVT 1, Schrauben e und f. Doppelamplituden $\Delta\epsilon$ der Schraubendehnungen an den Schaftträndern infolge äußerer Last ΔF

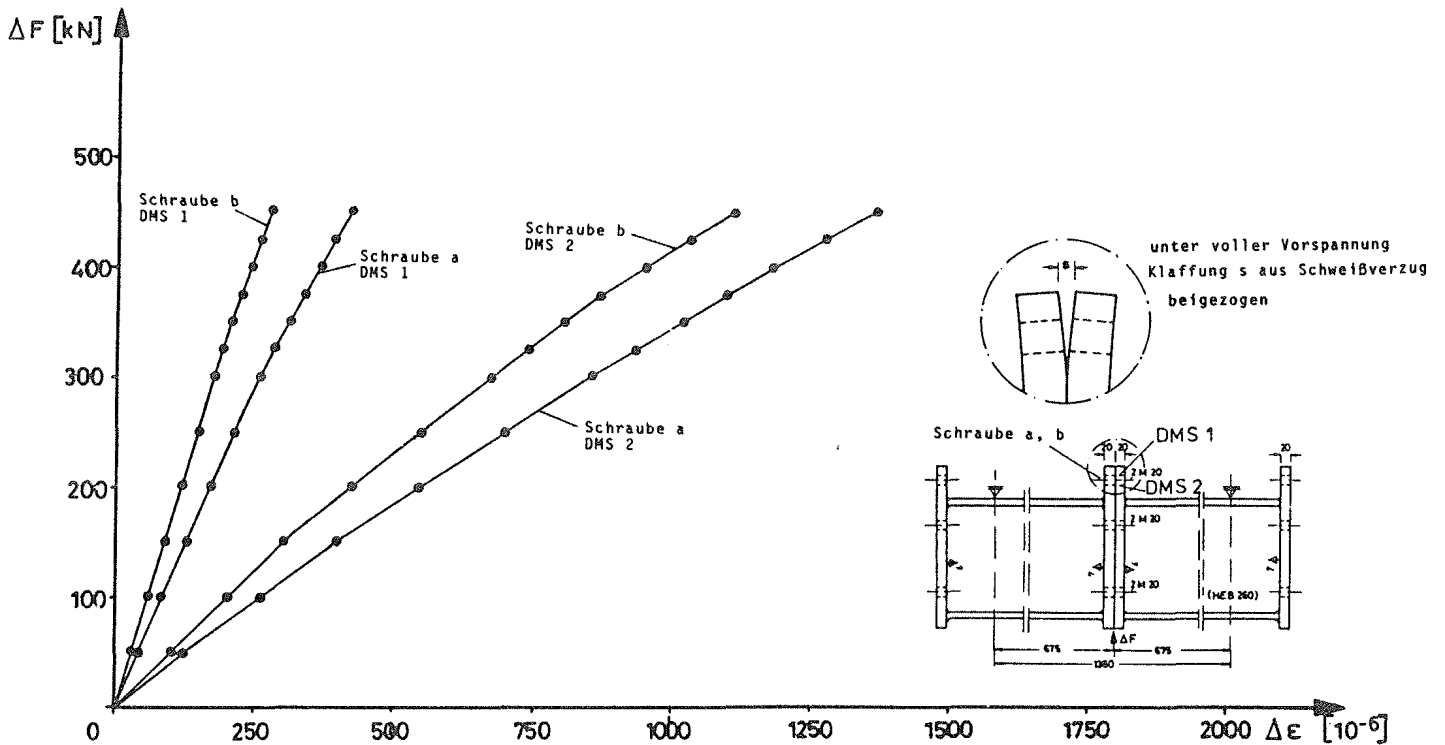


Bild 5.36: Meßversuch MVT 2, Schrauben a und b. Doppelamplituden $\Delta\epsilon$ der Schraubendehnungen an den Schaftträndern infolge äußerer Last ΔF

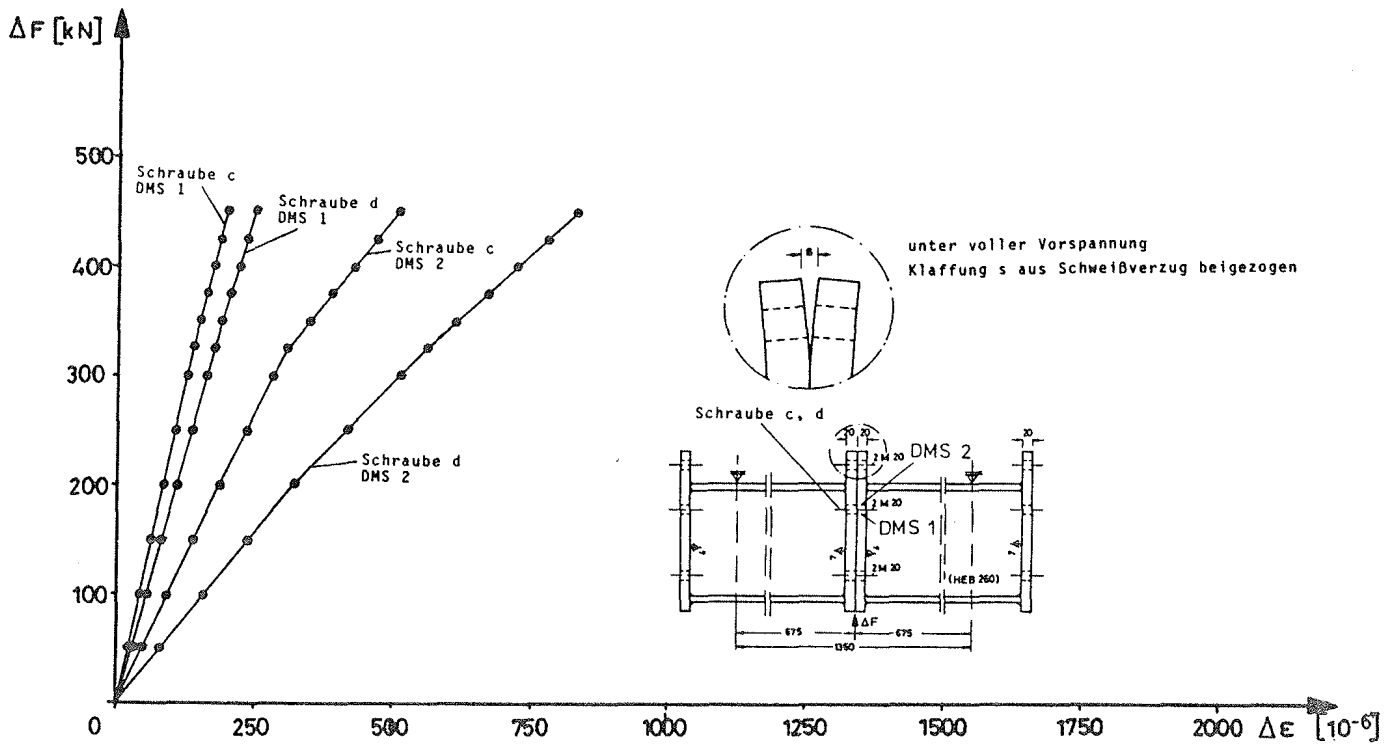


Bild 5.37: Meßversuch MVT 2, Schrauben c und d. Doppelamplituden $\Delta \epsilon$ der Schraubendehnungen an den Schaftträndern infolge äußerer Last ΔF

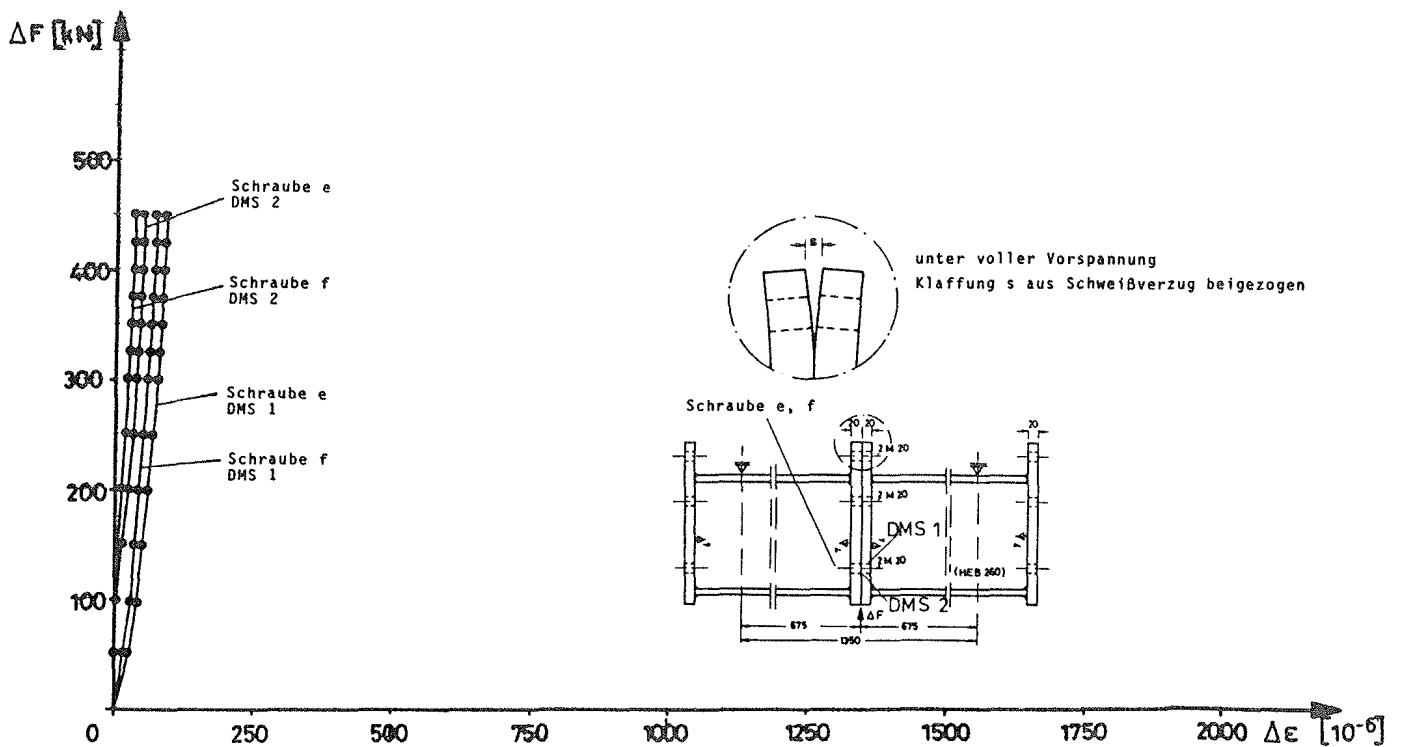


Bild 5.38: Meßversuch MVT 2, Schrauben e und f. Doppelamplituden $\Delta \epsilon$ der Schraubendehnungen an den Schaftträndern infolge äußerer Last ΔF

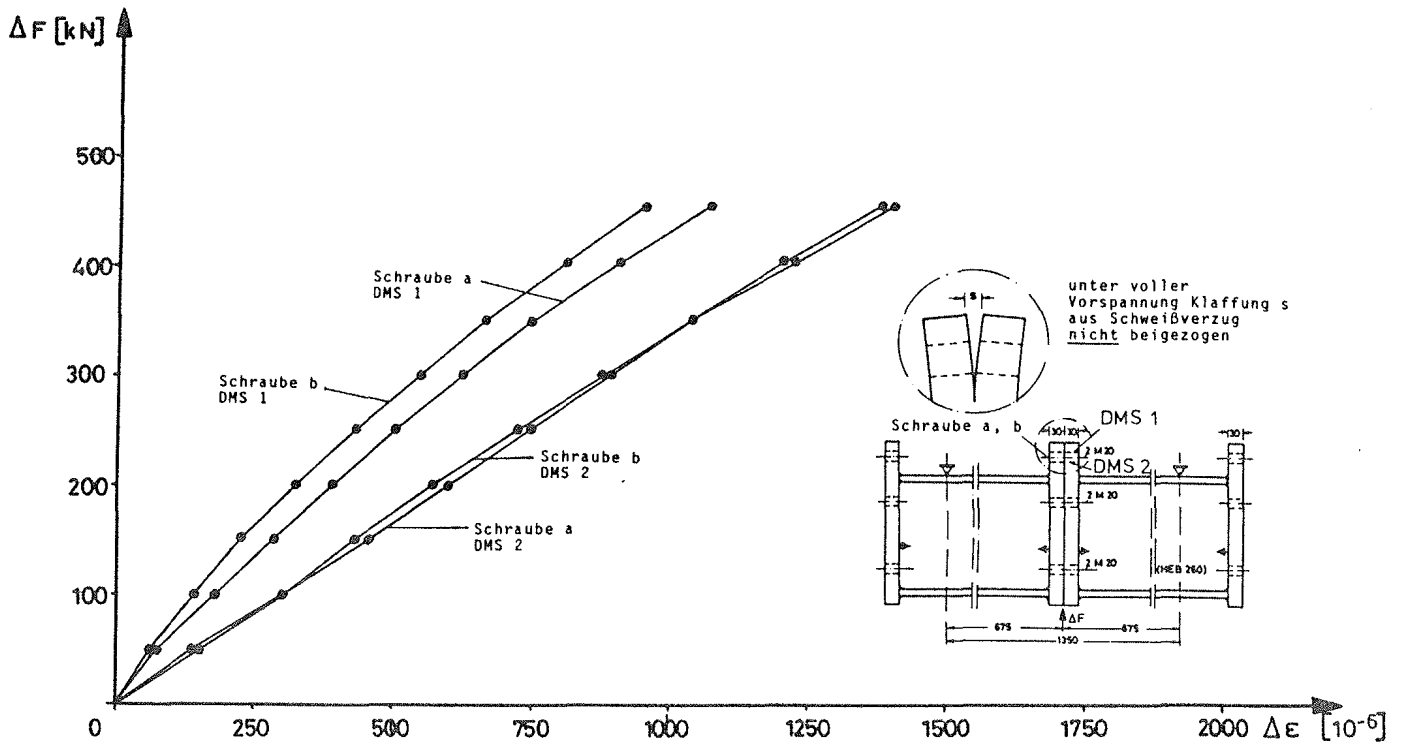


Bild 5.39: Meßversuch MVT 3, Schrauben a und b. Doppelamplituden $\Delta\epsilon$ der Schraubendehnungen an den Schraubenrändern infolge äußerer Last ΔF

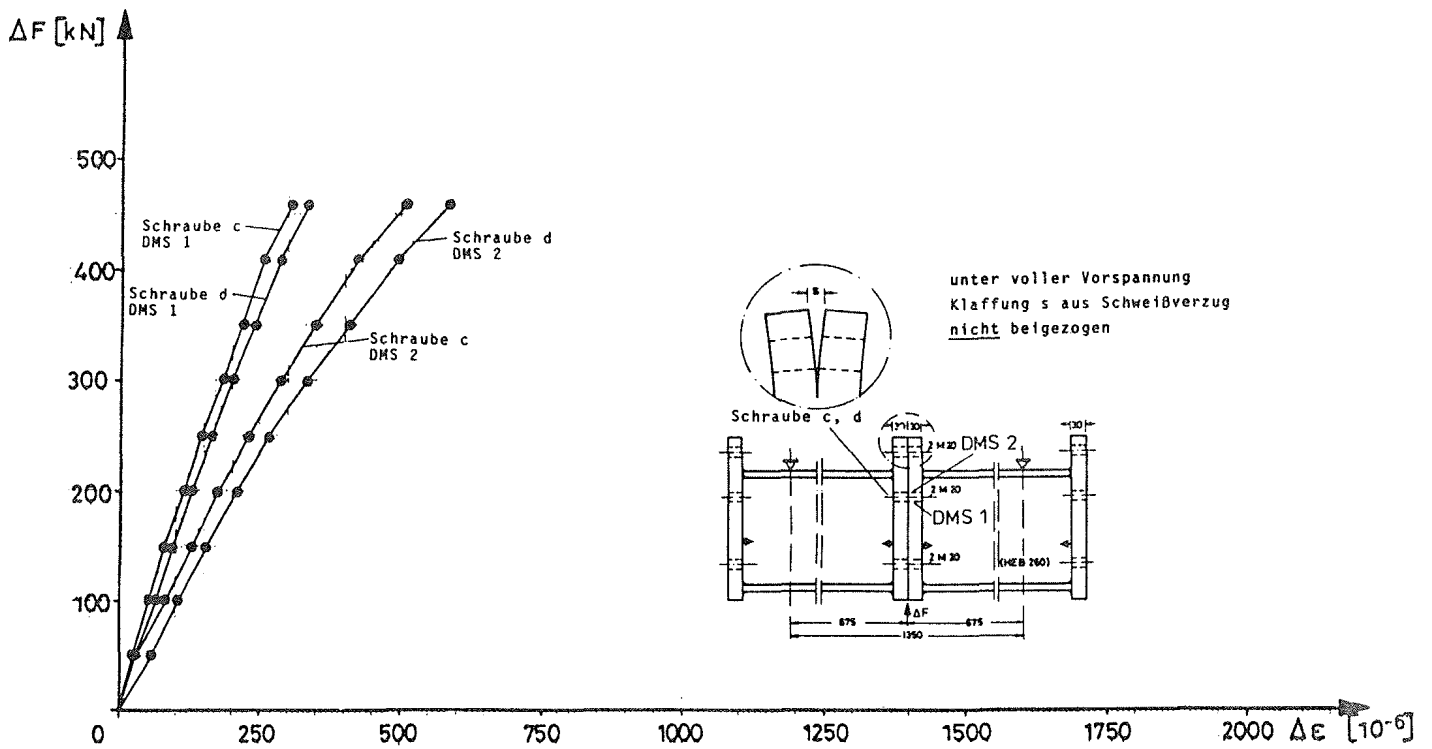


Bild 5.40: Meßversuch MVT 3, Schrauben c und d. Doppelamplituden $\Delta\epsilon$ der Schraubendehnungen an den Schraubenrändern infolge äußerer Last ΔF

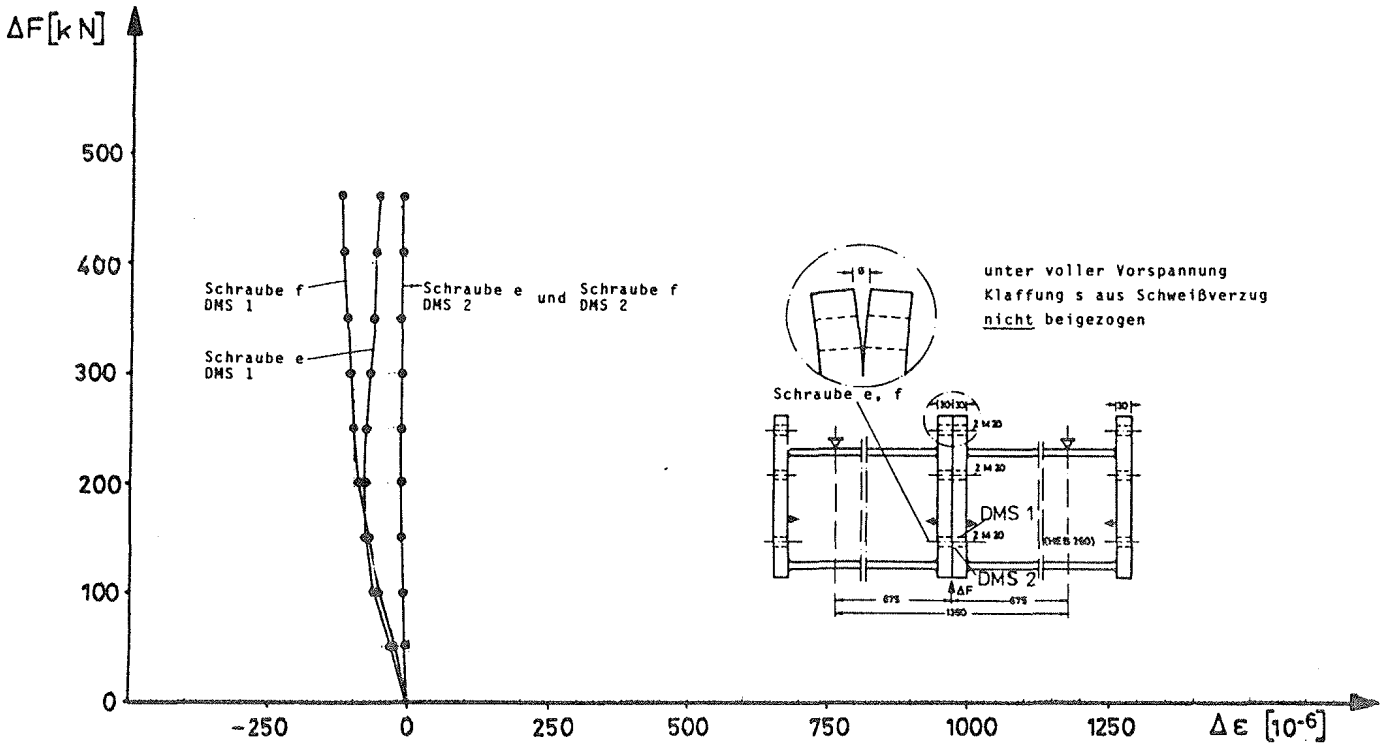


Bild 5.41: Meßversuch MVT 3, Schrauben e und f. Doppelamplituden $\Delta \epsilon$ der Schraubendehnungen an den Schraubenrändern infolge äußerer Last ΔF

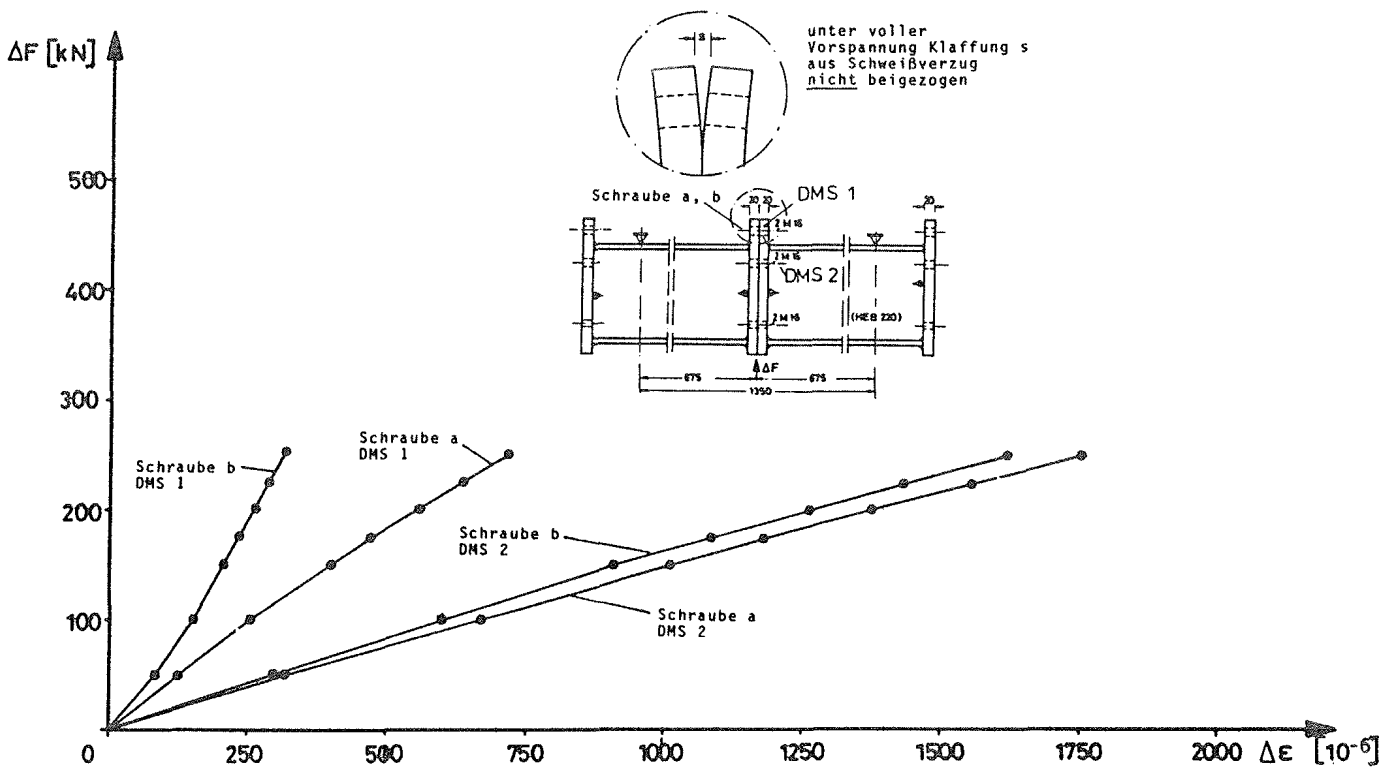


Bild 5.42: Meßversuch MVT 4, Schrauben a und b. Doppelamplituden $\Delta \epsilon$ der Schraubendehnungen an den Schraubenrändern infolge äußerer Last ΔF

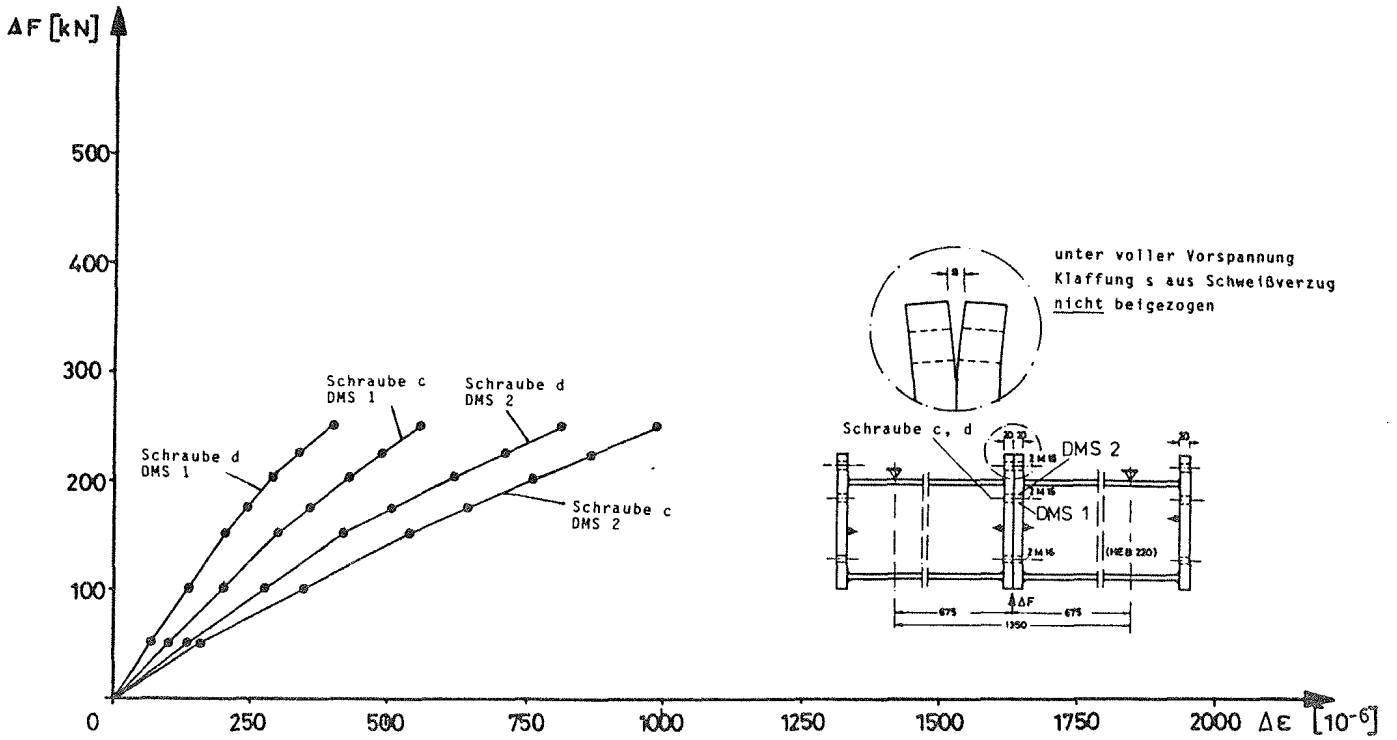


Bild 5.43: Meßversuch MVT 4, Schrauben c und d. Doppelamplituden $\Delta \epsilon$ der Schraubendehnungen an den Schraubenrändern infolge äußerer Last ΔF

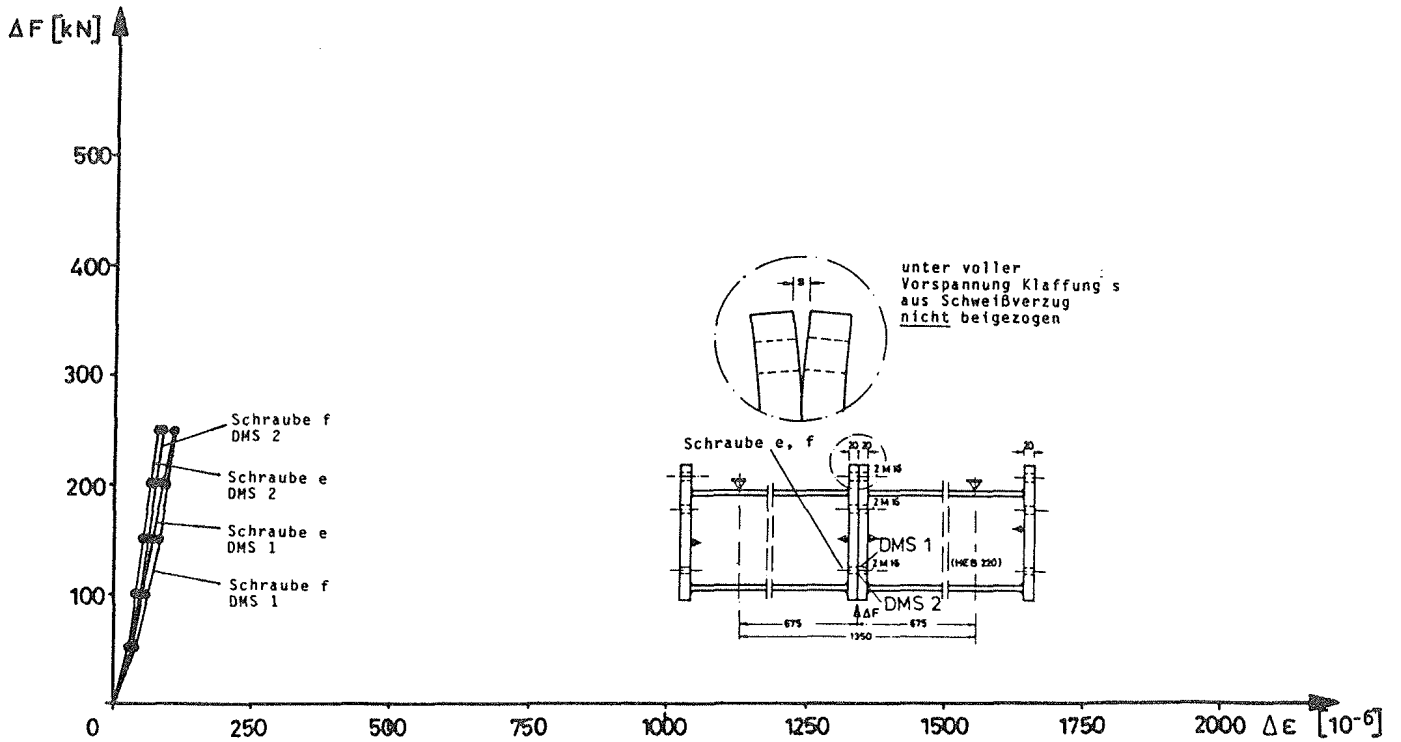


Bild 5.44: Meßversuch MVT 4, Schrauben e und f. Doppelamplituden $\Delta \epsilon$ der Schraubendehnungen an den Schraubenrändern infolge äußerer Last ΔF

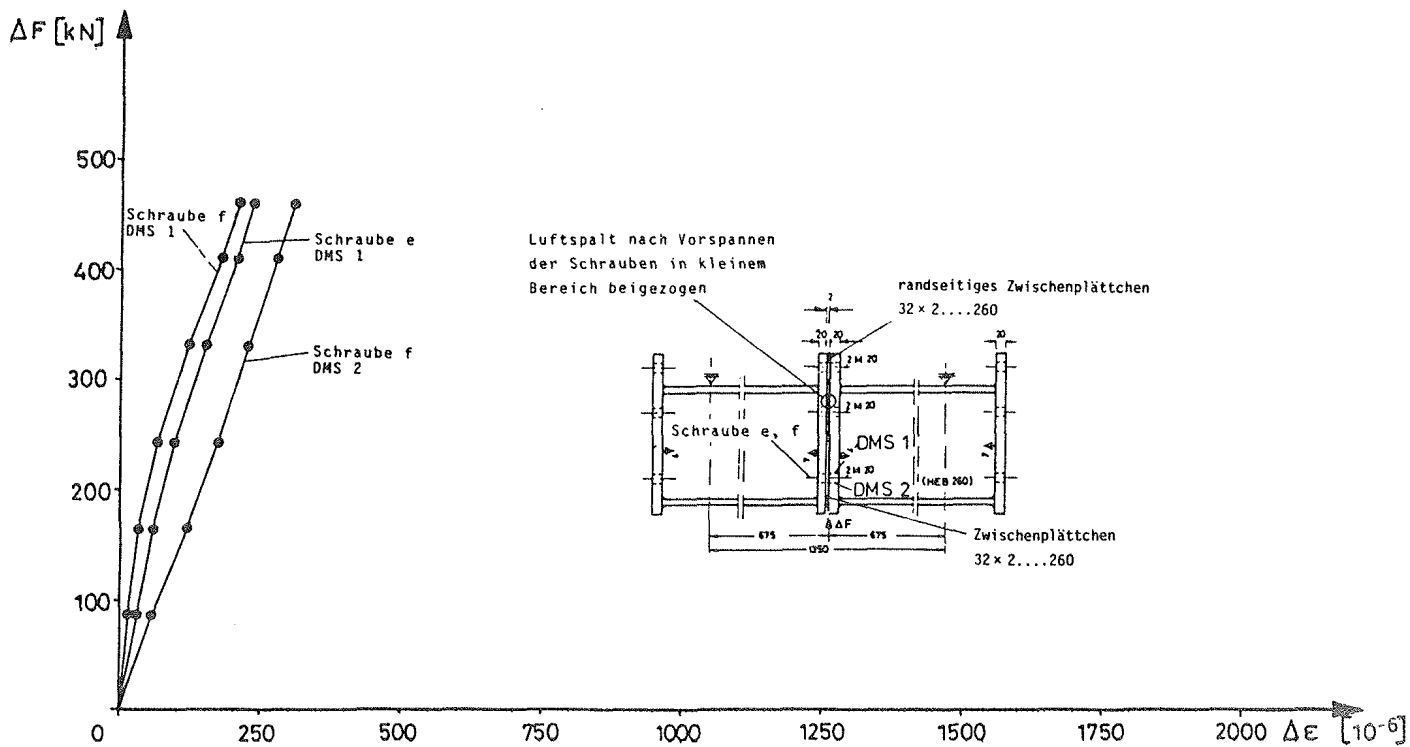


Bild 5.47: Meßversuch MVT 5, Schrauben e und f. Doppelamplituden $\Delta\epsilon$ der Schraubendehnungen an den Schraubenrändern infolge äußerer Last ΔF

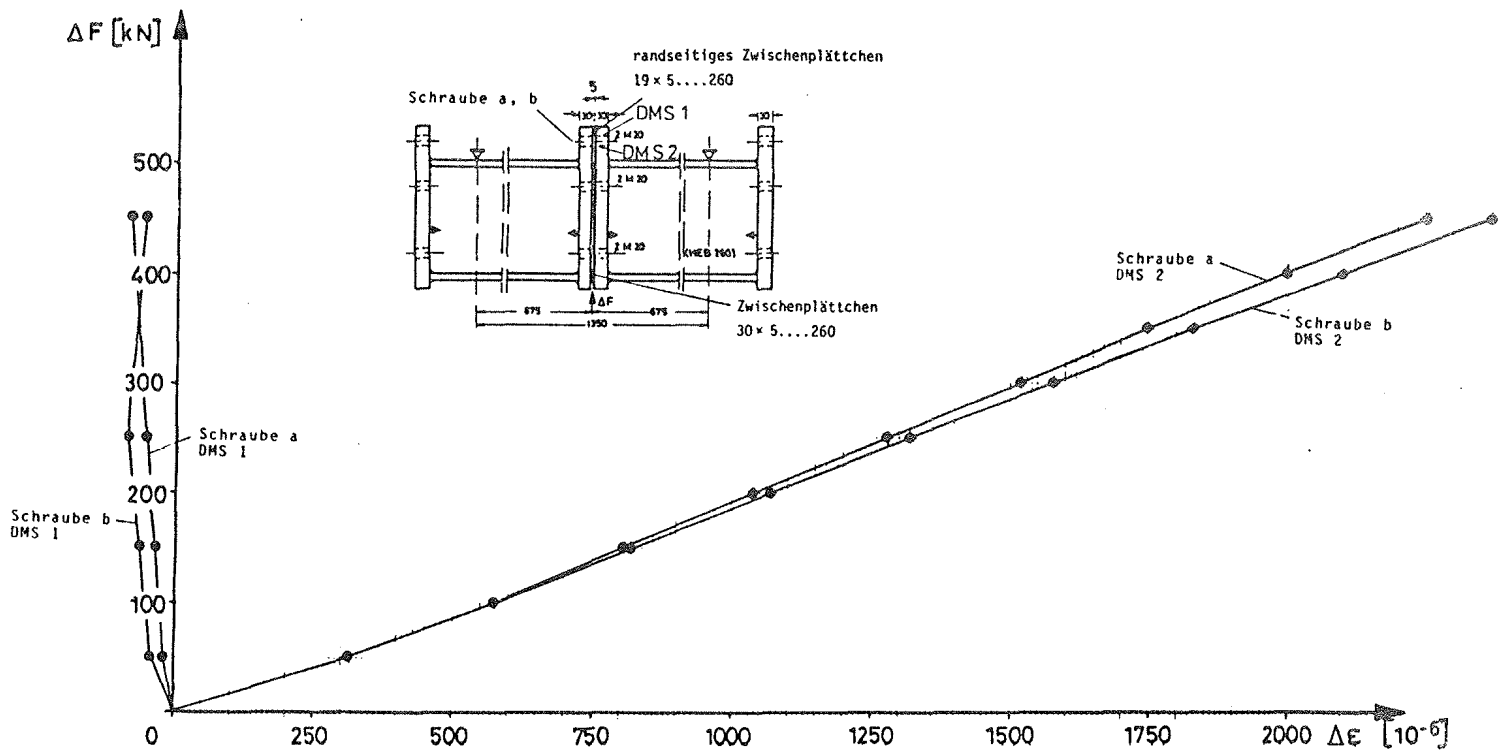


Bild 5.48: Meßversuch MVT 6, Schrauben a und b. Doppelamplituden $\Delta\epsilon$ der Schraubendehnungen an den Schraubenrändern infolge äußerer Last ΔF

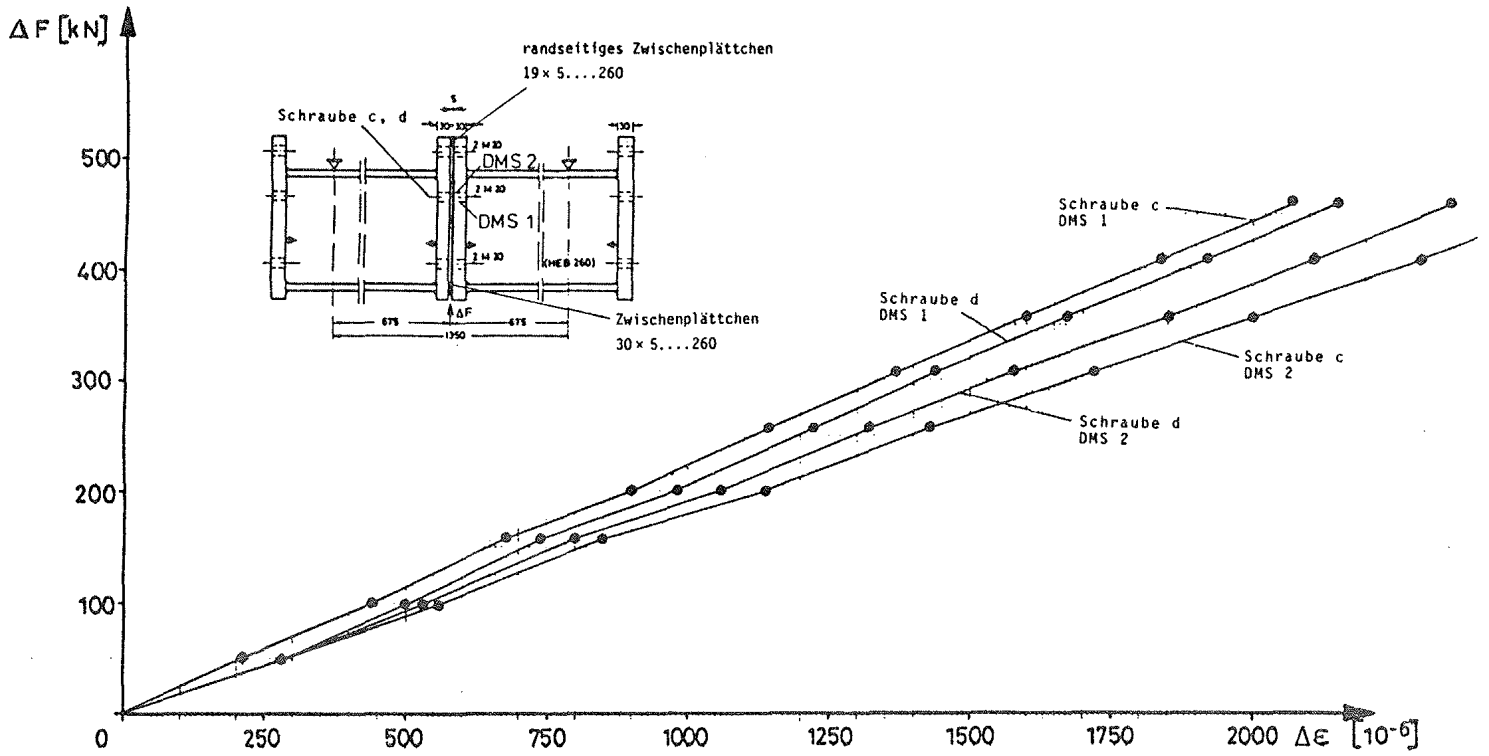


Bild 5.49: Meßversuch MVT 6, Schrauben c und d. Doppelamplituden $\Delta \epsilon$ der Schraubendehnungen an den Schraubenrändern infolge äußerer Last ΔF

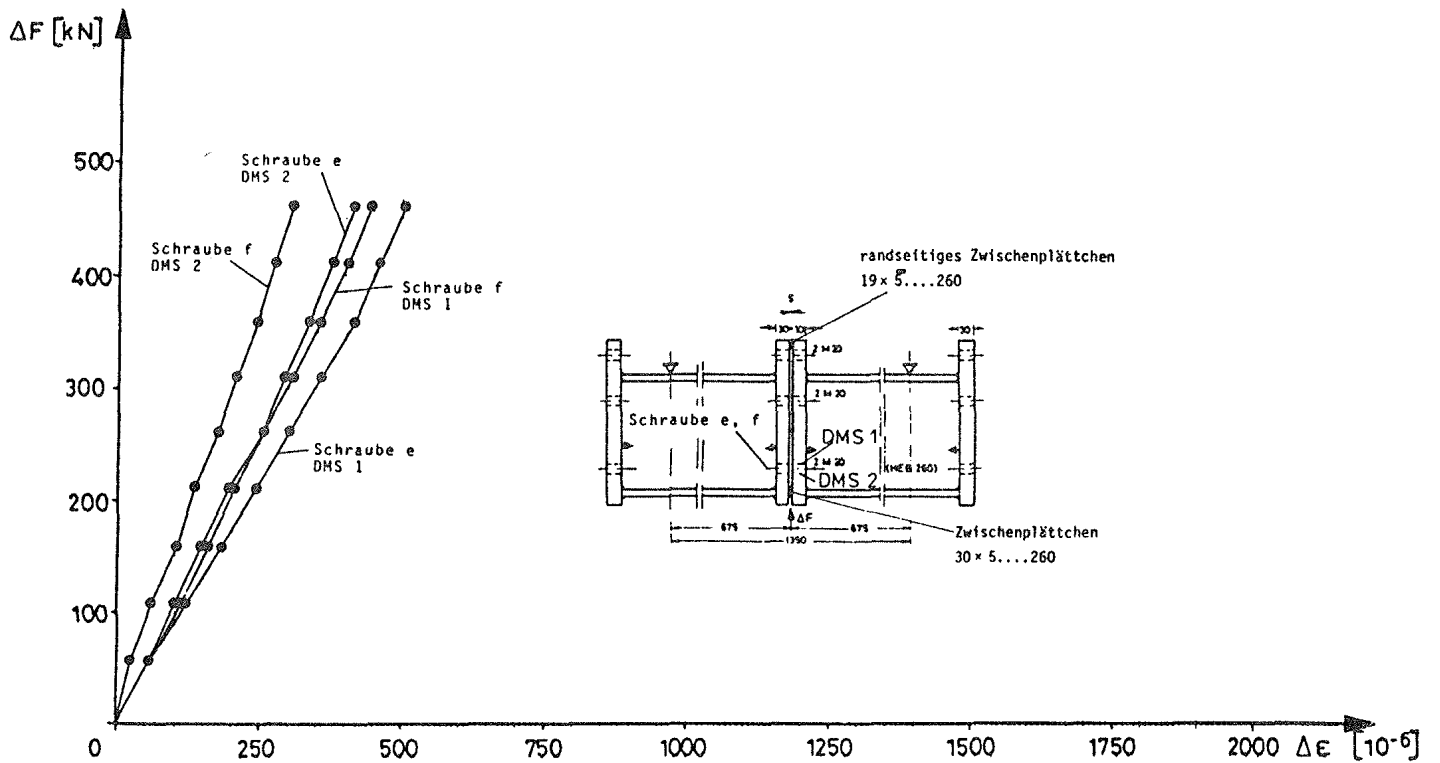


Bild 5.50: Meßversuch MVT 6, Schrauben e und f. Doppelamplituden $\Delta \epsilon$ der Schraubendehnungen an den Schraubenrändern infolge äußerer Last ΔF

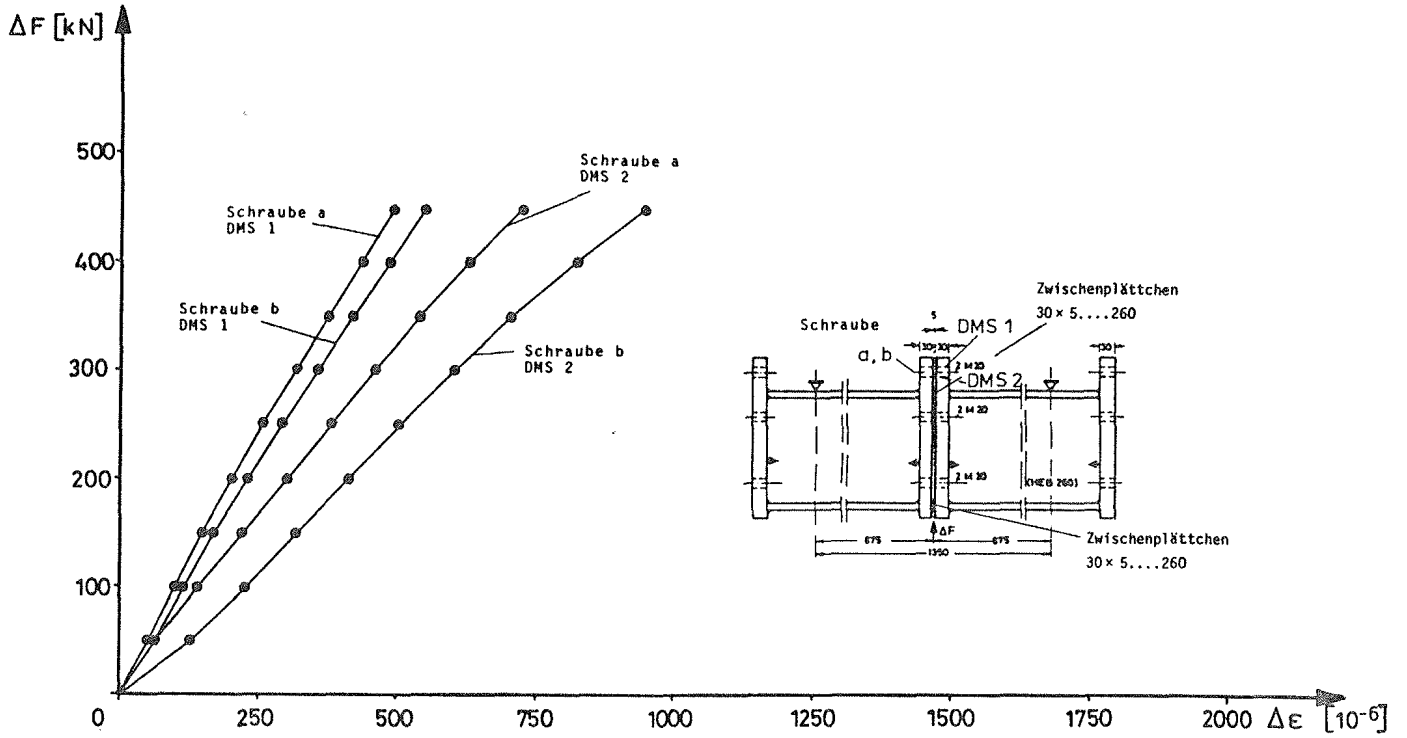


Bild 5.51: Meßversuch MVT 7, Schrauben a und b. Doppelamplituden $\Delta \epsilon$ der Schraubendehnungen an den Schraubenrändern infolge äußerer Last ΔF

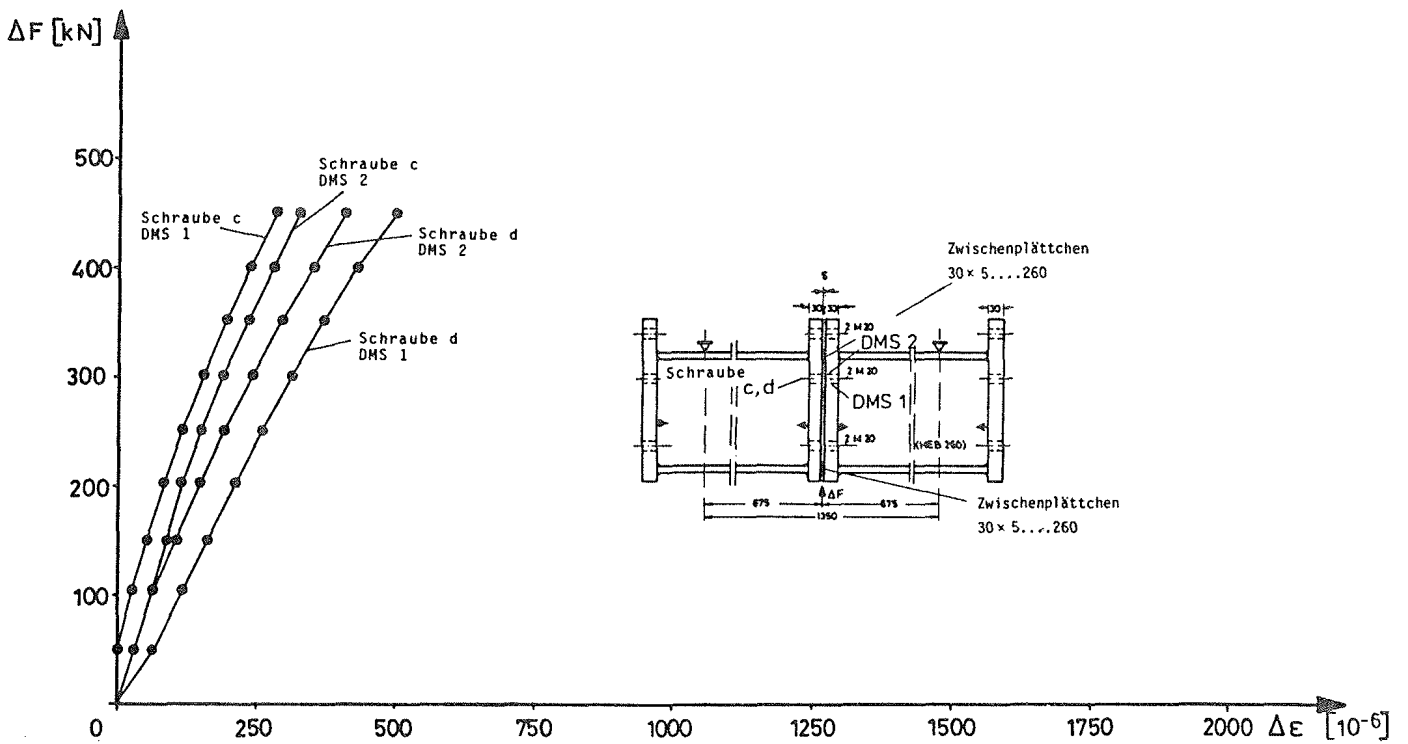


Bild 5.52: Meßversuch MVT 7, Schrauben c und d. Doppelamplituden $\Delta \epsilon$ der Schraubendehnungen an den Schraubenrändern infolge äußerer Last ΔF

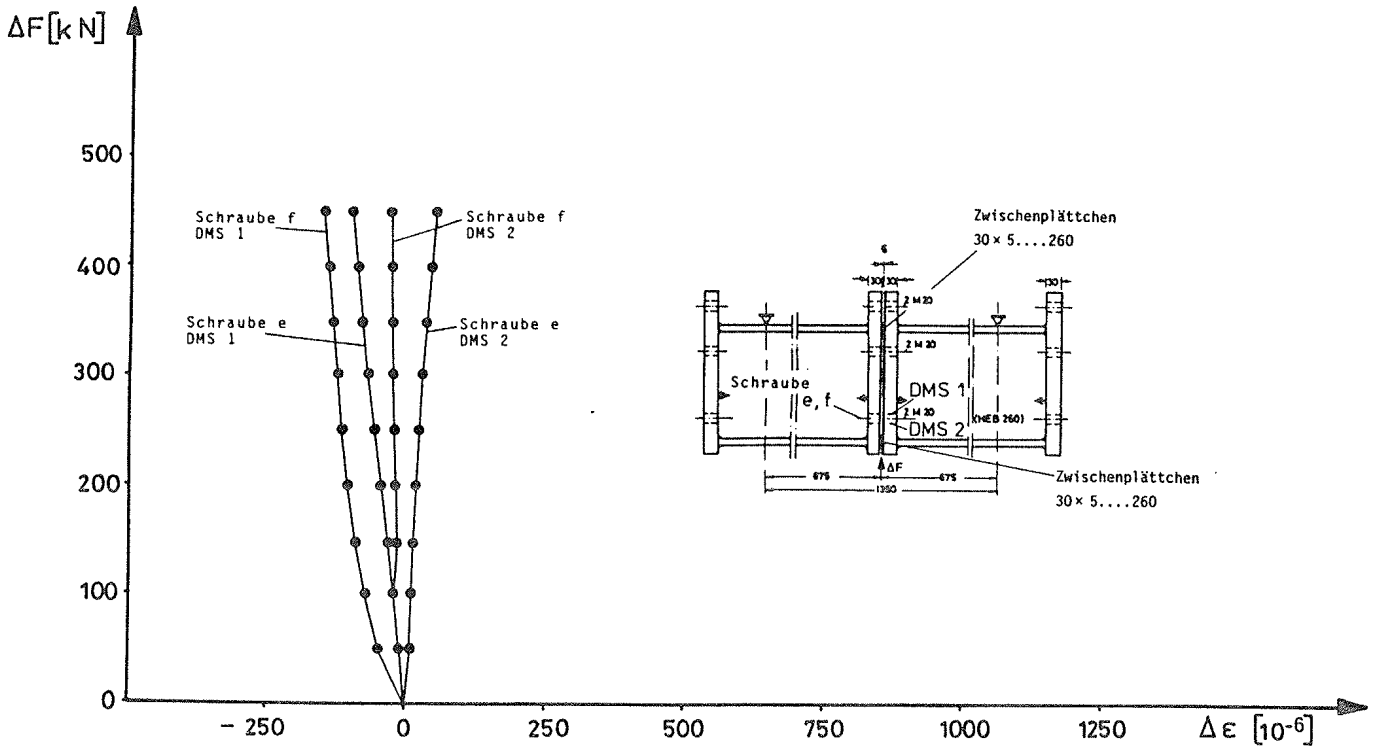


Bild 5.53: Meßversuch MVT 7, Schrauben e und f. Doppelamplituden $\Delta \epsilon$ der Schraubendehnungen an den Schraubenrändern infolge äußerer Last ΔF

gemessene Randdehnung bei DMS 2 auch im Falle der dickeren Kopfplatte $t = 30$ mm darauf hin, daß noch eine, wenn auch geringe elastische Nachgiebigkeit der Kopfplatte vorliegt. Da bei allen Trägerversuchen die größte Randdehnung in den Meßschrauben im Überstandsbereich (Schraube a und b) auf der dem Zugflansch zugewandten Seite auftrat (DMS 2), ist auch dort der Abriß im Dauerschwingversuch zu erwarten. Übereinstimmend dazu konnte ein Bruchbeginn mehrfach auf der dem Flansch zugewandten Seite beobachtet werden (siehe Kap. 4.6).

Von eigentlichem Interesse ist nun die Abhängigkeit der Axial- und Biegespannungsamplituden $2 \sigma_{a,n}$ und $2 \sigma_{a,b}$ von der äußeren Beanspruchung ΔF . Die aus den für die nebeneinanderliegenden Schrauben gemittelten Differenzdehnungen $\Delta \epsilon_1$ und $\Delta \epsilon_2$ am Schraubenschaftsrand berechneten Axial- und Biegeanteile der Spannungen sind im folgenden den Bildern 5.54 bis 5.60 zu entnehmen.

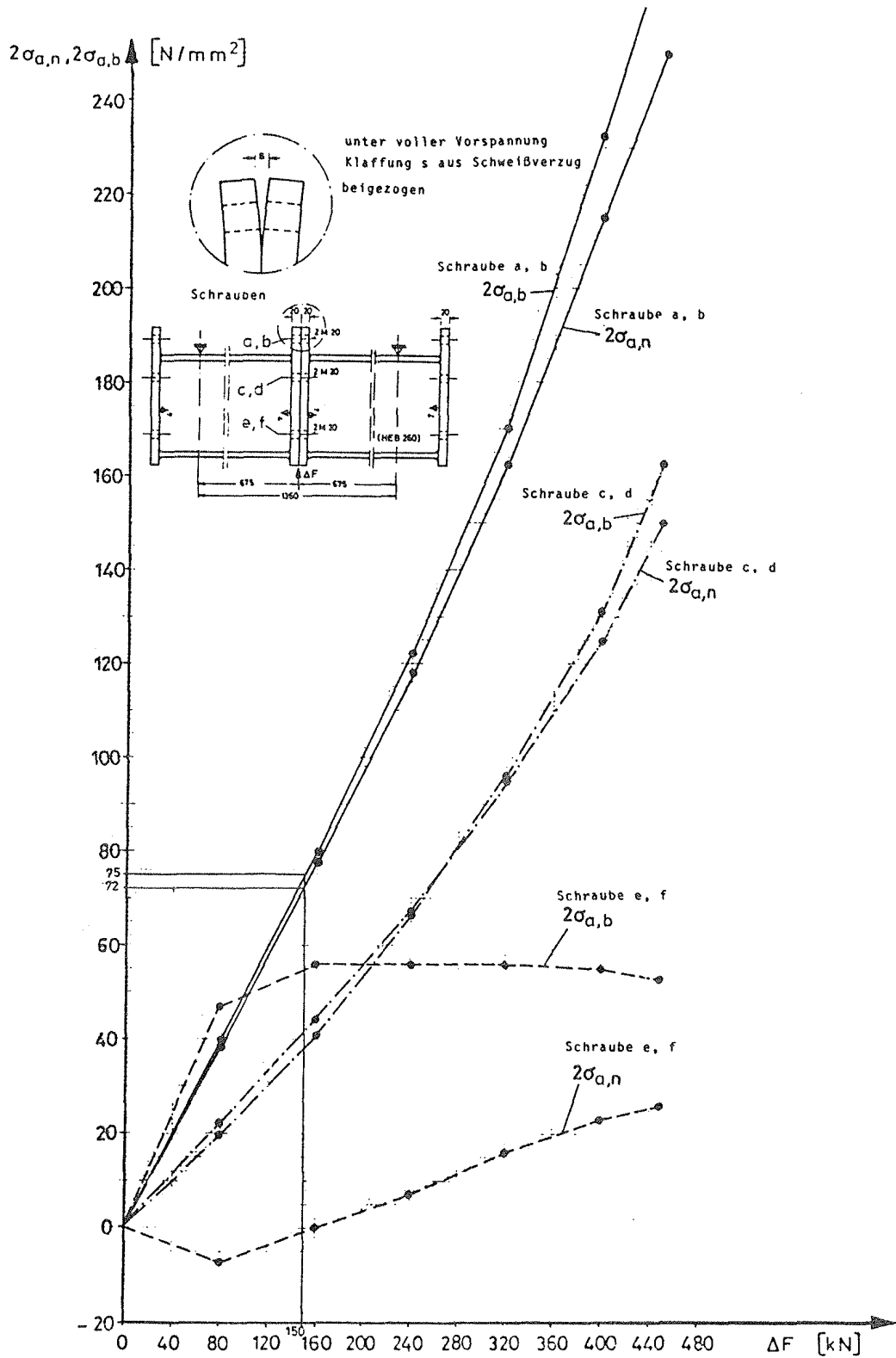


Bild 5.54: Meßversuche MVT 1 zu Dauerschwingversuchsreihe 6 (Tafel 4.1). Doppelamplituden $2\sigma_{a,n}$ und $2\sigma_{a,b}$ der Schraubenaxial- und Schraubenbiegespannung infolge äußerer Last ΔF . Biegeträgerpaar 1, Seite A

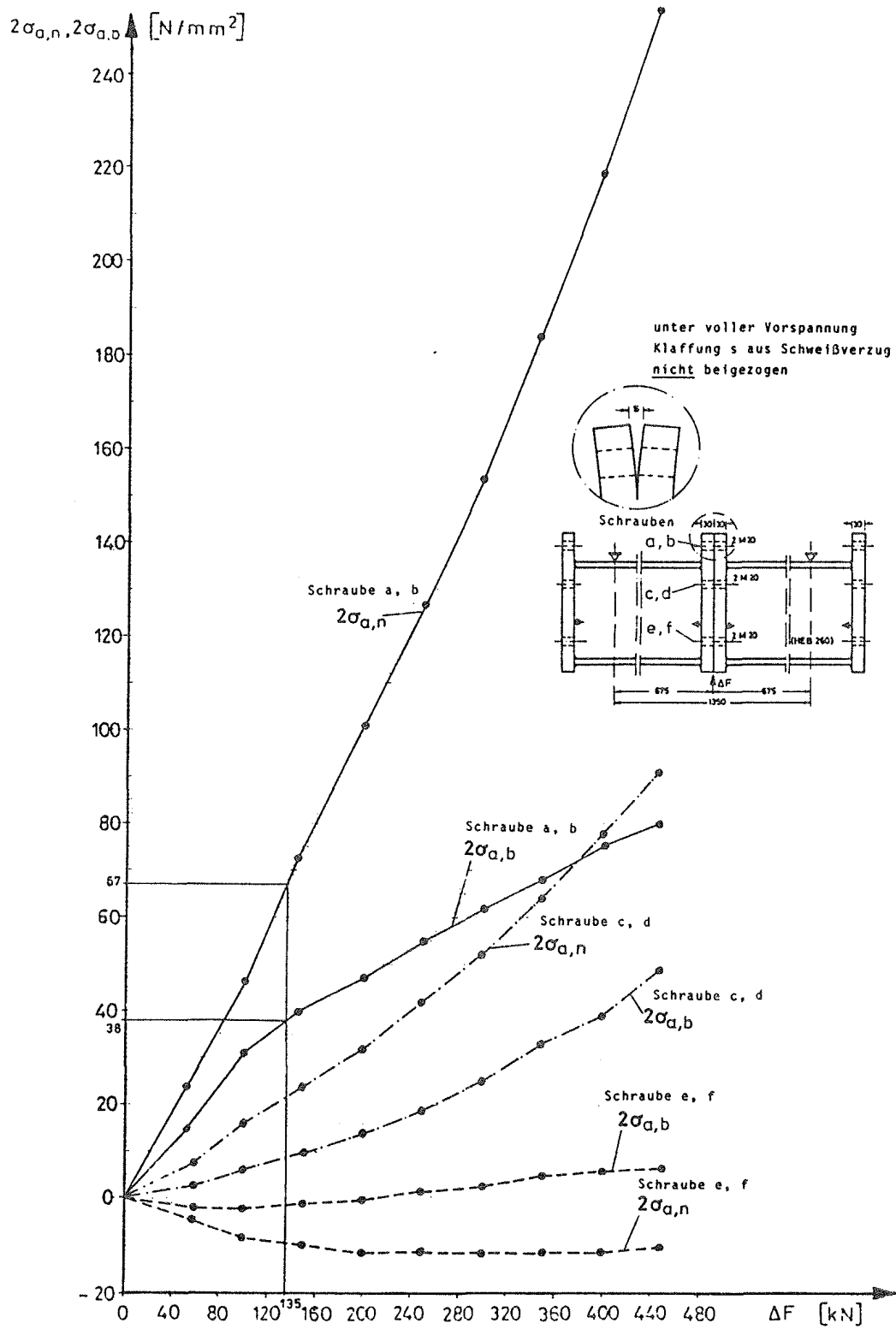


Bild 5.56: Meßversuch MVT 3 zu Dauerschwingversuchsreihe 7 (Tafel 4.1). Doppelamplituden $2\sigma_{a,n}$ und $2\sigma_{a,b}$ der Schraubenaxial- und Schraubenbiegespannung infolge äußerer Last ΔF

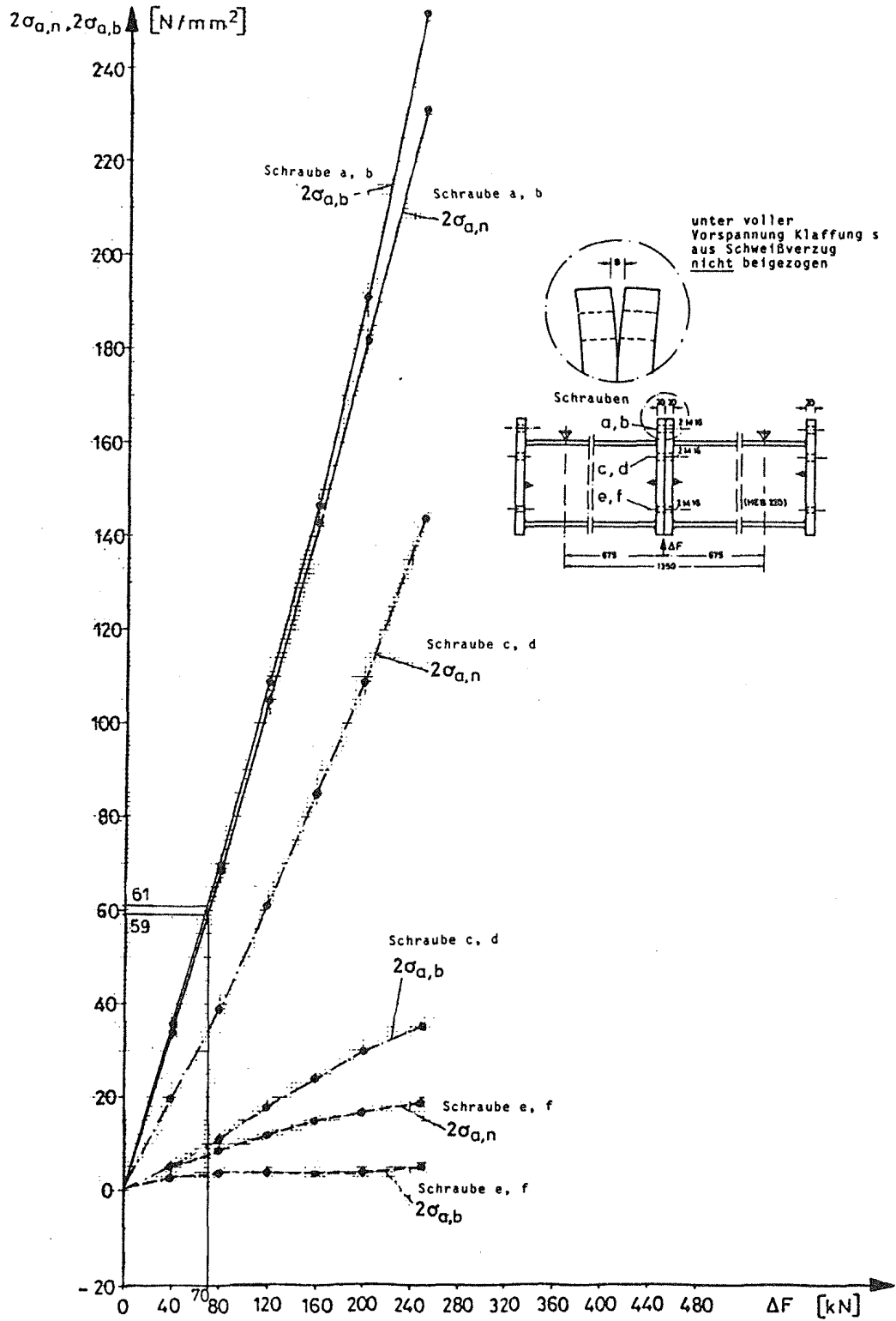


Bild 5.57: Meßversuch MVT 4 zu Dauerschwingversuchsreihe 8 (Tafel 4.1). Doppelamplituden $2\sigma_{a,n}$ und $2\sigma_{a,b}$ der Schraubenaxial- und Schraubenbiegespannung infolge äußerer Last ΔF

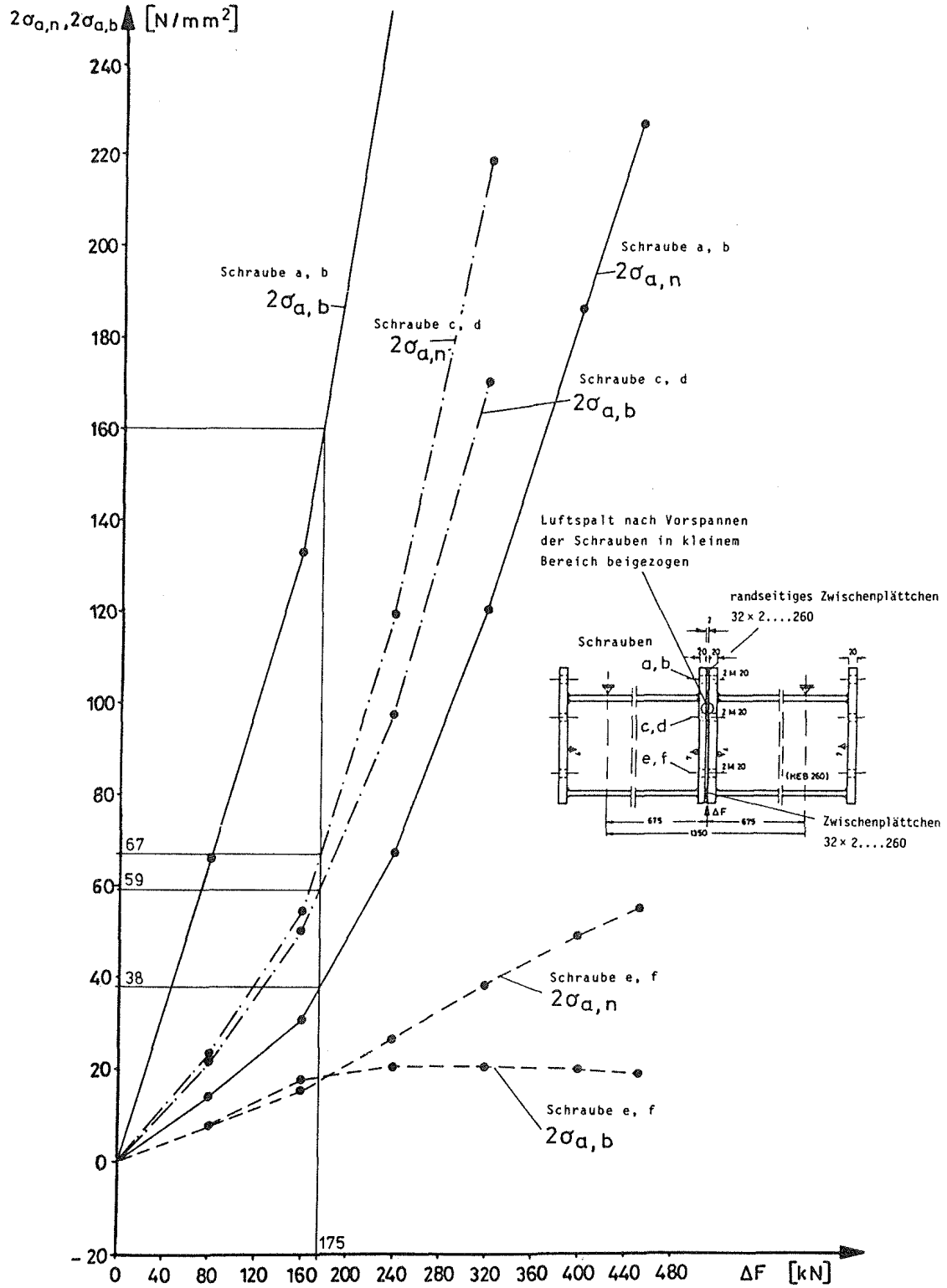


Bild 5.58: Meßversuch MVT 5 zu Dauerschwingversuchsreihe 6 (Tafel 4.1). Doppelamplituden $2\sigma_{a,n}$ und $2\sigma_{a,b}$ der Schraubenaxial- und Schraubenbiegespannung infolge äußerer Last ΔF

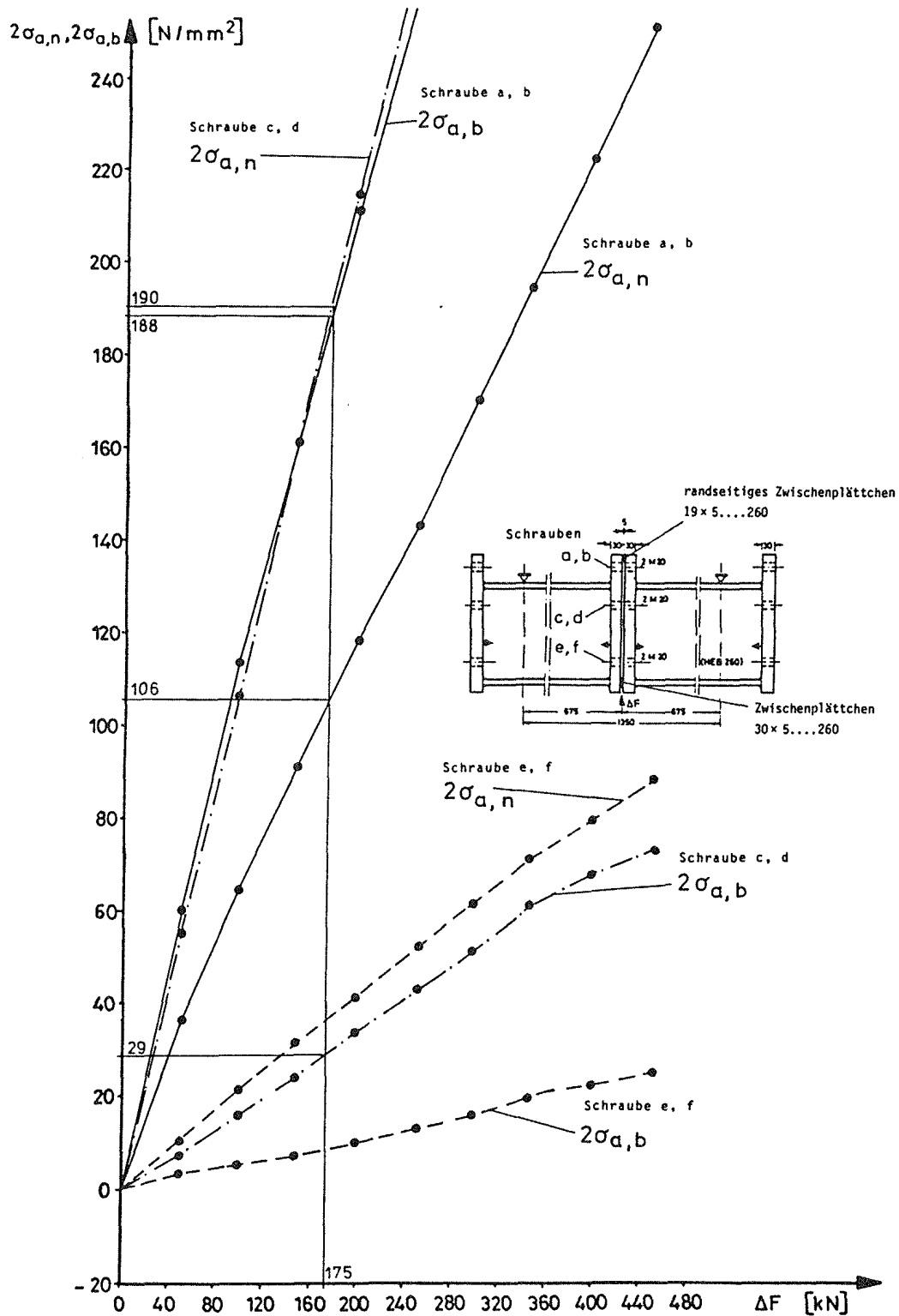


Bild 5.59: Meßversuch MVT 6 zu Dauerschwingversuchsreihe 7 (Tafel 4.1). Doppelamplituden $2\sigma_{a,n}$ und $2\sigma_{a,b}$ der Schraubenaxial- und Schraubenbiegespannung infolge äußerer Last ΔF

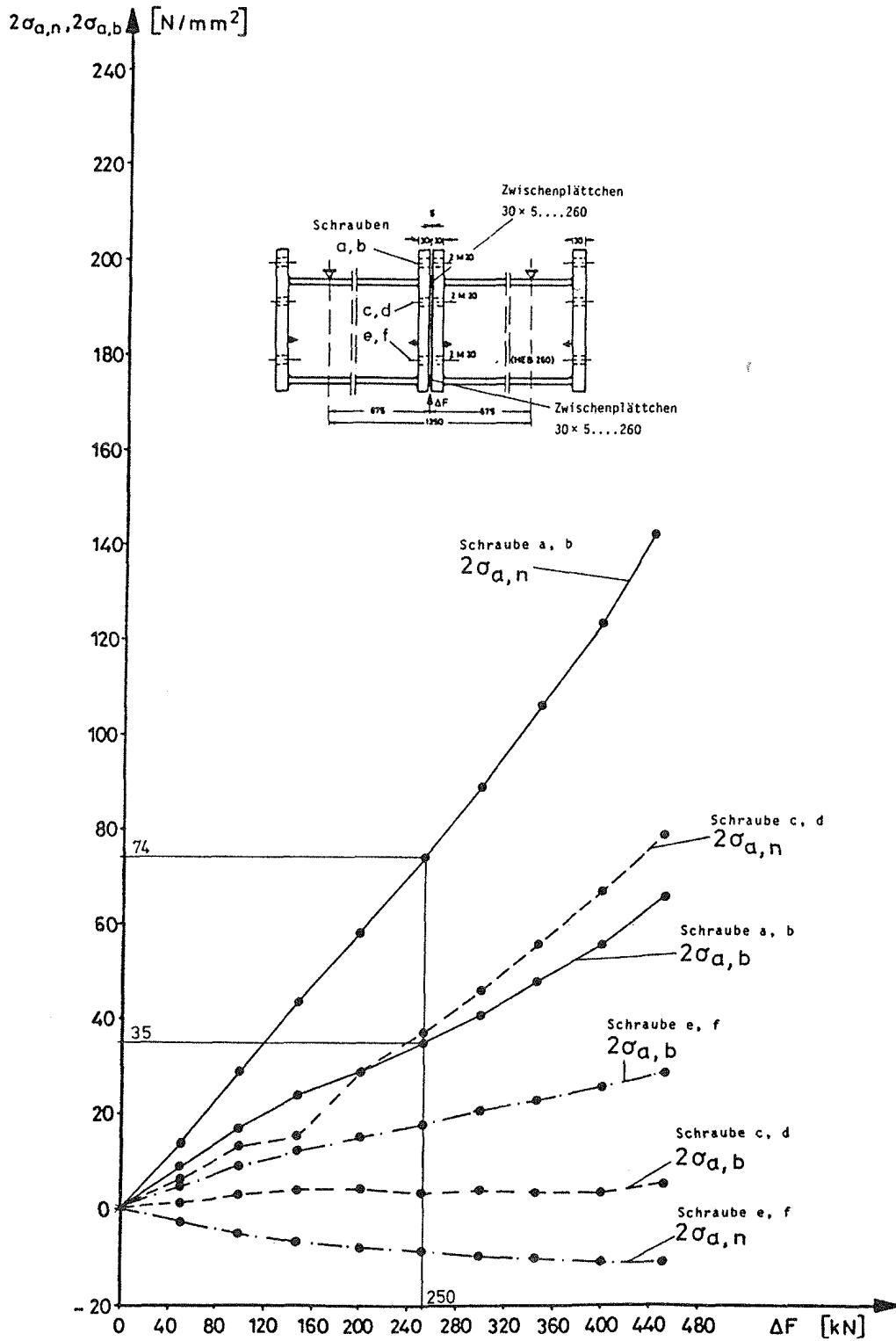


Bild 5.60: Meßversuch MVT 7 zu Dauerschwingversuchsreihe 6 (Tafel 4.1). Doppelamplitude $2\sigma_{a,n}$ und $2\sigma_{a,b}$ der Schraubenaxial- und Schraubenbiegespannung infolge äußerer Last ΔF

Betrachten wir zunächst die Ergebnisse für den Trägerstoß mit hochfesten Schrauben M 20 und $t = 20$ mm dicken Kopfplatten (Bilder 5.54 und 5.55). Für die Schrauben a bis d im Zugbereich der Kopfplatten sind Spannungen im Verhältnis $\sigma_{a,n}/\sigma_{a,b} \approx 1$ festzustellen, was auch schon die Messungen an den Schrauben in T-Stücken erbrachten. Die Spannungen der äußeren Schrauben a und b im überstehenden Kopfplattenteil fallen wie zu erwarten höher aus, und zwar nahezu doppelt so hoch als die der Schrauben c und d. Unterstellen wir die dauerhaft ertragbare äußere Last $\Delta F = 150$ kN aus den Ergebnissen der Dauerschwingversuche (Bild 4.18), so ergeben sich Schraubenspannungen am Schaftrand der Meßschrauben (Schrauben a und b) in der Größe $2 \sigma_{a,n} = 72$ N/mm² und $2 \sigma_{a,b} = 75$ N/mm² für Versuch MVT 1 (Bild 5.54) und $2 \sigma_{a,n} = 48$ N/mm² und $2 \sigma_{a,b} = 53$ N/mm² für Versuch MVT 2 (Bild 5.55). Die insgesamt höheren Spannungen in MVT 1 sind im Zusammenhang mit den geringeren Vorspannkraften der Schrauben a und b zu sehen, wie Tafel 5.9 ausweist: Im Mittel 17 % gegenüber MVT 2. Da bei den Trägerversuchen MVT 1 und MVT 2 die Kopfplattenüberstände, die zunächst Schweißverzug hatten, beigezogen wurden, muß davon ausgegangen werden, daß die Größe der vorgedrückten Kontaktzone der Größe der Vorspannkraft in etwa proportional ist: Je größer die Vorspannkraft, umso größer die Kontaktzone und damit ihr Trägheitsmoment, umso kleiner sind die Spannungen aus äußerer Last. Für die vier Schrauben im Bereich des Trägerzuggurtes ergeben sich so im Fall MVT 1 unter äußerer Last um 40 % bis 60 % höhere Spannungen. Die Schrauben e und f im Bereich des Druckgurtes zeigen im Fall MVT 1 hohe Biegebeanspruchung, unter einer äußeren Last $\Delta F = 80$ kN fällt diese mit $2 \sigma_{a,b} = 47$ N/mm² sogar höher aus als $\sigma_{a,b}$ für Schraube a und b. Die gedrückte Zone zwischen den Kopfplatten muß druckflanschseitig wegen der Zugdehnungen an der oberen Randfaser von e und f in Höhe dieser Schrauben enden.

Was nun den späteren Meßversuch MVT 5 mit randseitig angeordneten Zwischenplättchen anbelangt (vergl. Bild 5.58) so ist hier der zusätzliche Kontakt in Höhe der mittleren Schraubenreihe (siehe Bild 5.32a) zu beachten. Daher ist für den interessierenden Lastbereich $0 \leq \Delta F \leq 320$ kN eine geringere Axialspannung der äußeren Schrauben a und b trotz geringerer Vorspannung (siehe Tafel 5.9)

festzustellen. Wegen der durchweg geringeren Vorspannkräfte im Versuch MVT 5 (siehe Tafel 5.9) sind jedoch gegenüber MVT 1 und MVT 2 höhere Schraubenspannungen vorhanden: Höhere Biegespannungen in den Schrauben im Überstandsbereich und höhere Axial- und Biegespannungen in den Schrauben c und d der mittleren Schraubenreihe. Die Schrauben e und f nahe dem Druckflansch sind infolge äußerer Last zugbeansprucht. Die im Zusammenhang mit MVT 1 und MVT 2 genannte Dauerschwinglast $\Delta F = 150 \text{ kN}$ ergibt hier Spannungen $2 \sigma_{a,n} = 29 \text{ N/mm}^2$ ($< 48 \text{ N/mm}^2$ für MVT 2) und $2 \sigma_{a,b} = 125 \text{ N/mm}^2$ für die äußeren Schrauben a und b, $2 \sigma_{a,n} = 50 \text{ N/mm}^2$ und $2 \sigma_{a,b} = 46 \text{ N/mm}^2$ für die Schrauben c und d. Entsprechende Dauerschwingversuche mit Kontaktlage und Zwischenplättchen wie im Meßversuch MVT 5 lassen die dauerhaft ertragbare Einzellast auch im Bereich $\Delta F = 200 \text{ kN}$ vermuten (siehe Bild 4.22). Die Dauerschwingversuche analog MVT 1 und MVT 2, also ohne erzwungenen Kontakt, zeigen unter gleicher Last Brüche nach $N \approx 10^6$ Lastspielen (siehe Bild 4.18).

Bild 5.56 zeigt Schraubenaxial- und Biegespannungen unter äußerer Last ΔF bei verändertem Parameter Kopfplattendicke $t = 30 \text{ mm}$. Wegen der im Überstandsbereich in den Schrauben a und b gemessenen geringen Vorspannkräften im Meßversuch MVT 3 (siehe Tafel 5.9) bietet sich ein Vergleich eher mit MVT 1 an. Die Axialspannung $2 \sigma_{a,n}$ der Schrauben a und b fällt in beiden Versuchen nahezu gleich aus, nicht hingegen die Biegespannung $2 \sigma_{a,b}$. Diese ist für die dickere Kopfplatte $t = 30 \text{ mm}$ deutlich geringer. Wegen der biegesteifen Platten sind die geringeren Schraubenbiegespannungen auch erklärlich. Schätzen wir aufgrund der Ergebnisse von Dauerschwingversuchen in Bild 4.19 die dauerhaft ertragbare Last zu $\Delta F = 135 \text{ kN}$, so ergeben sich gemäß Bild 5.56 Spannungen am Schaftrand der Meßschrauben von $2 \sigma_{a,n} = 67 \text{ N/mm}^2$ und $2 \sigma_{a,b} = 38 \text{ N/mm}^2$. Der Vergleich zu MVT 1 zeigt unter den jeweils geschätzten dauerhaft ertragenen Lasten 150 kN (MVT 1) und 135 kN (MVT 3) Axialspannungen $\sigma_{a,n}$ in etwa gleicher Größe, jedoch um den Faktor 2 niedrigere Biegespannungen $\sigma_{a,b}$ für den Fall der dickeren Kopfplatten. Bei den Schrauben c und d zeigt der Vergleich durchweg geringere Spannungen für MVT 3. Diese weisen zudem mit $\sigma_{a,n}/\sigma_{a,b} \approx 2$ relativ geringe Biegespannungsanteile in der Schraube auf. Was die Schrauben e und f im Bereich des

Trägerdruckgurtes betrifft, so liegen diese bei den dickeren Kopfplatten im überdrückten Bereich der Kopfplatte.

Betrachten wir nun die Ergebnisse von Messungen an hochfesten Schrauben M 16 in einem Biegeträgerstoß mit $t = 20$ mm dicken Kopfplatten (Meßversuch MVT 4, Bild 5.57). Es fällt auf, daß hier für die höchstbeanspruchten Schrauben a und b wieder Spannungen $\sigma_{a,n}/\sigma_{a,b} \approx 1$ in gleicher Größe festgestellt werden. Die relativ zum Schraubendurchmesser d dick gewählten Kopfplatten mit $t > d$, die sich ja wie im Fall MVT 3 nicht beziehen lassen, verursachen hier keinen Abfall von $\sigma_{a,b}$ gegenüber $\sigma_{a,n}$ bei den Schrauben a und b. Als dauerfest ertragbar wird gemäß Bild 4.21 (Kap. 4) eine äußere Last $\Delta F = 70$ kN geschätzt. Dem zugeordnet ergeben sich Spannungsamplituden $2 \sigma_{a,n} = 59$ N/mm² und $2 \sigma_{a,b} = 61$ N/mm² (Bild 5.57, Schrauben a und b). Für die Schrauben c und d - Tafel 5.9 weist hier geringe Vorspannung aus - ist zu bemerken, daß $\sigma_{a,b}$ gegenüber $\sigma_{a,n}$ deutlich abfällt. Die Schrauben e und f erhalten aus äußerer Last durchweg Zugspannungen.

In den Ergebnissen der Meßversuche MVT 6 mit Randplättchen und Zwischenplättchen im Bereich des Druckflansches zeigt sich vor allem eine hohe Axialspannungsamplitude $\sigma_{a,n}$ für die mittleren Schrauben c und d, die ca. doppelt so hoch als die der Schrauben a und b im Kopfplattenüberstand ausfällt (Bild 5.59). Die gemessenen Dehnungen und Spannungen zeigen deutlich, daß hier der am Rand des Kopfplattenüberstands erzwungene Kontakt im Vergleich zum Kontakt im Bereich des Zugflansches (MVT 3, MVT 7) sehr viel ungünstigere Beanspruchung in den hochfesten Schrauben zur Folge hat, was durch das Ergebnis des Dauerschwingversuchs Nr T 36 (siehe Kap. 4, Bild 4.23) mit Brüchen in den Schrauben c und d bestätigt wird. Eine Begründung hierfür wurde bereits in Kap. 4.5.4 genannt. Als Ursache für die hohen Spannungsamplituden unter Einzellast F in Trägermitte muß die um 50 % zu niedrige Vorspannkraft F_V^R der Schrauben c und d genannt werden, die ja wiederum auf das Nachplastizieren der Kopfplatten zurückzuführen ist (siehe Tafel 5.9 und Kap. 5.6.2).

Betrachten wir im weiteren die Spannungen für Meßversuch MVT 7 (Bild 5.60). Da hier die gewählten Zwischenplättchen nur Kontakt

im Bereich der Trägerflansche gestatten (Kopfplatten $t = 30$ mm nicht beigezogen), waren ähnliche Spannungsamplituden in den hochfesten Schrauben wie im Versuch MVT 3 mit vorzugsweisem Plattenkontakt am Zugflansch durch nicht beigezogenen Schweißspalt zu erwarten gewesen. Der Vergleich der Axialspannungsamplituden $\sigma_{a,n}$ der Schrauben a und b zeigt jedoch deutlich, daß diese Erwartung nicht eingetroffen ist (Bilder 5.56 und 5.60). Im Falle des zugflanschseitigen Zwischenplättchens (MVT 7) werden nur ca. 60 % der Axialspannungsamplitude $\sigma_{a,n}$ des Meßversuchs mit Schweißspalt (MVT 7) erreicht. Die mit flanschseitigen Zwischenplättchen am gleichen Kopfplattenstoß gefahrenen Dauerschwingversuche bestätigen die dauerfestigkeitserhöhende Wirkung für diese Kopfplattenverbindung mit Plattenkontakt nur im Bereich der Trägerflansche. Schätzen wir aufgrund der Ergebnisse der Dauerschwingversuche (Bild 4.23, Kap. 4) den unteren Grenzwert für die dauerfest ertragbare Einzellast mit $F = 250$ kN, so ist dieser anhand von Bild 5.60 eine Spannungsamplitude $\sigma_{a,n} = 37$ N/mm² und $\sigma_{a,b} = 17,5$ N/mm² zuzuordnen.

Fassen wir die wesentlichen Ergebnisse für die interessierenden Schrauben a und b im Kopfplattenüberstand zusammen:

In den Meßversuchen MVT 1, 2 und 4 ist

1. In den Meßversuchen MVT 1, 2 und 4 ist zwischen Axial- und Biegeanteil der Schraubenschaftspannungen das Verhältnis $\sigma_{a,n}/\sigma_{a,b} \approx 1$ vorhanden, was in Übereinstimmung zu den Versuchen an T-Verbindungen steht (siehe Kap. 5.5.3).

Darüber hinaus sind bei den Kopfplattenkonstruktionen jedoch folgende Fälle zu nennen: Versuch MVT 3 und MVT 7 mit relativ dicken Kopfplatten ($t/d = 1,5$) und "kleinem" Biegeanteil ($\sigma_{a,n}/\sigma_{a,b} \approx 2$ für MVT 3). Versuche MVT 5 und MVT 6 mit erzwungenem Plattenkontakt und "großen" Biegeanteil ($\sigma_{a,n}/\sigma_{a,b} \approx 1/4$ für MVT 5).

2. Im Vergleich der Kopfplattendicke t (MVT 1 und MVT 3) zeigt sich eine kleinere Biegespannungsamplitude $\sigma_{a,b}$ für die dickere Kopfplatte, jedoch eine Axialspannungsamplitude $\sigma_{a,n}$ von etwa gleicher Größe.

3. Der Vergleich zwischen den Meßversuchen MVT 1 (geringere Vorspannung) und MVT 2 zeigt, daß eine geringere Vorspannkraft in den äußeren Schrauben a und b von 17 % unter äußerer Last zu 40 bis 60 % höheren Spannungen in den Zugschrauben (Schrauben a bis d) führt.

4. Durch Erzwingen eines Plattenrandkontaktes am Kopfplattenüberstand kann lediglich im Fall der dünnen Kopfplatten der axiale Anteil $\sigma_{a,n}$ der Normalspannungsamplitude der Randzugschrauben a und b reduziert werden (MVT 5), hingegen ist in beiden Fällen dicke und dünne Kopfplatten, ein Anwachsen des Biegeanteils $\sigma_{a,b}$ zu verzeichnen.

5.7 Zusammenfassung und Bewertung der Messungen an Schrauben

In diesem Abschnitt 5 werden Dehnungsmessungen beschrieben, die an besonderen Meßschrauben an T-Verbindungen und Kopfplattenverbindungen der Träger vorgenommen sind und den Dauerschwingversuchen zugeordnet waren. Die Spannungberechnung erfolgte auf der Grundlage des Hooke'schen Gesetzes unter Zugrundelegung eines einachsigen Spannungszustandes, und zwar für die Ermittlung der Vorspannkraft F_V aus Dehnungen, die in der Entlastungsphase durch Lösen der Muttern gemessen wurden. Auf diese Art war der Einfluß von ungewollten Plastizierungen ausgeschaltet. Zuvor war die Veränderlichkeit der Spannungsdoppelamplitude über eine bestimmte Summe von Lastspielen bei den T-Verbindungen gemessen worden. Nachdem sich nur eine unwesentliche Änderung ergab, konnte auf diese Messung bei den Kopfplattenversuchen verzichtet werden. Zu beachten ist, daß nach Ausweis von Tafel 5.6 als Ergebnis der Messungen der Serie A an T-Verbindungen die rechnerische Sollvorspannkraft F_V^{DAST} in Abhängigkeit von gewollten Kontaktlagen in einigen Fällen nicht erreicht wurde; im Falle des Meßversuchs MV 3 bei breitem Zwischenplättchen wurde nur 63 % von F_V^{DAST} gemessen, was offensichtlich im Zusammenhang mit Schiefziehen der Schrauben im Anziehvorgang und daher mit Verfälschung der Reibungsverhältnisse im Gewinde zu sehen ist. In diesem Falle ist die gemessene Biegespannung besonders hoch. Aber auch im Falle der untergelegten Zwischenscheibe (Meßversuch MV 8), wo eigentlich keine Biegespannung erwartet wurde, wurde sie noch mit 17 % der Normalspannung gemessen.

In der Serie B der Messungen an T-Verbindungen wurden die Normal- und Biegespannungen in den Meßschrauben für stufenweise gesteigerte Last ermittelt und zwar für die Kontaktlagen "mittig" unter Schweißverzug und "am Rand", die als Extremwerte den erwarteten Streubereich eingrenzen. Um den Gesamtspannungszustand unter späterer Last verfolgen zu können, war es notwendig, die Biege- und Axialspannung im Vorspannzustand ebenfalls zu ermitteln. Die Soll-Vorspannkraft F_V^{DAST} wurde bis auf Ausnahmefälle im Mittel gut erreicht, die Biegerandspannung betrug bei "mittigem" Kontakt im Mittel 15 % -

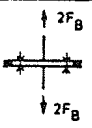

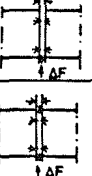
- Plattenränder beigezogen - bei "Randkontakt" 40 % der zugehörigen Axialspannung. Die Auftragung der aus den Dehnungsmessungen errechneten Biege- und Axialspannungen in Abhängigkeit von der äußeren Last zeigt sowohl bei "mittigem" als auch bei "Randkontakt" einen zunächst linearen Anstieg, der aber im letzteren Fall erheblich steiler ist, so daß dort schnell die dauerfestigkeitsrelevanten Größen erreicht werden, während bei "mittigem" Kontakt diese erst bei einer äußeren Kraft in der Größenordnung der Vorspannkraft, also bei beginnender klaffender Fuge vorhanden sind. Hervorzuheben ist, daß unabhängig von "Rand- oder Mittenkontakt" das Verhältnis von Biege- zu Axialspannung am Schaftrand der Meßschraube in der Größenordnung von 1 lag.

Die Dehnungsmessungen an den Meßschrauben in Kopfplattenverbindungen (Trägerversuche) wurden wie bei den T-Verbindungen für Kontakt in Zugflanschhöhe unter Schweißverzug der Kopfplatten und im Überstandsbereich der Kopfplatten für zwischengelegtes Randplättchen durchgeführt und daraus die Biege- und Axialspannung der Meßschrauben im Vorspannzustand und unter stufenweise gesteigerter äußerer Last errechnet.

Nach Ausweis der Tafel 5.9 wurde hier die Sollvorspannkraft F_V^{DAST} der Schrauben a und b im Überstand der Kopfplatte unter dem Sollanziehmoment nur dann in etwa erreicht, wenn der Schweißverzug beim Anziehvorgang rückgängig gemacht, also die Kopfplattenüberstände beigezogen wurden. Niedrige Vorspannkraft und hohe Biegespannungen in der Schraube bedingen wie bei den T-Verbindungen einander. Besonders zu erwähnen sind die geringen Vorspannkraft der Schrauben c und d mit $F_V^R = 48\%$ und 59% (s. Tafel 5.9), in Meßversuch MVT 6 (Versuchsreihe 7), wo das Nachplastizieren der unter Vorspannung im Bereich dieser Schrauben nicht beigezogenen Kopfplatten die Ursache war.

Sowohl bei den T-Verbindungen als auch bei den Biegeträgerversuchen wurde die Spannung am Schaftrand der Meßschrauben ermittelt, die den dauerfest ertragbaren ($2 \cdot 10^6$ Lastspiele) äußeren Schwelllasten zugeordnet sind. Tafel 5.10 enthält diese Werte und ihre Umrechnung auf den Schaftrand einer normalen schwarzen Schraube sowie auf den Rand des Kernquerschnitts unter der An-

Tafel 5.10: Gleichzeitig wirkende, $2 \cdot 10^6$ mal ertragbare Axial- und Biegespannungsamplituden $\sigma_{a,n}^{Sch}$ und $\sigma_{a,b}^{Sch}$, bezogen auf den Schraubenschaftquerschnitt, und $\sigma_{a,n}^k$ und $\sigma_{a,b}^k$, bezogen auf den Schraubenkernquerschnitt

Kontaktlage	Versuchsreihe	Meßversuch Nr.	$2F_B, \Delta F^1)$ [kN]	Schraube 10.9	$\alpha_1^2 = (\frac{d_{red}}{d})^2$	$\alpha_2^2 = (\frac{d_{red}}{d})^3$	$\alpha_3^2 = (\frac{d_{red}}{d_3})^2$	$\alpha_4^2 = (\frac{d_{red}}{d_3})^3$	$\sigma_{a,n}^3)$		$\sigma_{a,n}^{Sch} = \alpha_1 \cdot \sigma_{a,n}$	$\sigma_{a,b}^{Sch} = \alpha_2 \cdot \sigma_{a,b}$	$\sigma_{a,n}^k = \alpha_3 \cdot \sigma_{a,n}$	$\sigma_{a,b}^k = \alpha_4 \cdot \sigma_{a,b}$	$\sigma_{a,n}^k + \sigma_{a,b}^k$
									$\sigma_{a,n}$	$\sigma_{a,b}$					
[N/mm ²]															
	1	MY 13, MY 14	60	M 20	0,88	0,83	1,23	1,37	45	37,5	40	31	56	51	107
	2	MY 17, MY 18	85	M 20	0,88	0,83	1,23	1,37	35	25	31	21	43	34	78
	3	MY 21, MY 22	45	M 16	0,82	0,74	1,15	1,23	35	27,5	29	20	40	34	74
	4	MY 25, MY 26	35	M 16	0,82	0,74	1,15	1,23	37,5	25	31	19	43	31	74
	5	MY 29, MY 30	70	M 24	0,88	0,82	1,23	1,36	35	25	31	21	43	34	78
	6	MVT 1	150	M 20	0,88	0,83	1,23	1,37	36	37,5	32	31	44	51	95
	6	MVT 2	150	M 20	0,88	0,83	1,23	1,37	24	26,5	21	22	30	36	66
	7	MVT 3	135	M 20	0,88	0,83	1,23	1,37	33,5	24	30	20	41	33	74
	8	MVT 4	70	M 16	0,82	0,74	1,15	1,23	29,5	30,5	24	23	34	37	71
	6	MVT 5	175	M 20	0,88	0,83	1,23	1,37	33,5	29,5	29	24	41	40	82
	7	MVT 7	>250 ⁴⁾	M 20	0,88	0,83	1,23	1,37	>37	>17,5	>33	>15	>46	>24	>70

1) $2F_B, \Delta F$: geschätzte dauerfest ertragbare Last

3) $\sigma_{a,n}, \sigma_{a,b}$: Axial- und Biegespannungsamplitude am reduzierten Schraubenschaft der Meßschraube

2) d_{red} : reduzierter Schraubenschaftdurchmesser der Meßschrauben

4) Höhere Versuchslast führte zum Dauerschwingriß in der Schweißnaht

nahme, daß die aus den gemessenen Biege- und Axialspannungen errechneten Schnittgrößen Biegemoment und Normalkraft auch bei den normalen schwarzen Schrauben in gleicher Größe auftreten und über die Schraubenlänge konstant sind. Die Umrechnung kann dann beim Biegemoment im Verhältnis der Widerstandsmomente (Faktor α_1 und α_3), bei der Normalkraft im Verhältnis der Flächen (Faktor α_2 und α_4) erfolgen. Von Interesse ist nun die in der letzten Spalte der Tafel 5.10 angegebene Summe der den dauerhaft ertragbaren Schwelllasten zugeordneten Biege- und Axialspannungsamplituden $\sigma_{a,n}^k + \sigma_{a,b}^k$ am Rand des Kernquerschnitts. Die dauerhaft ertragbare Spannungsamplitude $\sigma_{a,D}$ für handelsübliche (schlußvergütete) 10.9-Schrauben wird in Deutschland im allgemeinen in der Größe $\sigma_A = \pm 40$ bis ± 50 N/mm² als Mittelwert mit 50 % Überlebenswahrscheinlichkeit angegeben /4/.

Bewertet man gemäß VDI-Richtlinie /4/ vorsichtig die Biege- und Axialspannung schädigungsgleich mit einer gleichgroßen Axialspannung, so zeigt Tafel 5.10, daß die Summe $\sigma_{a,n}^k + \sigma_{a,b}^k$ erheblich höher liegt als der Wert von 40 bis 50 N/mm². Eine Erklärung könnte sein, daß man mit der Addition von Biege- und Axialspannungsanteil und Vergleich mit der für reinen Zug ertragbaren Spannungsamplitude σ_A weit auf der sicheren Seite liegt, daß also eine Biege- und Axialspannung nicht so schädigungswirksam ist wie eine gleich große Axialspannung. Das ist aufgrund der bei Biegebeanspruchung möglichen inneren Stützwirkung weniger hoch belasteter Bauteilfasern auch zu erwarten und für ungekerbte Bauteile experimentell nachgewiesen. Daß diese Überlegungen aber auch für die Schraube als hochgradig gekerbtes und im Kerbgrund mehrachsig beanspruchtes Bauteil Gültigkeit haben, war bisher wegen widersprüchlicher Aussage im Schrifttum umstritten /6/.

Bild 5.61 zeigt die Auftragung der Spannungsamplituden nach Tafel 5.10 im Interaktionsdiagramm, das auch die Grenzlinie für Gleichwertigkeit von Axial- und Biegespannung bei $\sigma_A = 50$ N/mm² enthält. In der Tendenz zeigt sich ein Phänomen auf das erstmals Agatonović (Bild 28 in /6/) aufmerksam machte. Danach erhöht sich die dauerhaft ertragbare Axialspannungsamplitude $\sigma_{A,n}$ mit zunehmender Biegespannungsamplitude $\sigma_{A,b}$ (Bild 5.61). Ob

dies Zufall ist oder nicht, diese Frage soll in einem weiteren Forschungsvorhaben geklärt werden.

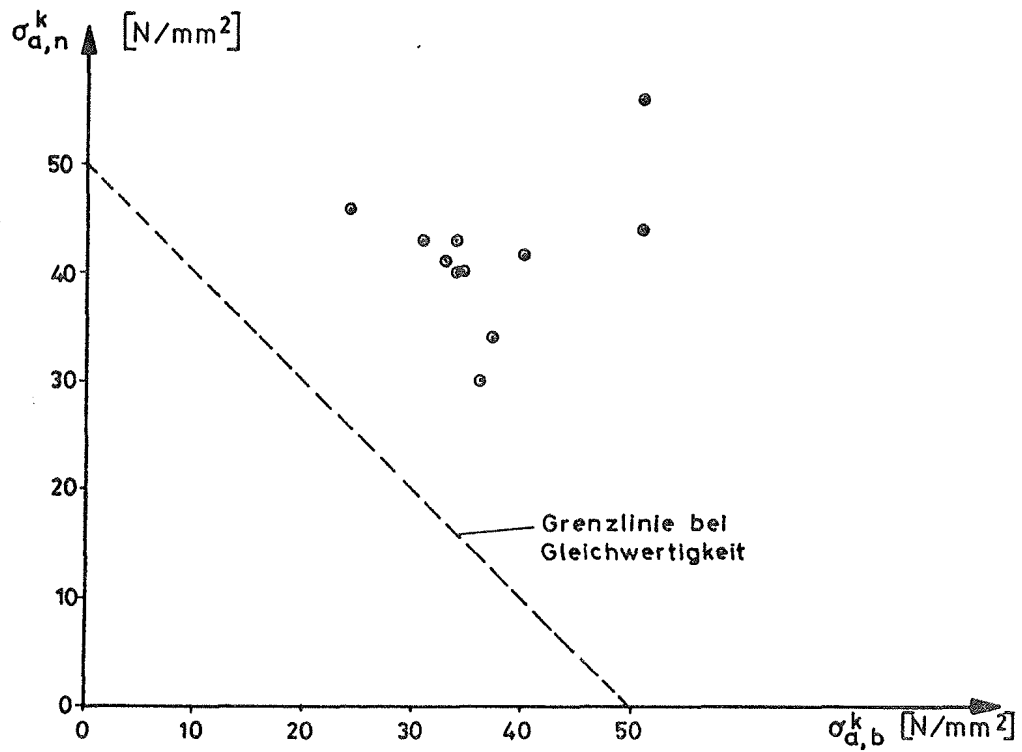


Bild 5.61: Interaktionsdiagramm für die aus Meßwerten errechneten dauerhaft ertragbaren Axialspannungsamplituden $\sigma_{a,n}^k$ und Biegespannungsamplituden $\sigma_{a,b}^k$ am Rand des Kernquerschnittes der Schrauben

6 Messungen an Zugblechen von T-Stücken und am Zugflansch eines Biegeträgers zur Ermittlung der Schweißnahtbeanspruchung

6.1 Vorbemerkung

In den Dauerschwingversuchen wurden vielfach Schwingrisse in den K-Nähten beobachtet, mit denen die Platten angeschweißt waren (siehe Kap. 4). Dies trifft im besonderen die Versuche an T-Verbindungen mit mittigem Plattenkontakt, wo obere Grenzwerte für die Dauerhaltbarkeit der hochfesten Schrauben nicht gefunden werden konnten. Die Schweißnähte brachen in der Regel vorzeitig und frühzeitiger, als dies aufgrund des zulässigen Spannungswertes für den Kerbfall K 1 gemäß DIN 4132 zu $\sigma_{(\kappa = 0)} = 125 \text{ N/mm}^2$ zu erwarten gewesen wäre. Da hierfür Spannungskonzentrationen infolge der Einzellasteintragung durch die hochfesten Schrauben verantwortlich sind, war das Ziel der folgenden Dehnungsmessungen an Zugblechen von T-Stücken und am Zugflansch eines Biegeträgers, die Art und Größe dieser Spannungskonzentration und mithin die Maximalbeanspruchung der Schweißnaht zu bestimmen.

6.2 Versuchsdurchführung

Insgesamt wurden 4 Meßversuche mit Dehnungsmeßstreifen an Zugblechen von T-Verbindungen (MV 31, MV 32 und MV 33) und am Trägerzugflansch einer Kopfplattenverbindung (MV 34) gefahren (Tafel 6.1). Ausgewählt wurden die T-Stück-Paare "K 6" und "K 13" (siehe Tafel 4.3), die den Dauerschwingversuchen (Kap. 4) und Meßversuchen an hochfesten Schrauben (Kap. 5) über die Versuchsserien 1 und 2 zugeordnet sind (siehe Tafel 4.1), weiter der Kopfplattenstoß "B" des Biegeträgers Nr. 2 (siehe Tafel 4.9),

Tafel 6.1: Übersicht zu den Meßversuchen am Zugblech von T-Verbindungen (MV 31, MV 32, MV 33) und am Zugflansch einer Kopfplattenverbindung (MV 34). Hochfeste Schrauben M 20

Meßversuch Nr.	zugeordnete Versuchsserie gem. Tafel 4.1	Versuchskörper Nr.		Zugblech- dicke t_s	Flansch- dicke t_f	Kopfplatten- dicke t	Messung der		Anordnung der Meßstreifen gem. Bild
		T-Stück	Biegeträger/Seite				Längsdehnung (ϵ_x)	Querdehnung (ϵ_y)	
				[mm]					
MV 31	1	K 6		12		20	x		6.1a
MV 32	2	K13		16		30	x		6.1a
MV 33	1	K 6		12		20		x	6.1b
MV 34	6		2/B		17,5	20	x	x	6.1c

zugeordnet der Versuchsreihe 6. Für alle diese Verbindungen wurden hochfeste Schrauben M 20 verwandt. Die T-Verbindungen, an denen Dehnungsmessungen am Zugblech durchgeführt wurden, wurden für Dauerschwingversuche nicht eingesetzt.

Bild 6.1a bis c zeigt die Anordnung der Dehnungsmeßstreifen am Zugblech und am Trägerflansch. Die in Bild 6.1a dargestellten Meßstreifen wurden auf der Vorder- und Rückseite des Zugbleches aufgebracht, und die einander gegenüberliegenden DMS so zu Halbbrücken geschaltet, daß Normaldehnungen ϵ_x am Blech gemessen werden konnten. Für Meßversuch MV 33 wurden an Prüfkörper "K 6" die Meßstreifen des Versuchs MV 31 durch Rosetten beidseitig des Bleches ersetzt, die die Messung von Längs- und Querdehnungen ϵ_x und ϵ_y gestatteten (Bild 6.1b). Am Trägerzugflansch wurde nur die in Bild 6.1c eingezeichnete Rosette (Meßstellen Nr.1 bis 4) flanschober- und -unterseitig befestigt, die Meßstellen Nr. 5 bis 9 zur Messung der Längsdehnungen ϵ_x hingegen einseitig an der Flanschoberkante mit Meßstreifen belegt. Alle Messungen mit

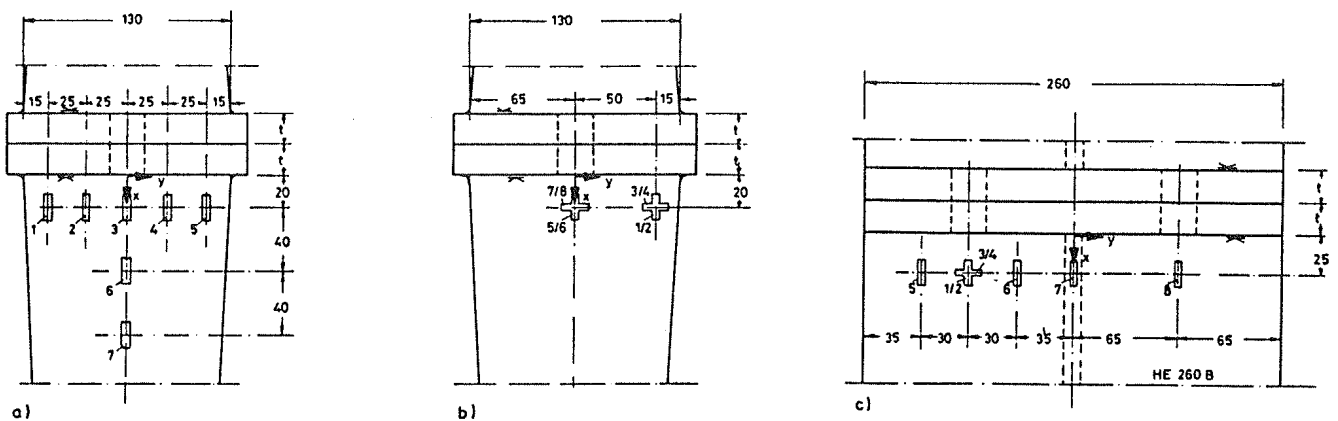


Bild 6.1: Anordnung der Dehnungsmeßstreifen am Zugblech von T-Stücken (a und b) und am Trägerzugflansch (c).

a) Meßversuche MV 31 und MV 32 (s. Tafel 6.1). Messung der Längsdehnungen ϵ_x über die Breite und Höhe des Zugbleches

b) Meßversuche MV 33. Messung der Längs- und Querdehnungen ϵ_x und ϵ_y in der Symmetrieachse und am Rand beidseitig des Zugbleches

c) Meßversuch MV 34. Messung der Längsdehnungen ϵ_x einseitig, in einem Punkt Längs- und Querdehnungen ϵ_x und ϵ_y beidseitig des Zugflansches

Rosetten (Dehnungen ϵ_x und ϵ_y) wurden in Viertelbrückenschaltung durchgeführt, so daß die Dehnungen getrennt auf jeder Blech- oder Flanschseite gemessen werden konnten. Die äußeren Lasten $2 F_B$ für die T-Verbindungen und die Einzellast ΔF in Trägermitte wurden wieder in gleicher Art wie bereits bei den Dehnungsmessungen an Schrauben als fortlaufend vergrößerte Lastamplituden aufgebracht. Gemessen wurde unter der Maximallast und unter der Last $2 F_B = \Delta F = .0$ des jeweiligen Lastzyklus. Die Messung ohne äußere Last lieferte dabei die Restdehnung $\epsilon_{x,r}$ und $\epsilon_{y,r}$, die Dehnungsdifferenz in der Entlastungsphase Doppelamplituden $\Delta\epsilon_x$ und $\Delta\epsilon_y$ (elastische Dehnungen). Als Maximallastamplituden wurden $2 F_B = 350 \text{ kN} > 2 \cdot 1,0 F_V^{\text{DAST}}$ und $\Delta F = 200 \text{ kN}$ (Einzellast in Trägermitte) gewählt. Da bei den T-Verbindungen solche hohe Dauerschwinglasten für "mittigen" Plattenkontakt gefahren wurden, wurden auch hier "mittige" Zwischenplättchen wie im Fall "B" (Bilder 4.13 und 4.14) gewählt.

6.3 Versuchsergebnisse

6.3.1 T-Verbindungen

6.3.1.1 Gemessene Dehnungen

6.3.1.1.1 Meßversuch MV 31

Betrachten wir zunächst die Ergebnisse des Meßversuchs MV 31 an einer T-Verbindung gemäß Versuchsreihe 1 mit Zugblech der Dicke $t_S = 12$ mm und Kopfplatte der Dicke $t = 20$ mm. Bild 6.2 zeigt die gemessenen Dehnungen ϵ_x an den Meßstellen 1 bis 5, aufgetragen im Schnitt A - A im Abstand 20 mm von der Kopfplatte, Bild 6.3 die gemessenen Dehnungen ϵ_x an den Meßstellen 3, 6 und 7, dargestellt entlang der Symmetrieachse des Zugblechs (Schnitt B - B). Aus Übersichtsgründen wird auf die Darstellung der Ergebnisse für kleinere Lastzyklen mit $2 F_B < 150$ kN verzichtet, die Dehnungen sind hierfür linear zu interpolieren. Ein Fehler im Versuchsablauf verhinderte die Messungen für Lastzyklus $2 F_B = 325$ kN, wofür die Dehnungen jedoch abgeschätzt werden können. Für die Interpolation der Dehnungen zwischen den Meßpunkten wurden kubische Parabeln verwandt.

Was die Dehnungsverteilung im Schnitt A - A (Bild 6.2) betrifft, so sind für $2 F_B < 300$ kN um etwa 40 % höhere Dehnungen an den Meßstellen 2 und 3 als an den übrigen festzustellen. Mit dem Auftreten von Restdehnungen $\epsilon_{x,r}$ für $2 F_B = 0$ bei Lastzyklus $2 F_B = 300$ kN wird die maximale Gesamtdehnung $\epsilon_{x,ges}$ an Meßstelle 2 außerhalb der Symmetrieachse beobachtet, wo allerdings auch die größten Restdehnungen $\epsilon_{x,r}$ gemessen werden. Wie Bild 6.4 ausweist, sind die elastischen Dehnungsanteile $\Delta\epsilon_x$ als Differenzdehnungen unter Maximallast und $2 F_B = 0$ eines Lastzyklus durchweg maximal an Meßstelle 3 in der Mitte des Zugbleches zu finden. Die unsymmetrische Dehnungsverteilung und die damit verbundene einseitige Ausbildung von Zonen bleibender Dehnungen, die wegen hoher Gesamtdehnungen $\epsilon_{x,ges} > \epsilon_{0,2} = 1143 \cdot 10^{-6}$ plastische Dehnungsanteile erwarten lassen, muß nicht weiter erstaunen. Die Ursache ist eine unsymmetrische Pressungsverteilung zwischen den Kopfplatten entlang des Zugbleches, die wegen der

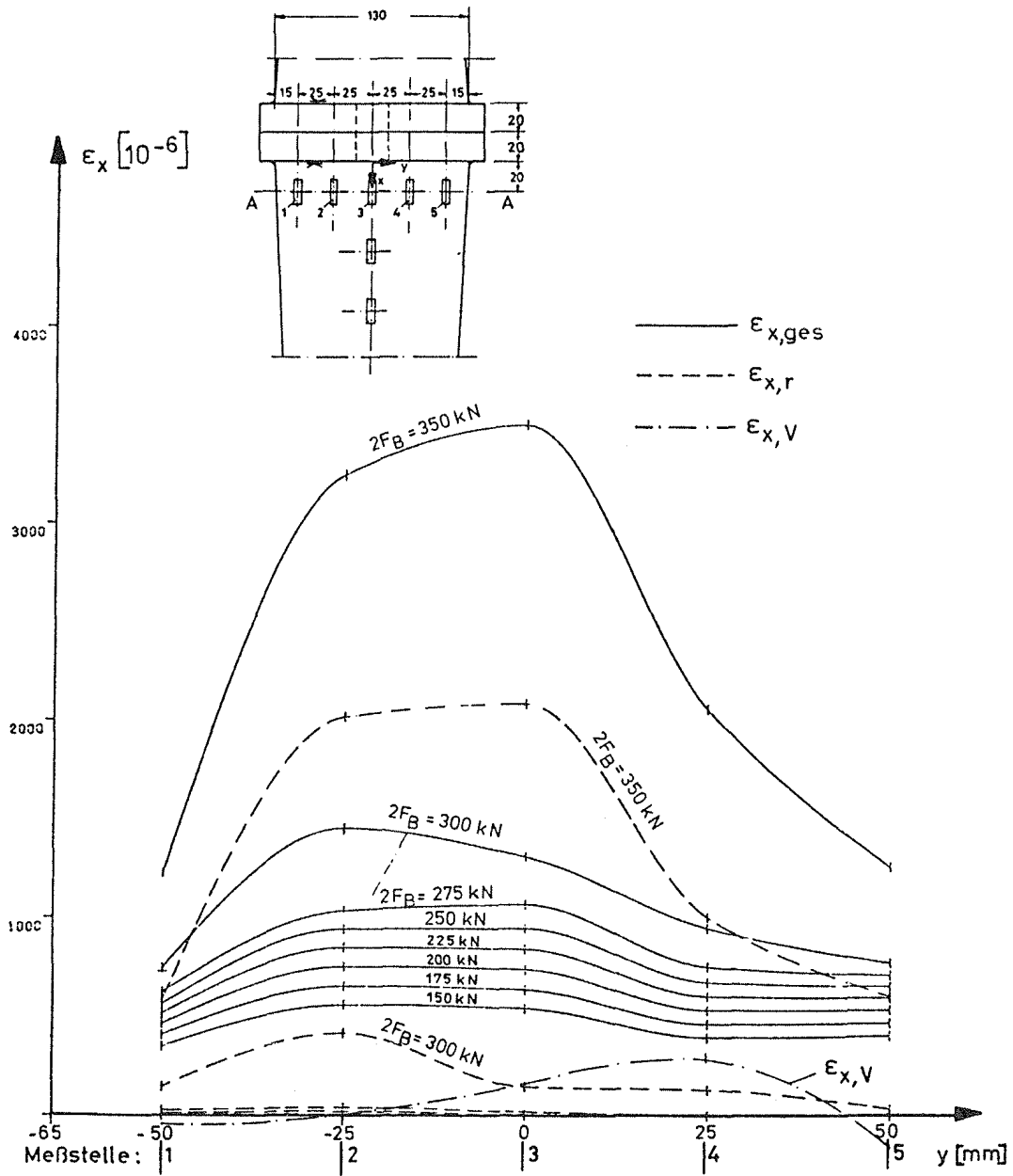


Bild 6.2: Meßversuch MV 31. Gemessene Längsdehnungen ϵ_x im Schnitt A - A eines T-Stückes der Versuchsserie 1. Dehnungen $\epsilon_{x,V}$ im Vorspannzustand, Gesamtdehnungen $\epsilon_{x,ges}$ unter äußerer Last $2F_B$ und Restdehnungen $\epsilon_{x,r}$ nach Rücknahme der äußeren Last. Kopfplattendicke $t = 20$ mm, Zugblechdicke $t_S = 12$ mm, Schrauben M 20, 10.9

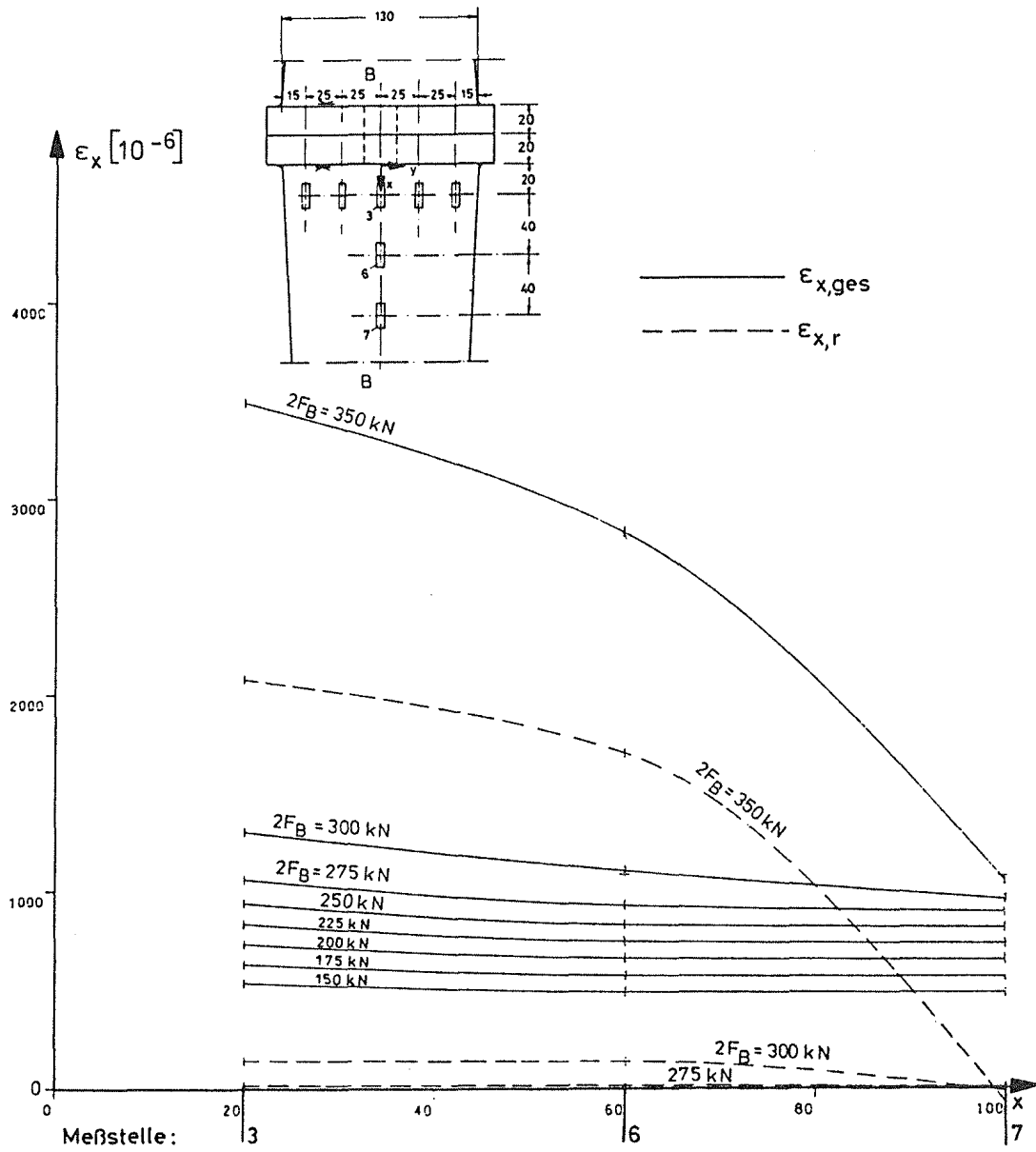


Bild 6.3: Meßversuch MV 31. Gemessene Längsdehnungen ϵ_x im Schnitt B - B eines T-Stückes der Versuchsserie 1. Gesamtdehnungen $\epsilon_{x,ges}$ unter äußerer Last $2F_B$ und Restdehnungen $\epsilon_{x,r}$ nach Rücknahme der äußeren Last. Kopfplattendicke $t = 20$ mm, Zugblechdicke $t_s = 12$ mm, Schrauben M 20, 10.9

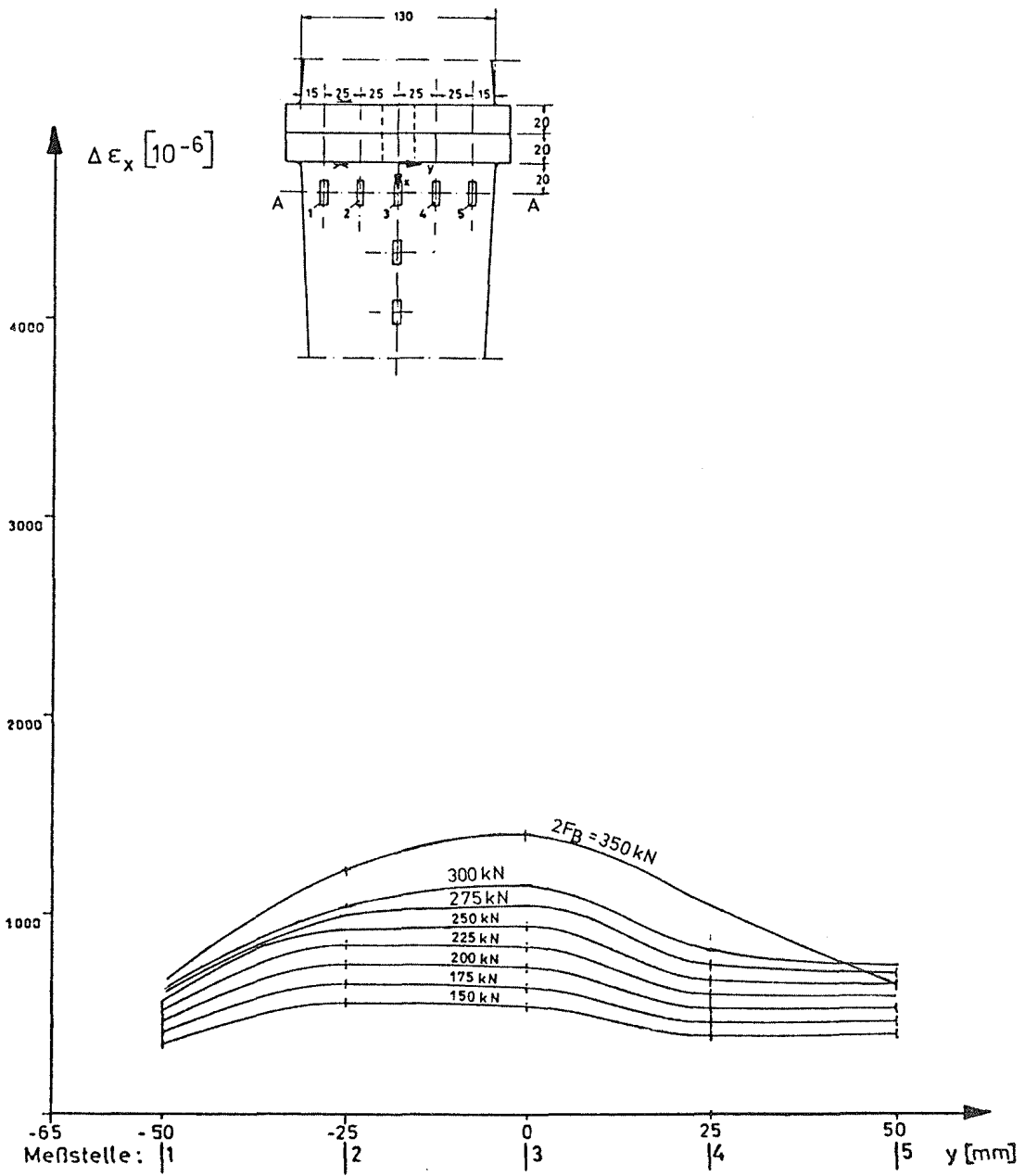


Bild 6.4: Meßversuch MV 31. Elastische Längsdehnungen $\Delta \epsilon_x$ im Schnitt A - A eines T-Stückes der Versuchsserie 1 infolge äußerer Last $2F_B$. Kopfplattendicke $t = 20 \text{ mm}$, Zugblechdicke $t_S = 12 \text{ mm}$, Schrauben M 20, 10.9

ungewollten Unebenheit auch in dieser Richtung nicht auszuschließen ist. Die aus Bild 6.2 ersichtliche Verteilung der Dehnungen $\epsilon_{x,v}$ infolge Schraubenvorspannung ist gleichermaßen unsymmetrisch, was auf die obengenannte unsymmetrische Pressungsverteilung hinweist. Betrachten wir den höchsten Lastzyklus mit $2 F_B = 350 \text{ kN}$, so weist Bild 6.2 große Bereiche mit $\epsilon_{x,r}$ über den gesamten Schnitt A - A aus, wobei der Maximalwert $\max \epsilon_{x,r}$ wieder zur Symmetrieachse (Meßstelle 3) wandert.

Die Ergebnisse in Bild 6.3 dokumentieren, daß die Restdehnungen $\epsilon_{x,r}$ etwa im Abstand 100 mm von der Kopfplatte (Meßstelle 7) zu Null werden. Das bedeutet, daß dort bereits mit einer weitestgehend gleichmäßigen Spannungsverteilung über die Breite des Zugbleches zu rechnen ist. Die elastischen Differenzdehnungen $\Delta\epsilon_x$ sind unvermindert noch in Höhe der Meßstelle 7 vorhanden.

Insgesamt bleibt festzustellen, daß größere bleibende Dehnungen $\epsilon_{x,r}$ bereits für den Lastzyklus $2 F_B = 300 \text{ kN} \cong 2 \cdot 0,94 F_V^{\text{DAST}}$ also für äußere Lasten kleiner der Schraubensollvorspannung $2 \cdot F_V^{\text{DAST}}$ gemessen werden. Die in Bild 6.4 aufgetragenen elastischen Dehnungen $\Delta\epsilon_x$ haben ihren Größtwert in Mitte des Zugbleches, was auch mit den von der Zugblechmitte ausgehenden Schweißnahttrissen in Übereinstimmung zu bringen ist. Bild 6.5 zeigt die elastischen Dehnungen $\Delta\epsilon_x$ an der interessierenden Meßstelle 3 in Zugblechmitte, aufgetragen über die äußere Last $2 F_B$. Als größte Dehnungsdoppelamplitude wird für $2 F_B = 350 \text{ kN}$ $\Delta\epsilon_x = 1410 \cdot 10^{-6}$ gemessen, was einer Spannung $\Delta\sigma_x = 296 \text{ N/mm}^2$ im einachsigen Spannungszustand entspricht. Offen bleibt, ob die Fließgrenze des St 37 so hoch anzusetzen ist, oder ob sich in dieser Größe bereits die Wirkung von Eigenspannungen dokumentiert.

6.3.1.1.2 Meßversuch MV 32

Betrachten wir zunächst wieder die Dehnungen ϵ_x an den Meßstellen 1 bis 5 im Schnitt A - A. Für den vorliegenden Fall der dickeren Kopfplatte $t = 30 \text{ mm}$ und des dickeren Zugbleches $t_S = 16 \text{ mm}$ zeigt Bild 6.6 wie zu erwarten durchweg geringere Dehnungen $\epsilon_{x,\text{ges}}$ und $\epsilon_{x,r}$. Während im Meßversuch MV 31 im unteren Lastbereich

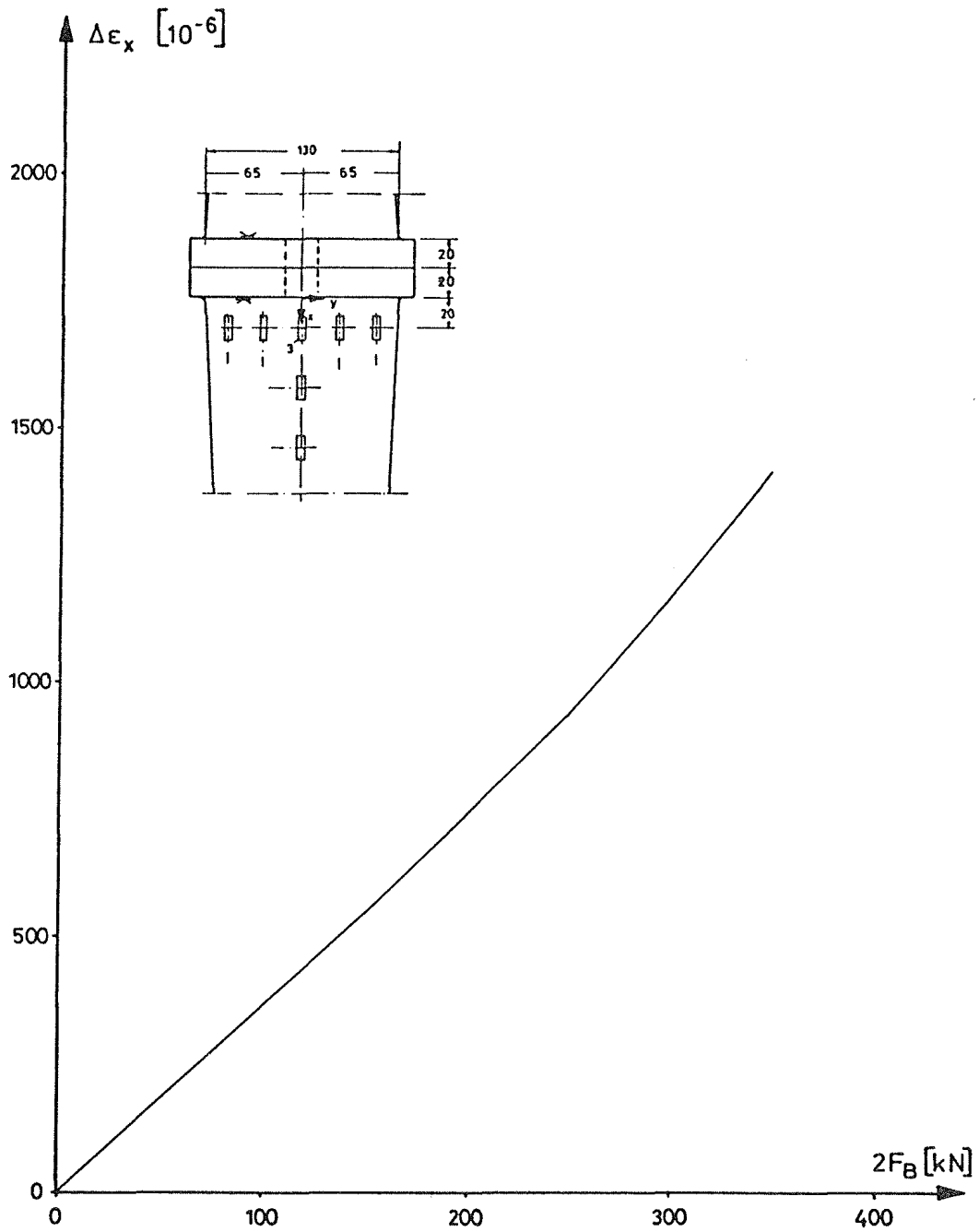


Bild 6.5: Meßversuch MV 31. Elastische Längsdehnungen $\Delta\epsilon_x$ an Meßstelle 3 eines T-Stückes der Versuchsserie 1 infolge äußerer Last $2F_B$. Kopfplattendicke $t = 20$ mm, Zugblechdicke $t_S = 12$ mm, Schrauben M 20, 10.9

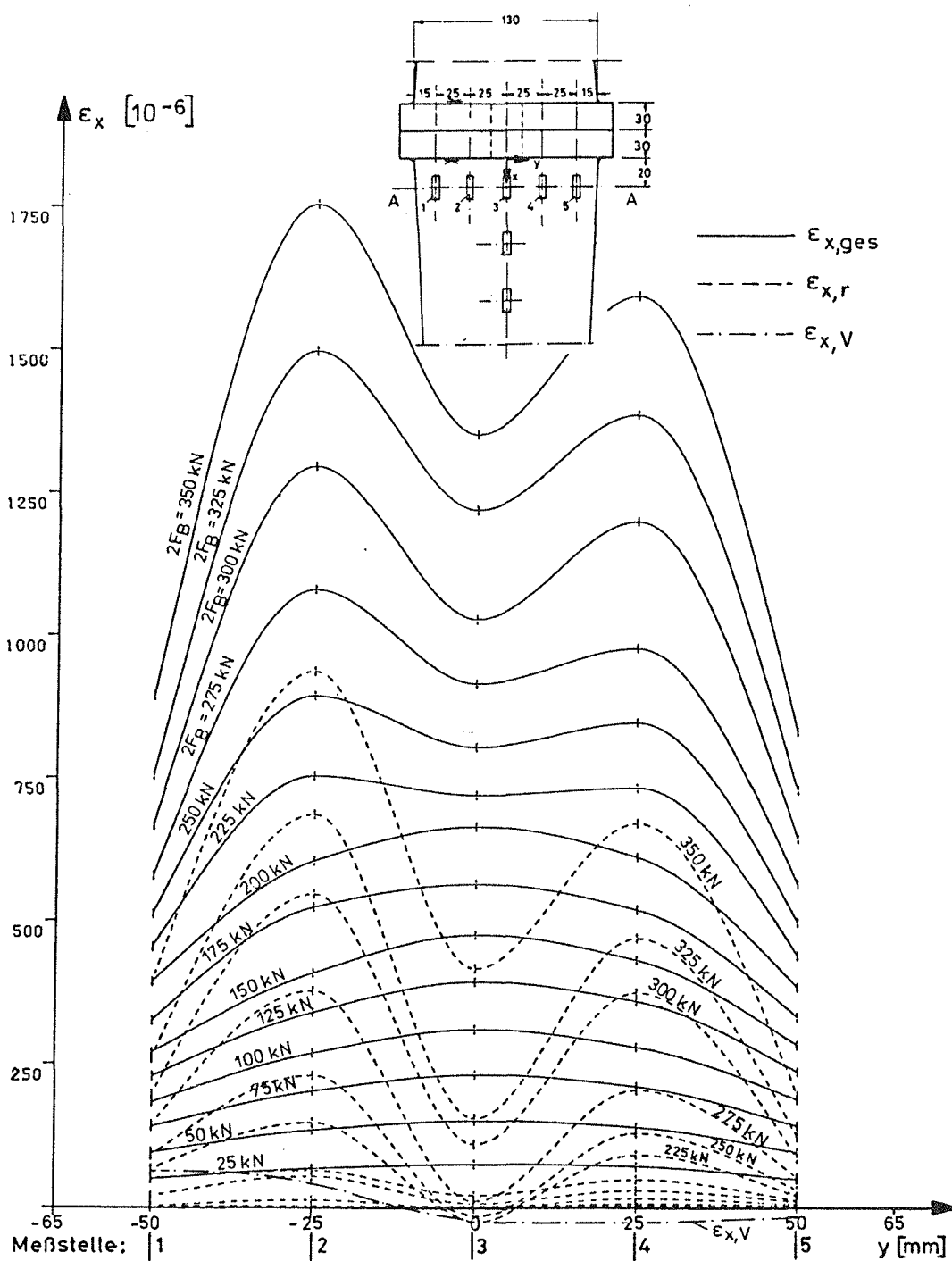


Bild 6.6: Meßversuch MV 32. Gemessene Längsdehnungen ϵ_x im Schnitt A - A eines T-Stückes der Versuchsserie 2. Dehnungen $\epsilon_{x,v}$ im Vorspannungszustand, Gesamtdehnungen $\epsilon_{x,ges}$ unter äußerer Last $2F_B$ und Restdehnungen $\epsilon_{x,r}$ nach Rücknahme der äußeren Last. Kopfplattendicke $t = 30$ mm, Zugblechdicke $t_s = 16$ mm, Schrauben M 20, 10.9

nur für Meßstelle 2 erhöhte Restdehnungen $\epsilon_{x,r}$ gemessen wurden (Bild 6.2), sind hier bei steiferer Konstruktion solche Restdehnungshügel $\epsilon_{x,r}$ beidseitig der Zugblechmitte an den Meßstellen 2 und 4 festzustellen. Dies trifft zu für die Lastzyklen mit $2 F_B \cong \cong 225 \text{ kN}$, wo Dehnungsspitzen für $\epsilon_{x,ges}$ und $\epsilon_{x,r}$ an diesen Meßstellen registriert werden. Bemerkenswert ist, daß für den Lastzyklus mit $2 F_B = 225 \text{ kN}$ bereits für $\epsilon_{x,ges} = 750 \cdot 10^{-6}$ (entsprechend $\sigma_x = 157 \text{ N/mm}^2 < R_{p0,2}$ für den Fall des einachsigen Spannungszustandes) Zonen mit Restdehnungen $\epsilon_{x,r}$ in den Drittelpunkten des Zugbleches (Meßstellen 2 und 4) ausgebildet werden. Das deutet auf hohe Eigenspannungen hin. Versucht man eine Aufteilung der Dehnungen $\epsilon_{x,r}$ in plastische Dehnungsanteile $\epsilon_{x,p1}$ und in elastische Dehnungsanteile $\epsilon_{x,r,e1}$ eines Eigenspannungszustandes, so ergeben sich für konstant über den Schnitt A - A verteilt angenommene plastische Zugdehnungen $\epsilon_{x,p1} = \text{konst}$ im Bereich der Meßstellen 2 und 4 elastische Restdehnungen $\epsilon_{x,r,e1} > 0$ sowie im Bereich der Meßstellen 1, 3 und 5 elastische Restdehnungen $\epsilon_{x,r,e1} < 0$. Als Ursache für solche Druckdehnungen in Blechmitte (Meßstelle 3) und Zugdehnungen in den Drittelpunkten (Meßstellen 2 und 4) käme ein Eigenspannungsdiagramm aus dem Schweißen der K-Naht, aber auch aus örtlichen Plastizierungen im Bereich der konzentrierten Lasteintragung durch die Schrauben in Betracht. Auf das Vorhandensein einer solchen Konzentration deuten die Dehnungsverteilungen für die Lastzyklen $2 F_B \cong 200 \text{ kN}$ mit ihren Größtdehnungen in Zugblechmitte hin.

Für die Dehnungsverteilung im Schnitt B - B entlang der Symmetrieachse des Zugbleches ist anzumerken, daß das Maximum der Restdehnungen $\epsilon_{x,r}$ im Abstand von 60 mm von der Kopfplatte bei Meßstelle 6 gemessen wurde, im Bereich der Meßstelle 7 sind die Restdehnungen dann abgeklungen (Bild 6.7).

Bild 6.8 zeigt die Doppelamplitude $\Delta\epsilon_x$ der Zugblechdehnungen im Schnitt A - A. Wie bereits im Meßversuch MVT 31 sind die Größtwerte auch hier wieder in Zugblechmitte an Meßstelle 3 vorhanden. Bild 6.9 zeigt die Meßwerte $\Delta\epsilon_x$ an dieser Stelle in Abhängigkeit von der äußeren Last $2 F_B$.

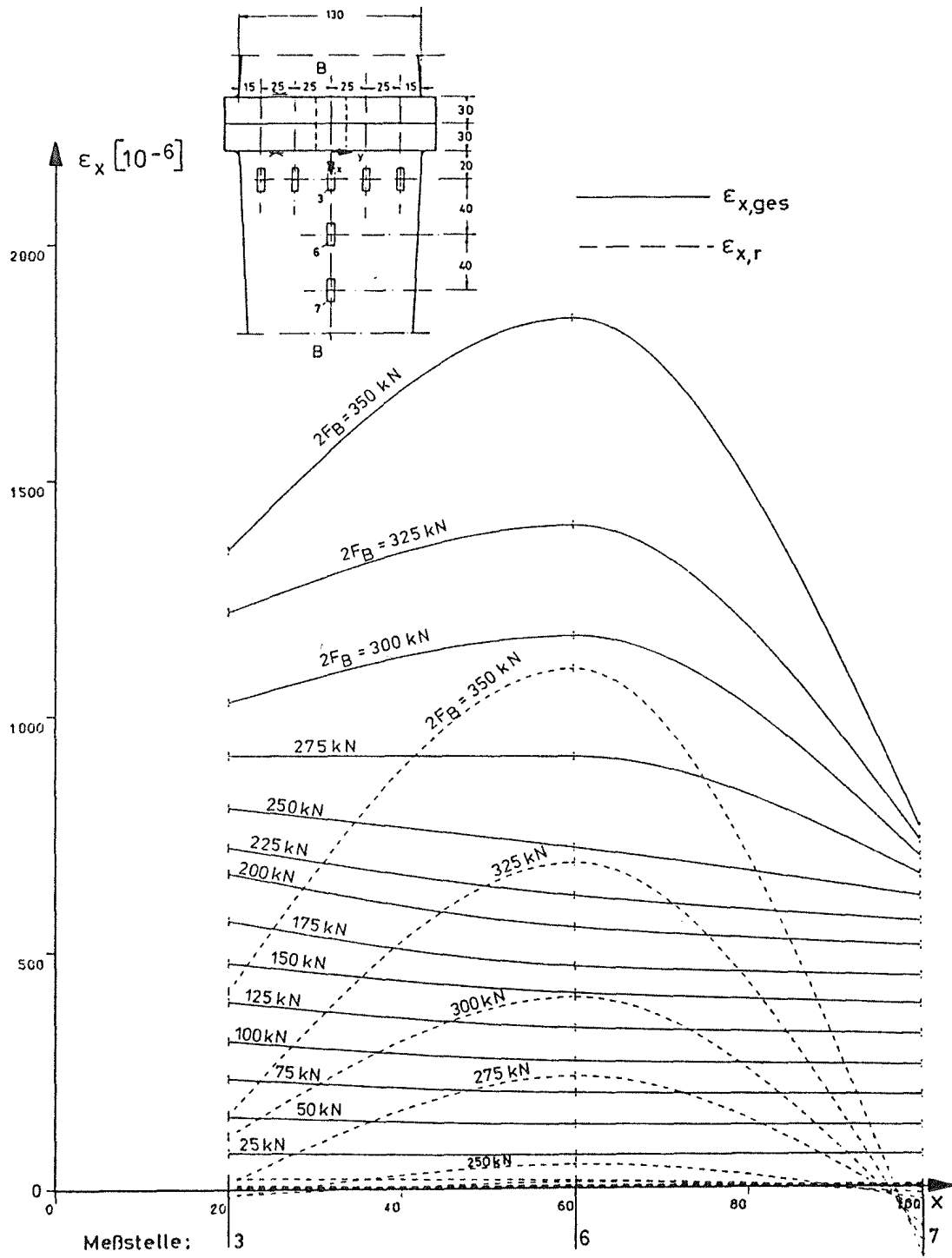


Bild 6.7: Meßversuch MV 32. Gemessene Längsdehnungen ϵ_x im Schnitt B - B eines T-Stückes der Versuchsserie 2. Gesamtdehnungen $\epsilon_{x,ges}$ unter äußerer Last $2F_B$ und Restdehnungen $\epsilon_{x,r}$ nach Rücknahme der äußeren Last. Kopfplattendicke $t = 30$ mm, Zugblechdicke $t_s = 16$ mm, Schrauben M 20, 10.9

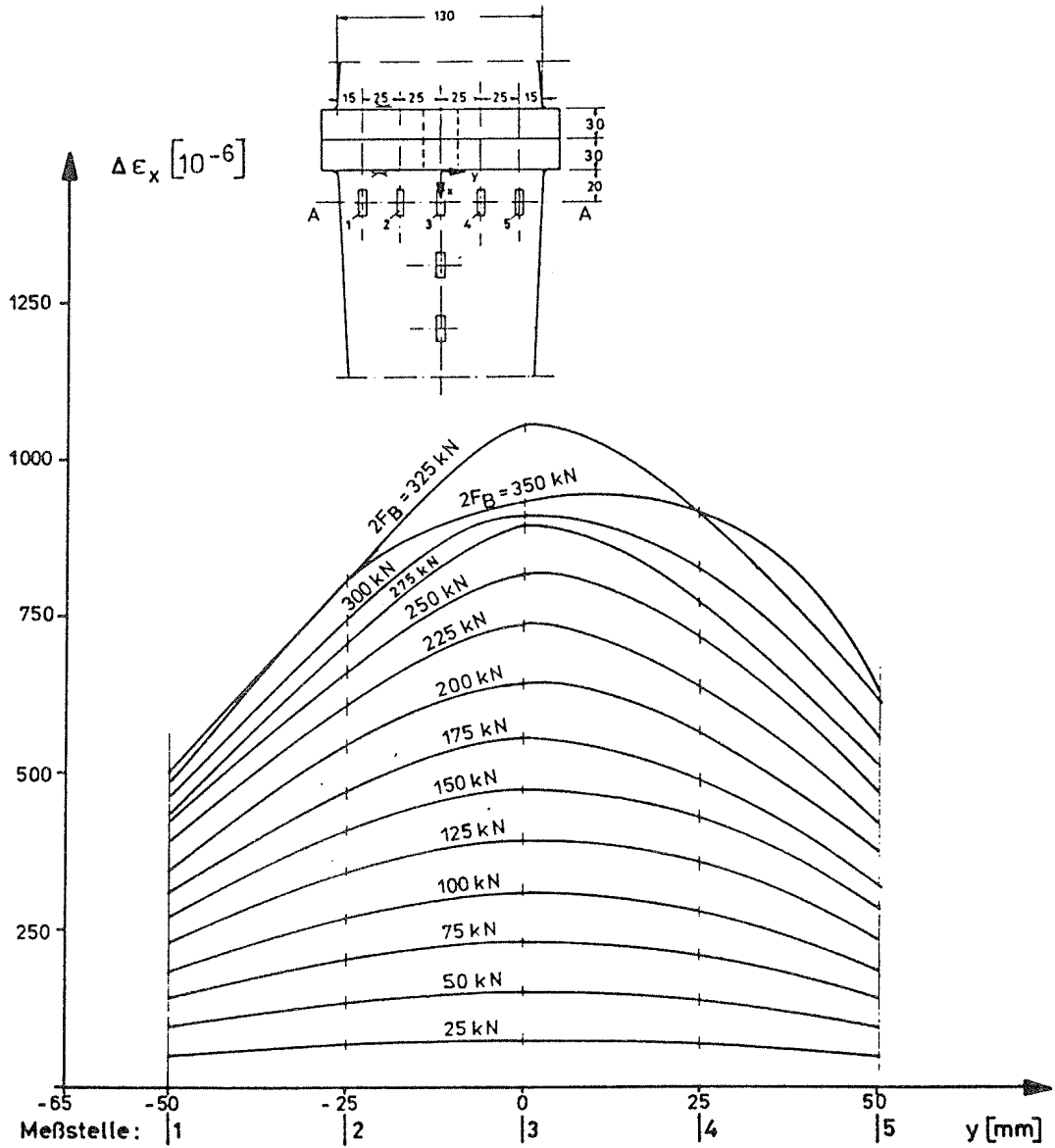


Bild 6.8: Meßversuch MV 32. Elastische Längsdehnungen $\Delta \epsilon_x$ im Schnitt A - A eines T-Stückes der Versuchsserie 2 infolge äußerer Last $2F_B$. Kopfplattendicke $t = 30$ mm, Zugblechdicke $t_s = 16$ mm, Schrauben M 20, 10.9

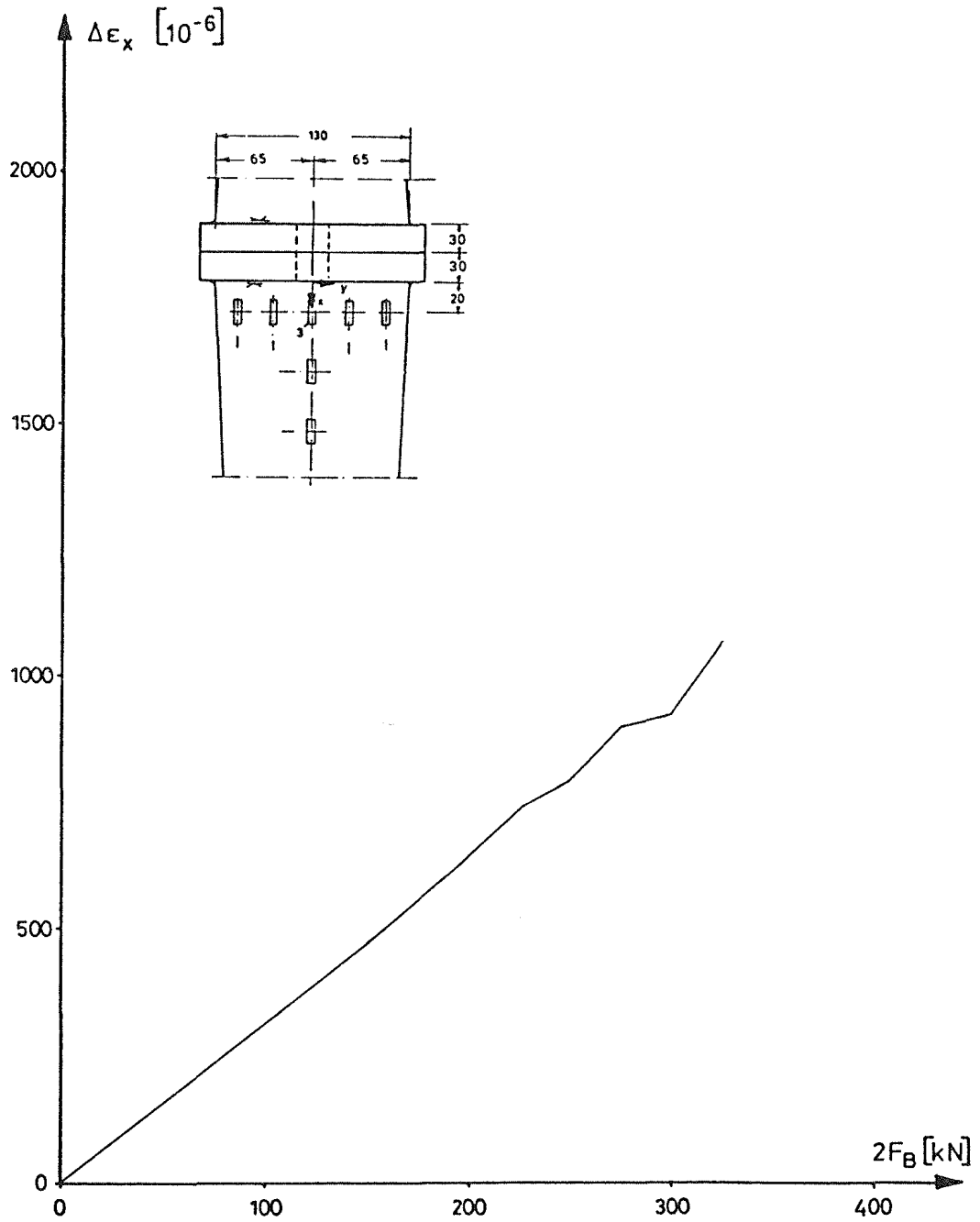


Bild 6.9: Meßversuch MV 32. Elastische Längsdehnungen $\Delta \epsilon_x$ an Meßstelle 3 eines T-Stückes der Versuchsserie 2 infolge äußerer Last $2F_B$. Kopfplattendicke $t = 30$ mm, Zugblechdicke $t_S = 16$ mm, Schrauben M 20, 10.9

6.3.1.1.3 Meßversuch MV 33

Wie bereits in Kap. 6.2 erläutert, wurde für Meßversuch MV 33 das T-Stück des Meßversuchs MV 31 neu mit Dehnungsmeßstreifen bestückt, so daß in Zugblechmitte sowie am Rand des Zugbleches Querdehnungen ϵ_y gemessen werden konnten. Das Ergebnis dieser Messung zeigt Bild 6.10, wo das Verhältnis der Quer- und Längsdehnungen $\Delta\epsilon_y/\Delta\epsilon_x$ über der äußeren Last $2F_B$ aufgetragen ist. Es zeigt sich, daß diese Relation nahezu unabhängig von der äußeren Last ist, darüber hinaus $\Delta\epsilon_y/\Delta\epsilon_x$ auch für Zugblechmitte und Zugblechrand nur geringfügig differiert. Für die folgenden Spannungsberechnungen wird $\Delta\epsilon_y/\Delta\epsilon_x = -0,37$ für den Meßpunkt 3 in Zugblechmitte als konstant über den gesamten Lastbereich angenommen. Trotz Behinderung der

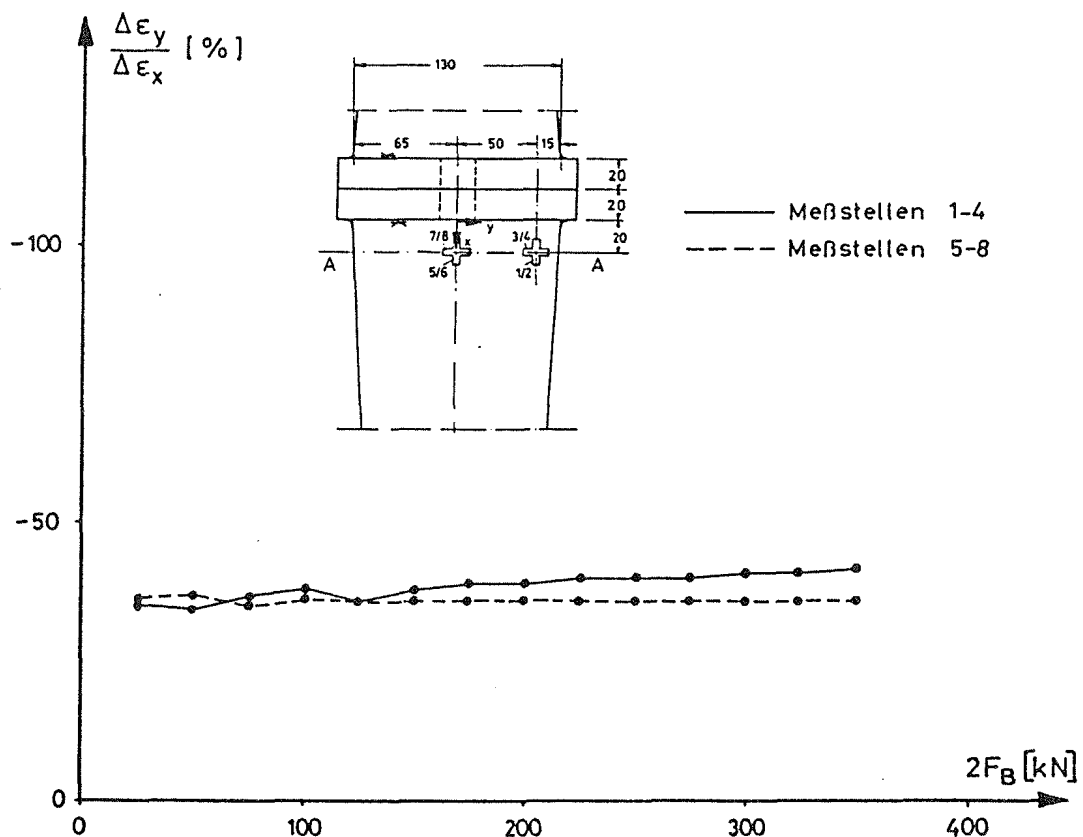


Bild 6.10: Meßversuch MV 33. Relation elastischer Querdehnungen $\Delta\epsilon_y$ zu elastischen Längsdehnungen $\Delta\epsilon_x$ im Schnitt A - A eines T-Stückes der Versuchsserie I infolge äußerer Last $2F_B$, Kopfplattendicke $t = 20$ mm, Zugblechdicke $t_s = 12$ mm, Schrauben M 20, 10.9

Quereinschnürung durch die angeschweißte Kopfplatte ist $\Delta\epsilon_y$ größer als $\mu \cdot \Delta\epsilon_x$ mit $\mu = 0,3$.

6.3.1.2 Spannungen in den Schweißnähten

Die Spannungsberechnung für die K-Nähte der T-Verbindungen gemäß Versuchsreihe 1 und 2 (siehe Tafel 4.1) stützt sich auf die Ergebnisse der Dehnungsmessungen in den Meßversuchen MV 31 bis MV 33. Für die T-Verbindung gemäß Reihe 2 wurden Querdehnungen ϵ_y nicht gemessen und zur Spannungsberechnung näherungsweise das Verhältnis $\Delta\epsilon_y/\Delta\epsilon_x = -0,37$, wie in MV 33 ermittelt, angenommen. Da die Dauerschwingrisse an den Schweißnähten der T-Verbindungen durchweg in Zugblechmitte begannen und die Messungen hier auch die Größtwerte $\Delta\epsilon_x$ ergeben, werden nur Spannungen $\max \sigma_x$ für den Meßpunkt 3 (siehe Bild 6.1) berechnet. Unterstellt seien dazu die Normalspannungen des ebenen Spannungszustandes:

$$\Delta\sigma_x = \frac{E}{1 - \mu^2} (\Delta\epsilon_x + \mu \cdot \Delta\epsilon_y)$$

und

$$\Delta\sigma_y = \frac{E}{1 - \mu^2} (\Delta\epsilon_y + \mu \cdot \Delta\epsilon_x) \quad .$$

Mit den Werkstoffkenngrößen für Stahl $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$ und $\mu = 0,3$ sowie der gemessenen Querdehnung $\Delta\epsilon_y = -0,37 \cdot \Delta\epsilon_x$ berechnet sich die gesuchte Maximalspannung des Spannungshügels zu

$$\begin{aligned} \max \Delta\sigma_x &= \frac{0,21}{1 - 0,3^2} (1 - 0,3 \cdot 0,37) \max \Delta\epsilon_x \\ &= 0,21 \cdot \max \Delta\epsilon_x \end{aligned}$$

und die zugehörige Spannung in Querrichtung zu

$$\begin{aligned} \max \Delta\sigma_y &= \frac{0,21}{1 - 0,3^2} (-0,37 + 0,3) \max \Delta\epsilon_x \\ &= -0,02 \cdot \max \Delta\epsilon_x \approx 10 \% \text{ von } \max \Delta\sigma_x \end{aligned}$$

mit $\max \Delta\sigma_x, \max \Delta\sigma_y \quad [\text{N/mm}^2]$

und $\max \Delta\epsilon_x \quad [10^{-6}] \quad .$

Die mit Hilfe der Dehnungen nach Bild 6.5 und 6.9 berechneten Spannungen $\max \Delta\sigma_x$ sind in Bild 6.11 in Abhängigkeit von der äus-

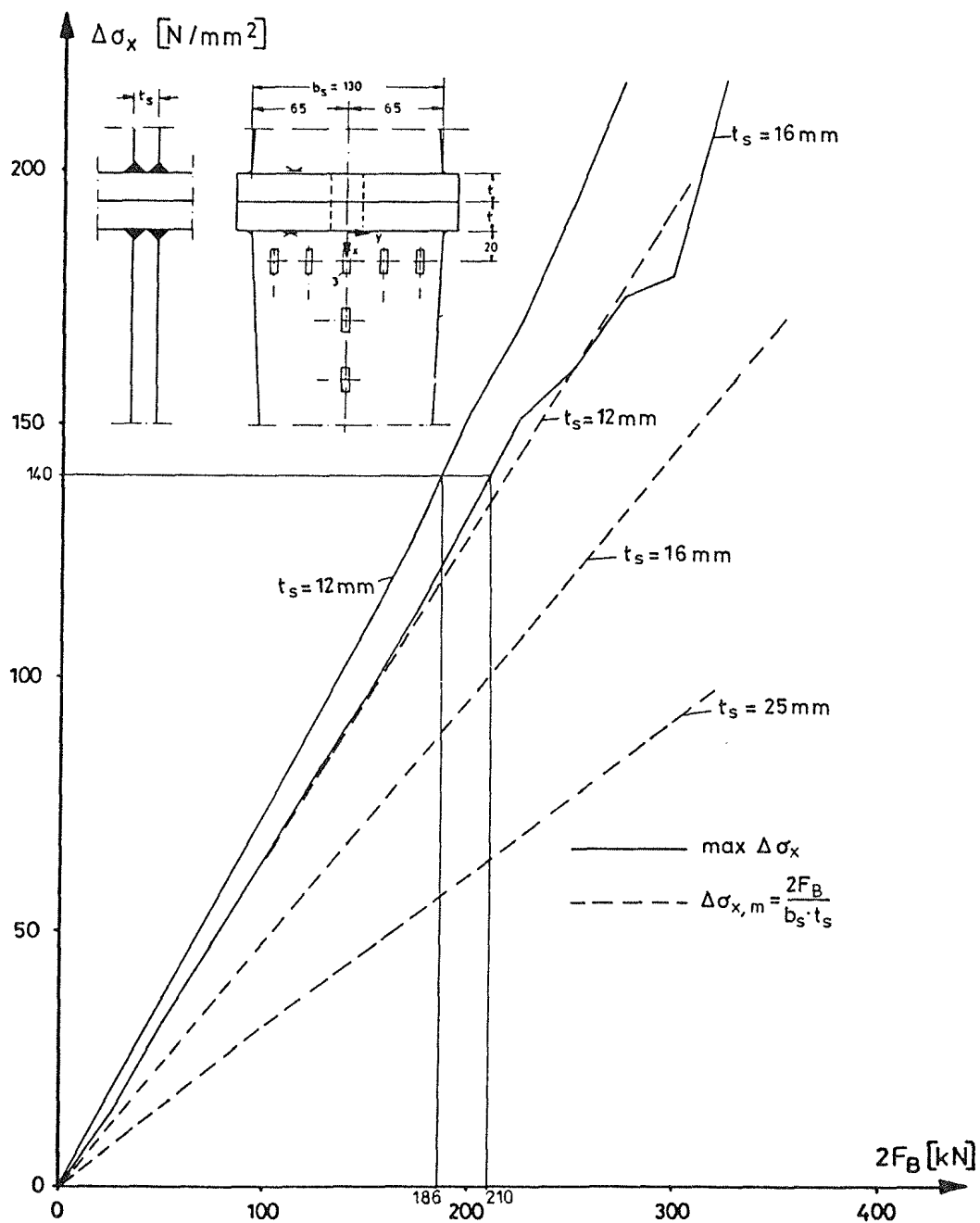


Bild 6.11: Meßversuche MV 31, MV 32, MV 33. Maximale Spannungen $\max \Delta\sigma_x$ im "Spannungshügel" an Meßstelle 3 und Spannungen $\Delta\sigma_{x,m}$ für konstante Lastverteilung infolge äußerer Last $2F_B$. T-Verbindungen der Versuchsserien 1 und 2 mit Zugblechdicken $t_s = 12$ (25) mm und $t_s = 16$ mm und Kopfplattendicken $t = 20$ mm und $t = 30$ mm, Schrauben M 20, 10.9

seren Last $2 F_B$ dargestellt. Zum Vergleich wird in Bild 6.11 die Mittelspannung $\Delta\sigma_{x,m} = 2 F_B / (b \cdot t_S)$ angegeben, wie sie für konstante Spannungsverteilung vorhanden wäre. Die Darstellung macht deutlich, daß die Maximalspannungen $\max \Delta\sigma_x$ an Meßstelle 3 für die steifere T-Verbindung der Versuchsreihe 2 mit Zugblechen der Dicke $t_S = 16$ mm nur in geringerem Maß reduziert werden, als dies die Umrechnung über die Zugblechdicken t_S bei den Mittelspannungen $\Delta\sigma_{x,m}$ ergibt. Als Sonderkonstruktion mit $t_S = 25$ mm dickem Zugblech kam Prüfkörper Nr. K 10 im Rahmen der Versuchsreihe 1 zum Einsatz. In Bild 6.11 ist deshalb auch $\sigma_{x,m}$ für das 25 mm dicke Zugblech ergänzt, wofür jedoch keine Messungen durchgeführt sind. Das Bild 6.11 zu entnehmende Verhältnis $\max \Delta\sigma_x / \Delta\sigma_{x,m}$, mithin die Spannungserhöhung der Maximalspannung gegenüber der Mittelspannung, ist in Tafel 6.2 angegeben. Es liegt für die T-Verbindung der Versuchsreihe 1 mit $t_S = 12$ mm in den Grenzen $1,16 \leq \max \Delta\sigma_x / \Delta\sigma_{x,m} \leq 1,23$ und für die T-Verbindung der Versuchsreihe 2 mit $t_S = 16$ mm in den Grenzen $1,24 \leq \max \Delta\sigma_x / \Delta\sigma_{x,m} \leq 1,40$. Damit ist maximal eine Spannungserhöhung von 40 % zu verzeichnen. Die Umrechnung auf mittragende Breiten $b_m = 2 F_B / (t_S \cdot \max \Delta\sigma_x)$ ergibt $105 \text{ mm} \leq b_m \leq 113 \text{ mm}$ für $t_S = 12$ mm (Reihe 1) und $93 \text{ mm} \leq b_m \leq 99 \text{ mm}$ für $t_S = 16$ mm (Reihe 2) gegenüber der geometrischen Breite von 130 mm. Unterstellen wir direkte Lasteintragung auf einer Breite entsprechend dem Durchmesser der Unterlegscheibe $d_u = 37$ mm (M 20), so läßt sich der in Bild 6.12 angegebene Winkel α der Lastverteilung für $t_S = 12$ mm mit $40^\circ \leq \alpha \leq 44^\circ$ und für $t_S = 16$ mm mit $35^\circ \leq \alpha \leq 38^\circ$ berechnen.

Tafel 6.2: Relation der Maximalspannungen $\max \Delta\sigma_x$ an Meßstelle 3 zu Spannungen $\Delta\sigma_{x,m}$ für konstante Spannungsverteilung (s. Bild 6.11) und mittragende Breiten b_m (s. Bild 6.12)

$2F_B$ [kN]	Meßversuch MV 31/33		Meßversuch MV 32	
	$\frac{\max \Delta\sigma_x}{\Delta\sigma_{x,m}}$	b_m [mm]	$\frac{\max \Delta\sigma_x}{\Delta\sigma_{x,m}}$	b_m [mm]
150	1,16	113	1,35	96
175	1,16	112	1,36	96
200	1,19	110	1,38	94
225	1,19	110	1,40	93
250	1,20	109	1,34	97
275	1,23	105	1,33	93
300	1,23	105	1,24	99
325			1,38	93

Im folgenden seien die im Dauerschwingversuch gerissenen T-Stücke der Versuchsreihe 1 und 2 nachgerechnet. Die Zusammenstellung dieser Prüfkörper enthält Tafel 6.3. Da die Prüfkörper bevor der Dauerschwingriß in der Naht auftrat zum Teil in mehreren Dauerschwingversuchen mit unterschiedlichen äußeren Lasten $2 F_B$ zum

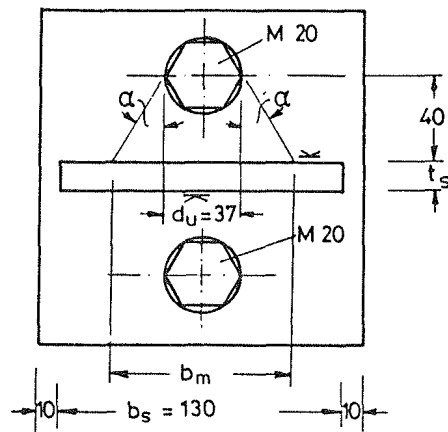


Bild 6.12: Lastausstrahlung in der Kopfplatte einer T-Verbindung. MV 31 + MV 33

Einsatz kamen, die Schweißnahttrisse jedoch im Fall der Prüfkörper K 1 und K 2 nicht im Versuch mit Maximallast auftraten, sind in Tafel 6.3 die zum Größtwert $\max 2 F_B$ zugehörige Lastspielzahl N und die Summe der Lastspielzahlen aller vorherigen Dauerschwingversuche mit Lasten $2 F_B \cong 2 \bar{F}_B$ mit diesem Prüfkörper einschließlich der zur Dauerschwinglast mit Schweißnahtriß $2 \bar{F}_B$ zugehörigen Bruchlastspielzahl aufgeführt. Die Schweißnahtspannungen sind für die maximale Versuchslast $2 F_B = \max 2 F_B$ und für die Versuchslast mit Schweißnahtriß $2 F_B = 2 \bar{F}_B$ angegeben. Gemäß DIN 4132 /28/ ist die K-Naht des T-Stücks in ihrer Ausführung als Sondergüte dem Kerbfall K 1 (Nr. 151) zugeordnet, was für die Dimensionierung der Schweißnähte mit $\sigma_{zul} = 125 \text{ N/mm}^2$ als zulässige Oberspannung für Ursprungsschwelllasten ($\kappa = 0$) auch unterstellt wurde. Da die zulässigen Spannungen eine Sicherheit von $\gamma = 4/3$ gegenüber der mittleren Überlebenswahrscheinlichkeit $P_{\bar{u}} = 90 \%$ der dauerhaft ertragbaren Spannungen beinhalten, ist für die Spannung $\gamma \cdot \sigma_{zul} (\kappa = 0) = 2 \sigma_{a,90\%} = 167 \text{ N/mm}^2$ mit einer mittleren Bruchwahrscheinlichkeit von 10 % zu rechnen. Alle ausgeführten Schweißnähte genügen dem Nachweis gegenüber $\sigma_{zul} =$

Tafel 6.3: Zusammenstellung der T-Verbindungen der Dauerschwingversuchsreihen 1 und 2 mit Schweißnahttrissen. Spannungen in der Schweißnaht für die maximal im Verlauf der Dauerschwingversuche aufgebrauchte Last $\max 2F_B$ und für die im Dauerschwingversuch mit Schweißnahttriss gefahrene Last $2\bar{F}_B$. Hochfeste Schrauben M 20, $F_V^{DASt} = 160 \text{ kN}$ im Dauerschwingversuch (s. Tafel 4.5 und 4.6)

Versuchsreihe Nr.	Prüfkörper Nr.	Zugbl. dicke t_s	Einsatz in den Dauerschwing- versuchen Nr.	Schweißnaht- riß im Dauer- schwingvers. Nr.	Maximal- last $\max 2F_B$	Last $2\bar{F}_B$ im Versuch mit Schweiß- nahtriß	Lastspiele N für		$\Delta\sigma_{x,m}$ für				$\frac{\Delta\sigma_{x,m}}{\gamma\sigma_{zul}^1}$ für			
							$2F_B =$ $\max 2F_B$	$2F_B \geq$ $2\bar{F}_B$	$\max 2F_B$	$2\bar{F}_B$	$\max 2F_B$	$2\bar{F}_B$	$\max 2F_B$	$2\bar{F}_B$	$\max 2F_B$	$2\bar{F}_B$
					[kN]	[10^6]	[N/mm ²]				[%]					
1	K 2	12	11 - 15	15	190	155	0,1	3,1	122	99	143	115	73	59	86	69
	K 3	12	16,17,22-29	29	190	100	2,0	2,6	122	64	143	74	73	38	86	44
	K 4	12	18 - 20	20	200	200	0,6	0,6	128	128	152	152	77	77	91	91
	K 5	12	30 - 33	33	280	280	1,1	1,1	180	180	219	219	108	108	131	131
	K 7	12	36, 37	37	220	220	0,3	0,3	141	141	166	166	84	84	99	99
	K 8	12	34	34	250	250	0,3	0,3	160	160	192	192	96	96	115	115
	K 9	12	35	35	200	200	0,5	0,5	128	128	152	152	77	77	91	91
	K10	25	38	38	250	250	1,2	1,2	77	77			46	46		
2	K11	16	39	39	200	200	1,7	1,7	96	96	132	132	57	57	79	79

1) $\gamma\sigma_{zul} = 167 \text{ N/mm}^2$ (DIN 4132)

= 125 N/mm² bei einer rechnerischen Spannung $\Delta\sigma_{x,m} = 2 \cdot 0,6 \cdot F_V^{DAST} / (b \cdot t_S)$. Dabei ist $F_B = 0,6 \cdot F_V^{DAST}$ die zulässige äußere Axialkraft je Schraube nach DAST-Ri 010 /1/.

Ein Vergleich der Spannungen $\Delta\sigma_{x,m}$ und $\max \Delta\sigma_x$ mit der dauerhaft ertragbaren Spannung für $P_{\ddot{u}} = 90 \%$ von 167 N/mm² zeigt, daß nur im Fall des Prüfkörpers K 5 unter verhältnismäßig hoher äußerer Last $2 F_B = 280 \text{ kN} = 2 \cdot 0,88 F_V^{DAST}$ die Mittelspannung $\Delta\sigma_{x,m}$ diesen Grenzwert geringfügig überschreitet. Bei Berücksichtigung des "Spannungshügels" fällt die Maximalspannung $\max \Delta\sigma_x$ für diesen Fall noch höher aus. Der Schweißnahtriß im Fall K 5 ist damit erklärlich. Betrachten wir die Fälle mit $\max \Delta\sigma_x \cong 0,9 \cdot 2 \sigma_{a,90} \%$ noch als möglicherweise dauerschwingrißgefährdet, so sind die Schweißnahttrisse an den Prüfkörpern K 2, K 3, K 11 und vor allem an Prüfkörper K 10 mit dickem Zugblech $t_S = 25 \text{ mm}$ allein mit Hilfe der Spannungserhöhung nicht erklärlich. Für $t_S = 25 \text{ mm}$ kann $\max \Delta\sigma_x$ nur geschätzt werden, die Maximalspannung dürfte jedoch hier weit geringer als $2 \sigma_{a,90} \% = 167 \text{ N/mm}^2$ ausfallen. Da alle Schweißnahttrisse durchweg von dem zugblechseitigen Nahtübergang der Schweißnaht ausgehen, muß gefragt werden, inwieweit der Nahtübergang zum Zugblech den Anforderungen der Schweißnahtsondergüte mit "erforderlichenfalls bearbeiteten Nahtübergängen" genügt. Hierzu ist zu sagen, daß bei allen T-Stücken mit Einbrandkerben die Nahtübergänge nachgeschliffen und so im Sinne der DIN nachbearbeitet wurden. Es bleibt damit der Schluß, daß die Kerbfalleinstufung nach DIN 4132 als Kerbfall mit "mäßiger Kerbwirkung" (K 1) hier zu günstig gewählt ist. Unterstellen wir die Einstufung als "mittlere Kerbwirkung" (K 2), wie sie DIN 15018 /3/ empfiehlt als richtiger, so ergibt sich nur $2 \sigma_{a,90} \% = 4/3 \cdot 105 = 140 \text{ N/mm}^2$ als ertragbare Spannungsdoppelamplitude für $P_{\ddot{u}} = 90 \%$. Der Vergleich mit $\max \Delta\sigma_x$ zeigt, daß damit in der Mehrzahl der Fälle $\max \Delta\sigma_x > 2 \cdot \Delta\sigma_{a,90} \%$ ausfällt und damit die Schweißnahttrisse begründbar sind. Der Fall des Prüfkörpers K 11, hier werden 94 % des Grenzwertes erreicht, kann noch in den Streubereich für mögliche Dauerschwingbrüche einbezogen werden. Im Fall des Prüfkörpers K 2, wo der Schweißnahtriß nicht unter Maximallast $\max 2 F_B$ auftrat (siehe Tafel 6.3), wird unter der Versuchslast mit Schweißnahtriß $2 \bar{F}_B = 155 \text{ kN}$ nur 82 % von $2 \cdot \sigma_{a,90} \%$ nach DIN 15018 erreicht. Obgleich unter der Maximallast $\max 2 F_B = 190 \text{ kN} =$

= $1,36 \cdot 140$ im Dauerschwingversuch Nr. 11 (siehe Tafel 4.5) nur $N = 0,1 \cdot 10^6$ Lastspiele aufgebracht wurden, muß dabei dennoch eine Schädigung der Naht eingetreten sein.

Zusammenfassend kann gesagt werden, daß die Messungen an den Zugblechen von T-Verbindungen Spannungserhöhungen gegenüber der Rechnung mit konstanter Lastverteilung von maximal 23 % und 40 % für die Versuchsreihen 1 und 2 der Dauerschwingversuche ergeben (s. Tafel 6.2). Eine Erklärung für die Schweißnahttrisse gelingt jedoch nur in der Gegenüberstellung der Spannungen des "Spannungshügels" $\max \Delta \sigma_x$ mit der ertragbaren Spannung für Kerbfall K 2 nach DIN 15018 und nicht K 1 nach DIN 4132. Die Einstufung der K-Naht in der Ausführung als Sondergüte gemäß DIN 15018 ist damit sinnvoll, während die Bewertung als Kerbfall K 1 nach DIN 4132 hier zu günstig ausfällt. Für die gewählten T-Verbindungen gemäß Versuchsreihe 1 und 2 mit Zugblechdicken $t_S = 12$ mm und $t_S = 16$ mm ergibt die ungünstigere Einstufung nach K 2 mit $2 \sigma_{a,90} = 140$ N/mm² ($P_{\ddot{u}} = 90$ %, $\kappa = 0$) unter Zugrundelegung von $\max \Delta \sigma_x$ aus den Dehnungsmessungen gerade eine Überlebenswahrscheinlichkeit $P_{\ddot{u}} = 90$ % unter äußeren Lasten $2 F_B = 186$ kN $\hat{=} 2 \cdot 0,58 F_V^{DAST}$ und $2 F_B = 210$ kN $\hat{=} 2 \cdot 0,66 F_V^{DAST}$ (s. Bild 6.11). Bei den T-Verbindungen nach Versuchsreihe 1 waren alle T-Stücke mit Schweißnahttrissen zuvor im Dauerschwingversuch mit äußeren Lasten $2 F_B > 186$ kN belastet worden. Für Versuchsreihe 2 ist ein Schweißnahtriß unter $2 F_B = 200$ kN ≈ 210 zu verzeichnen (s. Tafel 6.3).

6.3.2 Kopfplattenverbindung

6.3.2.1 Gemessene Dehnungen

Im Rahmen des Meßversuchs MV 34 (Tafel 6.1) wurden Dehnungen am Zugflansch eines HE 260 B mit einer Kopfplattenverbindung gemäß Versuchsreihe 6 gemessen. Bild 6.13 zeigt für die flanschoberseitigen, auf der dem Trägersteg abgewandten Flanschseite Gesamtdehnungen $\epsilon_{x,ges}$ und Restdehnungen $\epsilon_{x,r}$ unter der maximalen Einzelast $F = \max F$ und unter $F = 0$ für jeden Lastzyklus (s. Kap. 6.2). Die Dehnungen an den Meßstellen 5, 1, 6, 7 und 8 wurden hier vereinfachend durch Geraden verbunden. Es zeigt sich, daß die Maximaldehnung $\max \epsilon_{x,ges}$ für alle Lastzyklen in Flanschmitte (Meß-

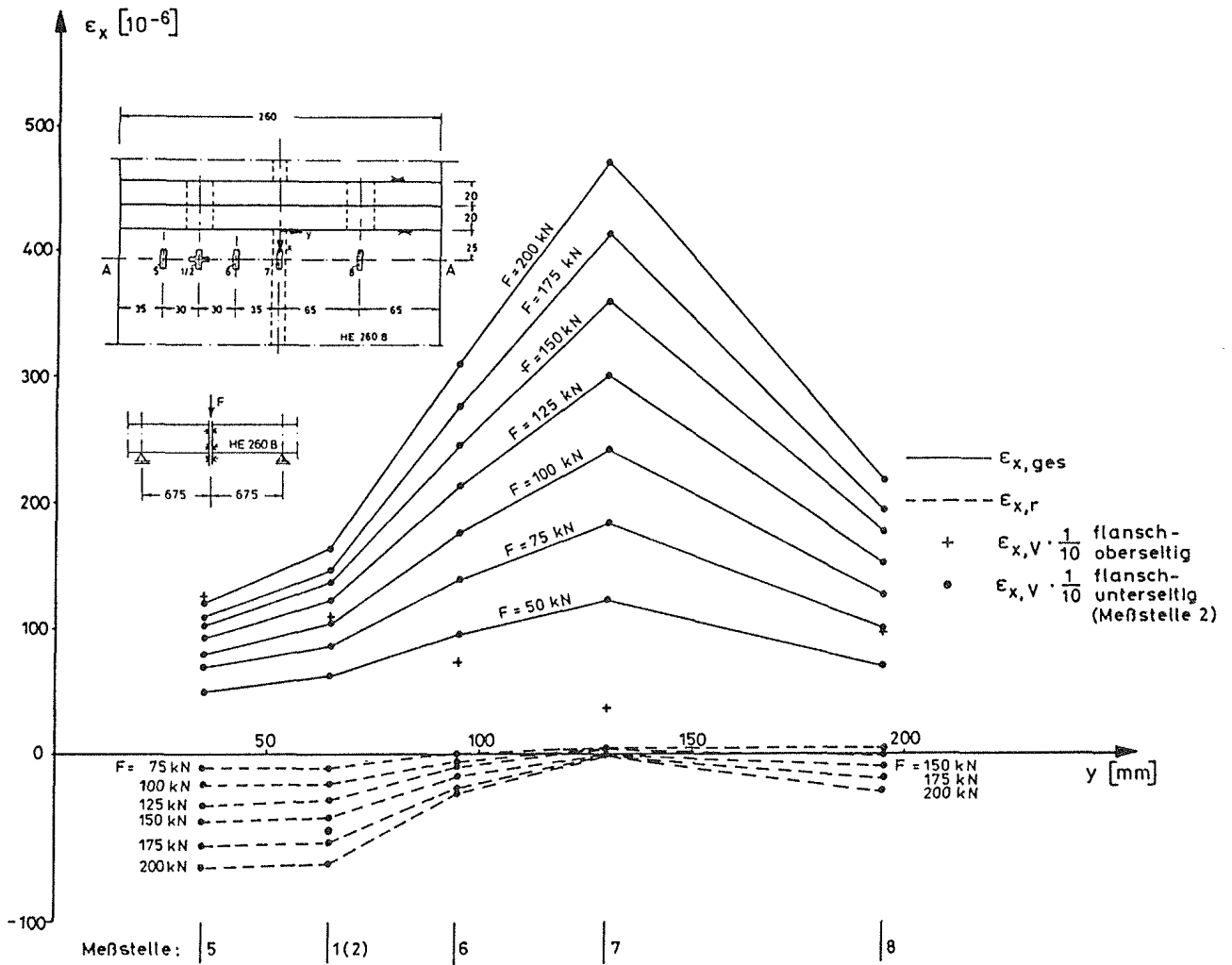


Bild 6.13: Meßversuch MV 34. Gemessene Längsdehnungen im Schnitt A - A am Zugflansch. Gesamtdehnungen $\epsilon_{x,ges}$ unter Einzellast F in Trägermitte, Restdehnungen $\epsilon_{x,r}$ nach Rücknahme der Einzellast und Dehnungen $\epsilon_{x,v}$ im Vorspannzustand. Kopfplattenverbindung nach Versuchsserie 6 mit belassenem Schweißverzug. Kopfplattendicke $t = 20$ mm, Schrauben M 20, 10.9

stelle 7) gemessen werden. Zu den randseitigen Meßstellen 5, 1 und 8 fallen die Dehnungen $\epsilon_{x,ges}$ deutlich ab, so daß eine Lastkonzentration nicht wie bei den T-Verbindungen im Bereich der hochfesten Schrauben sondern in Flanschmitte im Bereich des Trägerstegs auftritt. Was die Restdehnungen $\epsilon_{x,r}$ für $F = 0$ betrifft, so sind diese in Flanschmitte nahezu Null, während zu den Flanschrändern Druckdehnungen $\epsilon_{x,r}$ zunehmen.

Die in Bild 6.13 um den Faktor 10 verkleinert angegebenen Dehnungen $\epsilon_{x,y}$ im Zugflansch für den Lastfall Vorspannung der Schrauben nehmen gleichermaßen zu den Flanschrändern zu. Sie erreichen im Bereich der Meßstellen 5, 1 und 8 die Größenordnung plastischer Dehnungen. Darüber hinaus werden an der trägerunterseitigen Meßstelle 2 im Bereich der Verschraubung im Zugflansch Druckdehnungen $\epsilon_{x,y}$ gemessen, die wegen der oberseitigen Zugdehnungen $\epsilon_{x,y}$ an Meßstelle 1 eine Biegebeanspruchung des Zugflansches infolge Schraubenvorspannung erkennen lassen. Diese wird verursacht durch das Beiziehen des Spaltes aus Schweißverzug zwischen den Kopfplattenüberständen. Die flanschoberseitig gemessene Dehnungsverteilung im Schnitt A - A unter Vorspannung deutet auf eine Konzentration des Plattenkontaktes zur Flanschmitte hin. Für alle geprüften Kopfplatten wurde nämlich eine geringe Krümmung aus der Winkelschrumpfung der Stegnaht bemerkt. Von Seiten der 2 Schrauben im Bereich des Trägerstegs (mittlere Schraubenreihe) ist damit eine Konzentration der Vorspannung zum Steg denkbar. In Übereinstimmung zu dem Plattenkontakt in Flanschmitte wurden auch dort die größten Dehnungen aus den äußeren Lasten F gemessen.

Bild 6.14 zeigt die Dehnungen an der flanschober- und -unterseitigen Meßstelle 1 und 2 im Bereich der Verschraubung. Aufgetragen sind wieder $\epsilon_{x,ges}$ und $\epsilon_{x,r}$ für die maximale Einzellast $F = \max F$ und für $F = 0$ eines jeden Lastzyklus, darüber hinaus die elastischen Differenzdehnungen $\Delta\epsilon_x$. Für Einzellast $F = 0$ sind an der flanschoberseitigen Meßstelle 1 Restdruckdehnungen $\epsilon_{x,r}$ (wie in Bild 6.13) vorhanden, an der flanschunterseitigen gegenüberliegenden Meßstelle 2 jedoch Restzugdehnungen $\epsilon_{x,r}$ von etwa gleicher Größe. Wegen der ohnehin großen Dehnungen $\epsilon_{x,y}$ infolge Vorspannens der Schrauben sind unter der zusätzlichen Beanspruchung aus der Einzellast F plastische Dehnungen an den Flanschen zu erwarten. Die in Bild 6.14 eingetragenen Differenzdehnungen $\Delta\epsilon_x$ dokumentieren die elastische Biegebeanspruchung der Flansche im Bereich der Schrauben (Meßstelle 1 und 2) im Verlauf eines Lastspiels mit der Einzellast F.

Betrachten wir noch die in Bild 6.15 dargestellten elastischen Differenzdehnungen $\Delta\sigma_x$ im Schnitt A - A, so ergibt sich auch hier wieder der Maximalwert für $\Delta\epsilon_x$ an Meßstelle 7 in Flanschmitte.

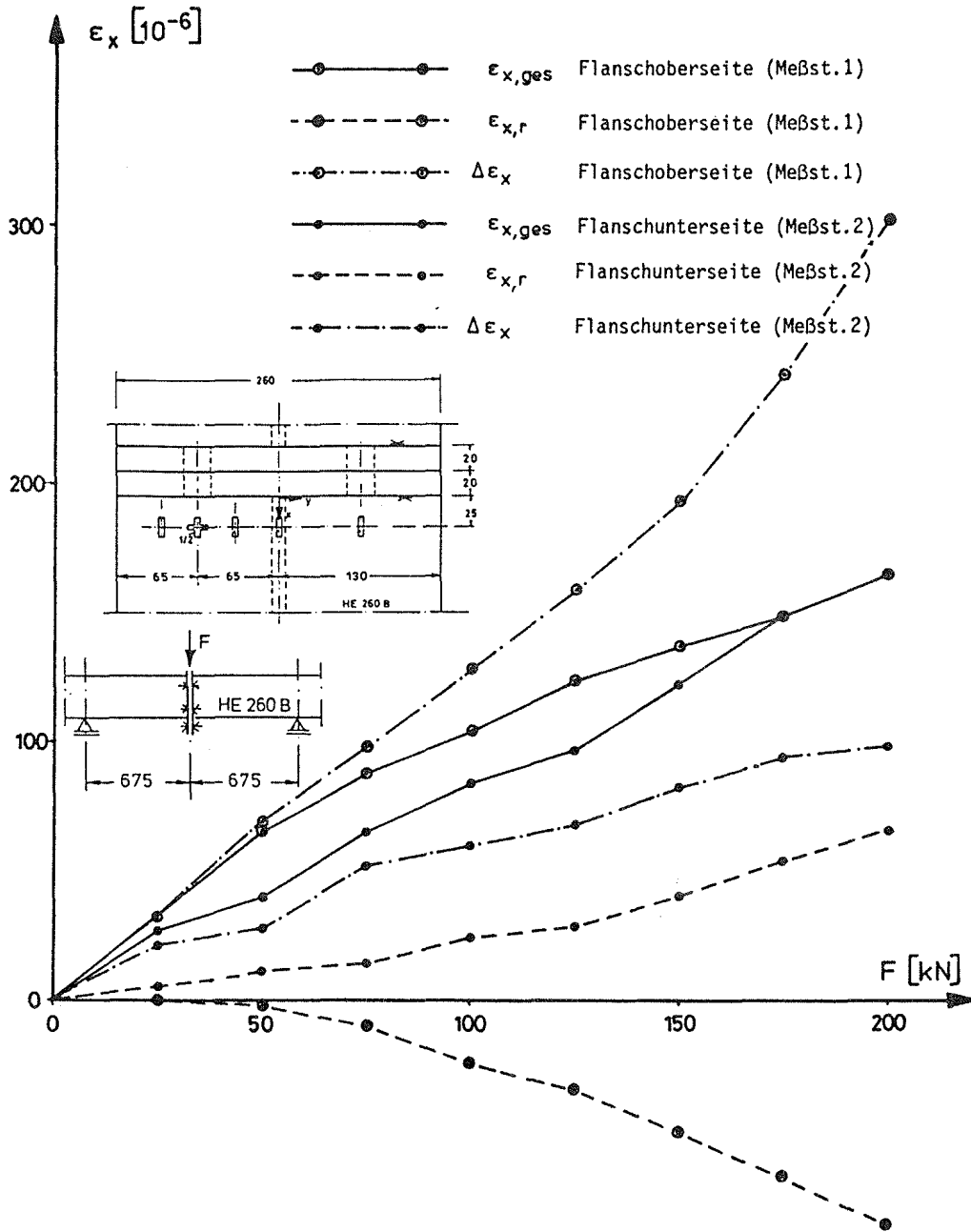


Bild 6.14: Meßversuch MV 34. Gemessene Längsdehnungen ϵ_x an den Meßstellen 1 und 2 am Zugflansch. Gesamtdehnungen $\epsilon_{x,ges}$ unter Einzellast F in Trägermitte, Restdehnungen $\epsilon_{x,r}$ nach Rücknahme der Einzellast und elastische Differenzdehnungen $\Delta\epsilon_x$. Kopfplattenverbindung nach Versuchsreihe 6 mit belassenem Schweißverzug, Kopfplattendicke $t = 20$ mm, Schrauben M 20, 10.9

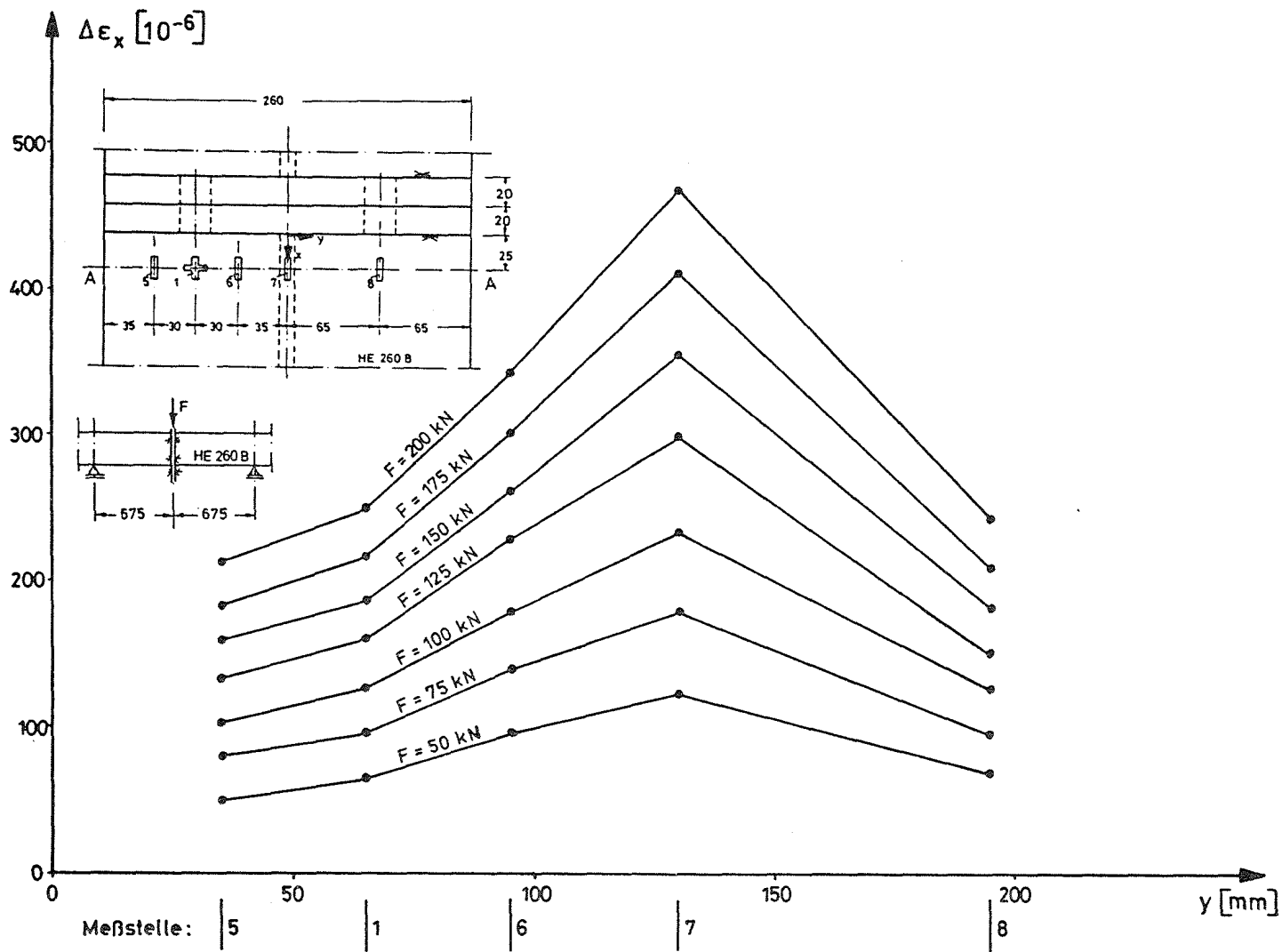


Bild 6.15: Meßversuch MV 34. Elastische Längsdehnungen $\Delta\epsilon_x$ im Schnitt A - A eines Zugflansches infolge Einzellast F in Trägermitte, Kopfplattenverbindung nach Versuchsserie 6, mit belassenem Schweißverzug. Schrauben M 20, 10.9

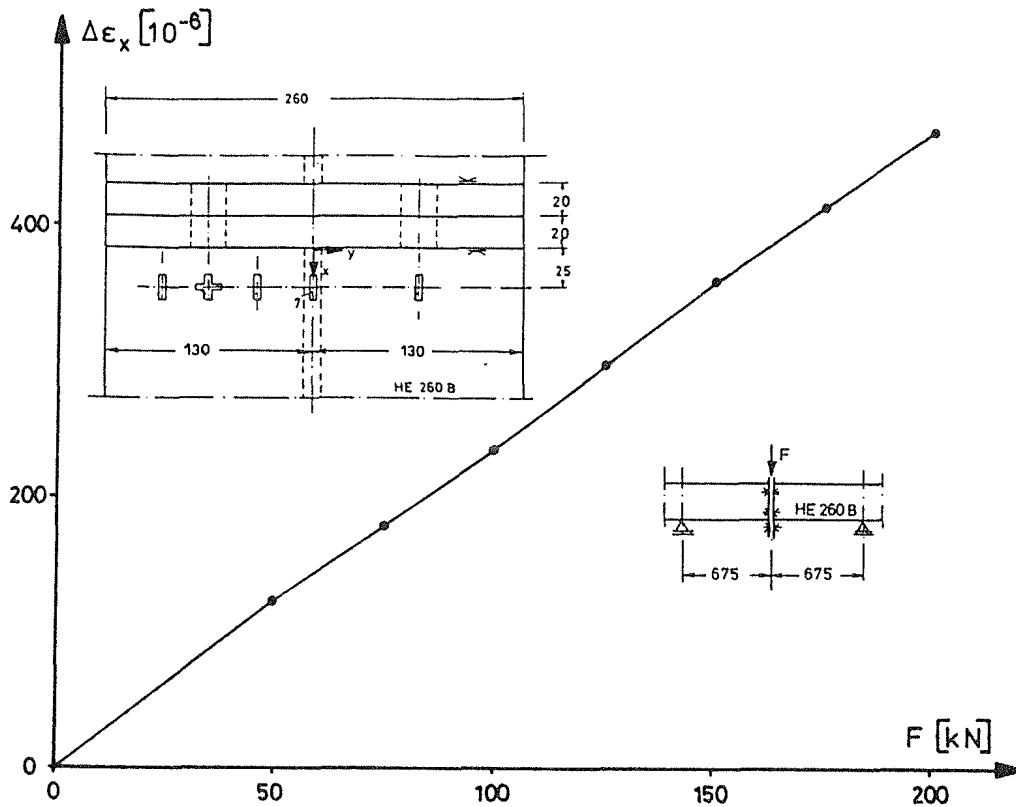


Bild 6.16: Meßversuch MV 34. Elastische Längsdehnungen $\Delta\epsilon_x$ an Meßstelle 7 infolge Einzellast F in Trägermitte, Kopfplattenverbindung mit belassenem Schweißverzug nach Versuchsserie 6. Schrauben M 20, 10.9

Die Meßstellen 1 und 8 zeigen gut übereinstimmende Ergebnisse für die $\Delta\epsilon_x$, so daß die Schweißnaht unter schwingender Belastung symmetrisch zur Flanschmitte beansprucht ist. In Bild 6.16 sind die elastischen Differenzdehnungen $\Delta\epsilon_x$ in Abhängigkeit von F für die Meßstelle 7 in Flanschmitte aufgetragen, wo im folgenden Abschnitt auch die Spannungen $\max \Delta\sigma_x$ berechnet werden.

Was die Querdehnungen ϵ_y betrifft, so wurde diese nur im Bereich der Verschraubung gemessen. Bild 6.17 zeigt die Relation $\Delta\epsilon_y$ zu $\Delta\epsilon_x$ für die Meßstellen 3/1 und 4/2 an der Flanschober- und -unterseite. Im Mittel ergab sich an der Flanschoberseite $\Delta\epsilon_y/\Delta\epsilon_x = -0,14$. Zur Berechnung der Spannungen im interessierenden Meßpunkt 7 wird das Ergebnis dieser Messung verwandt. Der Betrag der relativen Querdehnung fällt hier deutlich geringer aus als bei den T-Verbindungen. Diese Tendenz ist verständlich, wenn wir uns das Modell

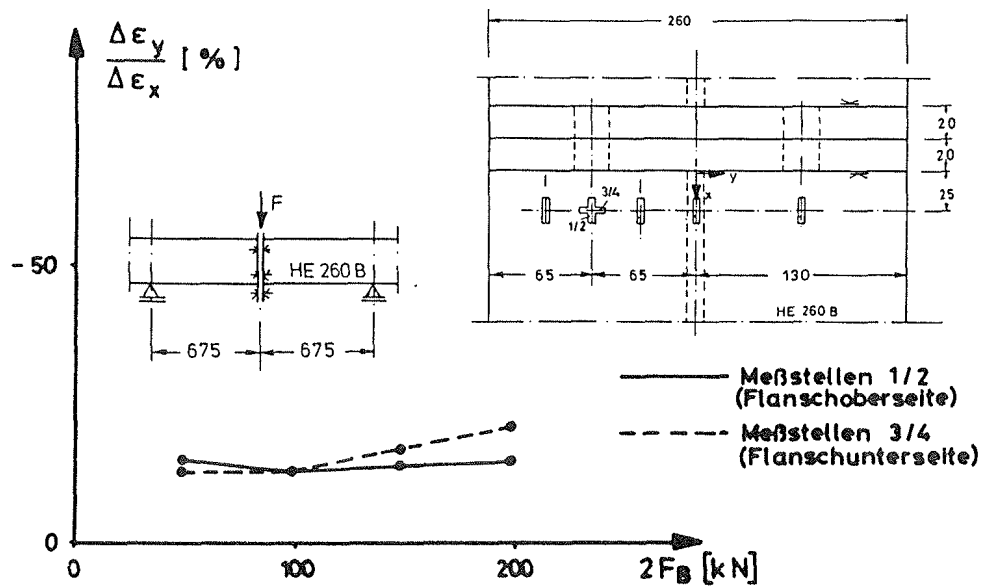


Bild 6.17: Meßversuch MV 34. Relation elastischer Querdehnungen $\Delta \epsilon_y$ zu elastischen Längsdehnungen $\Delta \epsilon_x$ in einem Flanschober- und -unterseitigen Meßpunkt infolge Einzellast F in Trägermitte. Kopfplattenverbindung nach Versuchsserie 6 mit belassenem Schweißverzug. Schrauben M 20, 10.9

zweier nebeneinanderliegender Zugbleche der T-Verbindungen mit jeweils der halben Zugflanschbreite vorstellen. Im Falle des Zugbleches findet eine gegenseitige Dehnungsbehinderung wegen der beidseitig freien Ränder nicht statt, während im Fall des Zugflansches ohne "Trennfuge" aber mit Steg die Querdehnung ϵ_y in Flanschmitte behindert ist.

6.3.2.2 Spannungen in der Schweißnaht

Die Spannungen werden an der flanschoberseitigen Meßstelle 7 berechnet, da hier die maximalen Dehnungen $\Delta \epsilon$ gemessen wurden und zudem der Ausgang für den Schweißnahtriß an gleicher Stelle beobachtet wurde. Unterstellt wird wie im Fall der T-Verbindungen der ebene Spannungszustand und die Werkstoffkenngrößen für Stahl $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$ und $\mu = 0,3$. Mit den gemessenen Querdehnungen

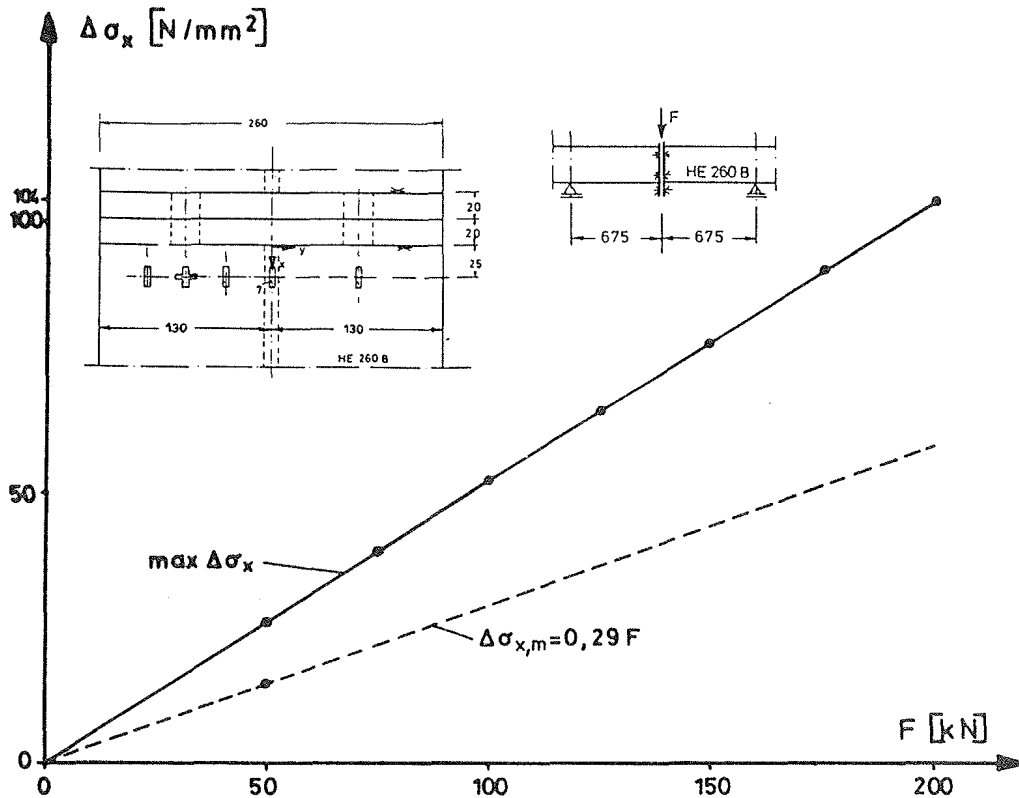


Bild 6.18: Meßversuch MV 34. Maximale Spannungen $\max \Delta \sigma_x$ im "Spannungshügel" an Meßstelle 7 und Spannungen $\Delta \sigma_{x,m}$ für konstante Lastverteilung im Zugflansch infolge Einzellast F in Trägermitte. Kopfplattenverbindung nach Versuchsserie 6 mit belassenem Schweißverzug. Schrauben M 20, 10.9

$\Delta \epsilon_y = - 0,14 \cdot \Delta \epsilon_x$ am Trägerzugflansch berechnen sich die Doppelamplituden der Normalspannungen wie folgt:

$$\max \Delta \sigma_x = \frac{0,21}{1 - 0,3^2} (1 - 0,3 \cdot 0,14) \max \Delta \epsilon_x = 0,22 \cdot \max \Delta \epsilon_x$$

und

$$\max \Delta \sigma_y = \frac{0,21}{1 - 0,3^2} (- 0,14 + 0,3) \max \Delta \epsilon_x = 0,04 \max \Delta \epsilon_x \ll \ll \max \Delta \sigma_x$$

mit $\max \Delta \sigma_x, \max \Delta \sigma_y$ [N/mm²]

und $\max \Delta \epsilon_x$ [10⁻⁶].

Bild 6.18 enthält die maximalen Spannungen $\max \Delta \sigma_x$ für den Bereich der Beanspruchungskonzentration (Meßstelle 7) infolge Ein-

zellast F . Für den betrachteten Lastbereich ist die Abhängigkeit zwischen $\max \Delta\sigma_x$ und F nahezu linear. Die Rechnung ohne Berücksichtigung der Spannungskonzentration im Zugflansch ergibt $\Delta\sigma_{x,m} = \Delta M/W = \frac{135 \cdot 10}{4 \cdot 1150} \cdot F = 0,29 \cdot F$ mit $\Delta\sigma_{x,m}$ in $[\text{N/mm}^2]$ und F in $[\text{kN}]$. In Bild 6.18 ist diese Abhängigkeit aufgetragen. Die Maximalspannung $\max \Delta\sigma_x$ fällt demgegenüber um ca. 80 % höher aus. Als mittragende Breite errechnet sich vergleichsweise $b_m = (\Delta\sigma_{x,m}/\max \Delta\sigma_x) \cdot 260 = 145 \text{ mm}$ gegenüber der vollen Flanscbreite $b_F = 260 \text{ mm}$.

Betrachten wir nun den Kopfplattenstoß der Versuchsreihe 6 (Kopfplattendicke $t = 20 \text{ mm}$) mit im Dauerschwingversuch gerissener Schweißnaht (Träger Nr. 2, Trägerseite A), so weist Tafel 4.9 im Versuch T 8 mit Schweißnahtriß eine Dauerschwinglast $F = 150 \text{ kN}$ aus. Zu beachten ist, daß eine Schädigung der Schweißnaht möglicherweise bereits im Versuch mit maximaler Dauerschwinglast $\max F = 200 \text{ kN}$ (T 4, Anzahl der Lastspiele $N = 0,9 \cdot 10^6$) eingetreten sein könnte. Für den im Meßversuch gewählten Kopfplattenstoß ist dieser Last eine Maximalspannung $\max \Delta\sigma_x = 104 \text{ N/mm}^2$ zugeordnet (s. Bild 6.18), was gerade der zulässigen Oberspannung für Kerbfall K 2 zu I $\sigma = 105 \text{ N/mm}^2$ gemäß DIN 15018 /3/ entspricht. Wegen der noch vorhandenen Sicherheit $\gamma = 1,33$ gegenüber der ertragbaren Spannung für 90 % Überlebenswahrscheinlichkeit ist in diesem Einzelfall die Schweißnaht bereits unter erstaunlich geringer Beanspruchung gerissen.

Unterstellen wir einen Spannungshügel gleicher Größe für den zweiten Dauerschwingriß auch im Versuch T 40 (Träger Nr. 3, Trägerseite A) der Versuchsreihe 7 mit dickeren Kopfplatten $t = 30 \text{ mm}$, so korrespondiert zur Versuchslast $F = 265 \text{ kN}$ (s. Tafel 4.9) mit Dauerschwingriß eine Maximalspannung $\max \Delta\sigma_x = \frac{250}{200} \cdot 104 = 130 \text{ N/mm}^2$ (extrapoliert nach Bild 6.18). Damit liegt die errechnete Spannungsspitze in der Größenordnung der γ -fachen zulässigen Oberspannung für K 2 $\max \Delta\sigma_x \approx \gamma \cdot \text{zul } \sigma = 140 \text{ N/mm}^2$, so daß eine Erklärung für den Schweißnahtbruch nach $N = 455 \cdot 10^3$ Lastspielen gegeben ist.

6.4 Zusammenfassung der Meßergebnisse an Blechen

Bei den Dauerschwingversuchen an T-Verbindungen aber auch bei den Kopfplattenverbindungen der Trägerversuche waren vorzeitige Schwingrisse in den K-Nähten festgestellt worden, obwohl die Naht ordnungsgemäß auf die zulässige Schwingbeanspruchung nach DIN 4132 dimensioniert war. Als Ursache wurden Beanspruchungskonzentrationen angesehen, über die Dehnungsmessungen nahe der Schweißnaht, bei den T-Verbindungen am Zugblech, bei den Trägerversuchen am Zugflansch, Auskunft geben sollten.

Als Ergebnis bleibt festzuhalten, daß bei den T-Verbindungen mit Plattendicke $t = 20$ mm und Stegdicke $t_S = 12$ mm das Maximum des Spannungshügels 16 bis 23 %, bei denen mit Plattendicke $t = 30$ mm und Stegdicke $t_S = 16$ mm das Maximum 24 bis 40 % über den mittleren (rechnerischen) Spannungswerten lag. Entsprechend ist die mittragende Breite kleiner als die geometrische. Das allein erklärte aber noch nicht das Versagen, da noch eine Sicherheit von 1,33 bei einer Überlebenswahrscheinlichkeit von 90 % in den zulässigen Spannungen DIN 4132 eingerechnet ist. Ein Bruch wird erst dann erwartet, wenn wir die niedrigeren zulässigen Spannungen für die K-Naht nach DIN 15018 zugrunde legen.

Bei den Trägern ergab die Dehnungsmessung am Flansch mit der Kopfplattendicke $t = 20$ mm und der Flanschdicke $t_F = 17,5$ mm einen Maximalwert von 80 % über dem mittleren (rechnerischen) Spannungswert. Mit dieser Erhöhung liegt dennoch die vorhandene Spannung im Fall des Dauerschwingrisses im Versuch T 8 im Bereich der zulässigen nach DIN 15018, so daß dieser Fall als Ausreißer zu werten ist. Demgegenüber ist der zweite Dauerschwingriß im Versuch T 40 mit dickerer Kopfplatte $t = 30$ mm wegen der hohen Versuchslast erklärlich; unterstellt wurde dabei ein Spannungshügel gleicher Größe wie für dünne Kopfplatten.

7 Die Erfassung der Ergebnisse der Dauerschwingversuche in einem Nachweisvorschlag

In Abschnitt 3.3 war ein Nachweisvorschlag für die $2 \cdot 10^6$ mal ertragbare Zugkraft von hochfesten vorgespannten Schrauben 10.9 in T-Verbindungen gemacht worden, der sich analog Formel (3.15) auf die Form $F_{BD} = 0,50 F_A$ zurückführen ließ, in Worten: die zulässige am Steg einer T-Verbindung mit den geometrischen Abmessungen entsprechend denen im Überstandsbereich einer typisierten Kopfplatte angreifende dauerfest ertragbare äußere Betriebskraft F_B beträgt nur 50 % der zulässigen dauerfest ertragbaren Axiallast je Schraube. Analog Formel (3.16) folgt daraus: $F_{BD} = 0,29 F_V$, wenn F_V die mittlere Vorspannkraft nach Tafel 3.1 ist (die erforderliche Vorspannkraft nach DAST-Ri 010 liegt höher!). Diese Beziehung muß die Streuung der Versuchsergebnisse aus der Unebenheit der Kopfplatte und damit aus der unterschiedlichen Lage der Kontaktzone miteinfassen. Wie zutreffend sie ist, geht am besten aus dem Vergleich mit den entsprechenden Versuchswerten hervor, wobei der niedrigste Versuchswert bei den T-Verbindungen für Kontakt am Plattenrand erhalten wird.

Tafel 7.1 enthält nun die Gegenüberstellung von Rechenwert und Versuchswert. Bei den T-Verbindungen (Versuchsreihen 1 bis 5) wird die Größenordnung der Versuchswerte (Spalte 6) durch die Rechnung (Spalte 9) richtig erfaßt. Die Abweichung der Rechnung zur unsicheren Seite hin kann deshalb akzeptiert werden, weil ja den Versuchswerten der ungünstigste Fall mit Randkontakt der Platten zugrunde gelegt wurde, der in der Praxis bei technisch ebenen Platten so extrem wohl selten auftritt. Bei der Festlegung der Größe spielen auch wirtschaftliche Überlegungen eine Rolle.

Obwohl in Abschnitt 4.7 darauf hingewiesen wurde, daß die Ergebnisse der T-Versuche nicht ohne weiteres auf Kopfplattenverbindungen - unter Benutzung des T-Modells im Biegezugbereich des Trägers - übertragbar sind, soll einmal untersucht werden, wie groß die Abweichung ist, wenn das T-Modell dennoch zugrundegelegt wird. Dabei wird der Biegezugflansch mit Kopfplatte wie eine T-Verbindung behandelt, dessen Plattenlänge sich aus dem doppelten Kopfplattenüberstand ergibt. Das von der Kopfplatte auf-

nehmbare Biegemoment ergibt sich dann aus dem Kräftepaar mit den 4 Zugflanschschrauben als Kraft zu $4 F_B$ und dem Abstand h der Flanschmitten, die zulässige äußere Kraft ΔF in Spannweitenmitte des Trägers aus $\Delta F = M \cdot 4 / l$. Dieses mechanische Modell ist natürlich nur dann überhaupt sinnvoll, wenn die Abtragung des Biegemomentes vorwiegend über die Flansche erfolgt. Es ist zu erwarten, daß die Bedingung $I_{\text{Steg}}/I_{\text{ges}} \leq 0,15$, wie sie dem DASt-DStV-Ringbuch für die biegesteifen Stirnplattenverbindungen zugrunde liegt, hier ausreichend ist.

Tafel 7.1 enthält für den Kopfplattenstoß Versuchsreihe 6 bis 8 die Gegenüberstellung von Versuchswert (Spalte 6) und Rechenwert (Spalte 11), wobei letzterem der ungünstigste Fall der T-Verbindung mit Plattenrandkontakt zugrunde liegt. Der Vergleich zeigt hier, daß die Versuchswerte durchweg höher liegen und damit die Beanspruchung der Schraube zwar zur sicheren, aber unwirtschaftlichen Seite hin erfaßt wird.

Eine naheliegende Art des Nachweises für die T-Verbindung ist der Bezug des Versuchswertes auf die erforderliche Vorspannkraft nach DASt-Ri 010, da dieser Wert in unseren Vorschriften klar definiert ist. Danach ergibt sich im Mittel nur ein dauerhaft ertragbarer Wert von

$$F_{BD} \sim 0,2 \cdot F_V^{\text{DASt}} .$$

Wendet man diesen Wert wie zuvor auch auf die Trägerversuche Versuchsreihe 6 bis 8 an, so zeigt der Rechenwert Spalte 16 in Tafel 7.1 keine gute Übereinstimmung mit dem Versuchswert Spalte 6.

Es erhebt sich überhaupt die Frage, ob es sinnvoll ist, mit mechanischen Prinzipien bei Kopfplattenstößen von Biegeträgern die Beanspruchung der Schrauben berechnen zu wollen, da bei der Kleinheit der dauerhaft ertragbaren Amplitude die Beanspruchungsgröße stark von unvermeidbaren Fertigungsungenauigkeiten und damit von den sich bildenden Kontaktzonen abhängig ist. Es muß daher auch gestattet sein, das dauerhaft ertragbare Anschlußmoment ΔM_{AD} eines Stoßes in Beziehung zu setzen zu seinem zulässigen statischen Anschlußmoment zu M_{A1} im Lastfall H. Nach Tafel 7.1 Spalte 19

ergibt sich für den getesteten Kopfplattenstoß IH 3 B ein mittlerer Wert der Größenordnung 40 %, also

$$\Delta M_{AD} \sim 0,40 \cdot \text{zul } M_{A1} \quad ,$$

wenn $\text{zul } M_{A1}$ hierfür das zulässige statische Anschlußmoment Lastfall H nach DAST-DStV-Ringbuch (Spalte 17) darstellt. Spalte 20 in Tafel 7.1 enthält den so ermittelten Rechenwert, der mit dem Versuchswert Spalte 18 zu vergleichen wäre.

Es bleibt weiteren Versuchen vorbehalten zu prüfen, ob sich der Wert von 40 % auch für andere typisierte Kopfplattenstöße aufrecht erhalten läßt.

Als Schlußfolgerung aus den Versuchen kann bezogen auf die erforderliche Vorspannkraft der DAST-Ri 010 und das statische Anschlußmoment des DAST-DStV-Ringbuches festgehalten werden:

Bei den geprüften T-Verbindungen betrug die dauerhaft ertragbare Zugschwelllast als untere Grenze im Mittel 20 % der erforderlichen Vorspannkraft nach DAST-Ri 010: $F_{BD} \approx 0,20 \cdot F_V^{DAST}$, bei den geprüften typisierten Kopfplattenverbindungen mit Schweißverzug IH 3 B nach DAST-DStV-Ringbuch betrug das dauerhaft ertragbare Anschlußmoment im Mittel 40 % des zulässigen statischen Anschlußmomentes im Lastfall H: $\Delta M_{AD} = 0,40 \cdot \text{zul } M_{A1}$.

Die Versuchswerte sind bei den T-Verbindungen Zugschwelllasten für eine Unterlast von 2 kN Zug, bei den Trägerversuchen Schwelllasten als Einzellast in Spannweitenmitte mit der Unterlast von 15 kN. Während bei den T-Verbindungen daher näherungsweise von Ursprungschwelllasten gesprochen werden kann, wurden bei den Trägerversuchen Differenzlasten ΔF und dementsprechend Differenzschwellmomente ΔM_{AD} ermittelt. Ohne weitergehende Versuche kann jedoch keine Aussage darüber gemacht werden, ob die Differenzlasten auch bei höherer statischer Unterlast beibehalten werden können.

Obige Beziehungen wurden gefunden aus Versuchswerten, denen die geometrisch ungünstigste Form der Kopfplatte zugrundelag - im Falle der T-Verbindung Randkontakt, im Falle des Kopfplattenstoßes Kon-

takt in Höhe des Zugflansches durch belassenen Schweißverzug. Sie erfassen daher die untere Grenze des Streufeldes, das durch ungewollte Unebenheit der "technisch ebenen" Kopfplatten entsteht. Es wäre somit vertretbar diese Beziehungen unmittelbar zuzulassen, so daß aufgrund dieser Versuche vorgeschlagen wird:

Für die $2 \cdot 10^6$ mal ertragbare Zugkraft einer hochfesten voll vorgespannten Schraube 10.9 in einer T-Verbindung mit Plattengeometrie und Schraubenanordnung gemäß den Überständen der Kopfplattenstöße nach DAST-DStV-Ringbuch

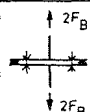

$$\text{zul } F_{BD} = 0,2 F_V^{\text{DAST}},$$

für das $2 \cdot 10^6$ mal ertragbare Schwellmoment in den geprüften Kopfplattenstößen des Types IH 3 B des DAST-DStV-Ringbuches

$$\text{zul } \Delta M_{AD} = 0,4 \cdot \text{zul } M_{A1}.$$

Weitergehende Sicherheitsbetrachtungen sollen hier nicht ange stellt werden.

Tafel 7.1: Vergleich der Versuchswerte $2F_B$, ΔF mit Rechenwerten

1	Versuchsreihe	Dauer-schwing-versuche (Kap. 4) s. Bild	Kopfplatten-dicke [mm]	Schraube 10.9	Versuchswert $2F_B; \Delta F$ [kN]	Nachweisvorschlag Abschnitt 3.3 zu $F_B = 0,29 F_V$					Nachweisvorschlag $F_{BD} = 0,2 F_V^{DAST}$				Nachweisvorschlag $\Delta M_{AD} = 0,40 M_{A1}$				
						F_V [kN]	zu F_B = $0,29 F_V$ Je Schraube	Rechenwert zu $2F_B$ [kN]	zu $4F_B$ [kN]	Rechenwert zu ΔF [kN]	F_{DAST}^V [kN]	$\frac{2F_B}{2F_{DAST}^V}$	$0,2 \cdot \frac{2F_B}{2F_{DAST}^V}$ [kN]	$4F_{BD}$ [kN]	Rechenwert ΔF_D	zu M_{A1} LH [kNm]	Versuchswert $\Delta M = \frac{\Delta F \cdot l}{4}$ [kNm]	zu M_{A1} $0,4 M_{A1}$	$0,4 M_{A1}$
	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
	1	4.11	20	M 20	60	130	37,7	75,4			160	0,19	64						
	2	4.14	30	M 20	85	130	37,7	75,7			160	0,27	64						
	3	4.15	20	M 16	45	83	24,1	48,2			100	0,23	40						
	4	4.16	20	M 16	35	83	24,1	48,2			100	0,18	40						
	5	4.17	25	M 24	70	187	54,2	108,4				220	0,16	88					
	6	4.18	20	M 20	150	130	37,7		150,8	108,3				128	92,0	117,3	50,6	0,43	46,9
	7	4.19	30	M 20	135	130	37,7		150,8	108,3				128	92,0	117,3	45,5	0,39	46,9
	8	4.21	20	M 16	70	83	24,1		96,4	58,3				80	48,4	65,4	23,6	0,36	26,2

Kopfplattenanschluß IH 3 B: Reihe 6 + 7: HEB 260, h = 242,5 mm, l = 1350 mm
 Reihe 8: HEB 220, h = 204 mm, l = 1350 mm
 zu $\Delta F = \frac{4F_B \cdot h \cdot 4}{l}$

8 Zusammenfassung

Der vorliegende Schlußbericht umfaßt die Ergebnisse theoretischer und experimenteller Untersuchungen schwingend axial beanspruchter hochfester Schrauben der Güte 10.9 in Kopfplattenverbindungen, und zwar in Form einfacher T-Verbindungen und biegesteifer Kopfplattenstöße von I-Trägern. Der Anlaß für dieses Forschungsvorhaben waren unterschiedliche Aussagen zur Bemessung solcher Schrauben in der Norm DIN 15018 und den Richtlinien DAST-Ri 010 und VDI 2230. Aus diesem Sachverhalt ergaben sich zwei Ziele, nämlich

- aufzuklären, worin die unterschiedlichen Aussagen zur Größe der dauerhaft ertragbaren äußeren schwingenden Zugkraft in den deutschen Regelwerken begründet sind
- durch Versuche festzustellen, ob die Regelung der DAST-Ri 010 zu $F = 0,6 F_V$ für Kopfplattenverbindungen unter schwingender Beanspruchung beibehalten werden kann.

Daher wurden im ersten Teil dieses Forschungsvorhabens die grundlegenden Annahmen für die Vorschriften zusammengestellt und miteinander verglichen. Die folgende experimentelle Untersuchung als zweiter Teil des Forschungsvorhabens umfaßte ein umfangreiches Programm von Dauerschwingversuchen und Spannungsmeßversuchen an T-Verbindungen und Kopfplattenverbindungen von Biegeträgern.

Im folgenden seien zunächst die Ergebnisse der theoretischen Betrachtungen des ersten Teiles zusammengefaßt.

In der DAST-Ri 010 ist eine schwingende äußere Axiallast von 60 % der Vorspannkraft F_V^{DAST} zulässig. Die in der DAST-Richtlinie ausgewiesene Vorspannkraft F_V^{DAST} ist dabei als ein Mindestwert konzipiert, der dem dort unterstellten Streubereich der Reibbeiwerte Rechnung trägt. Um Schwankungen der Anziehwerkzeuge zu erfassen wird folgerichtig das dem Mindestwert der Vorspannkraft zugehörige Anziehmoment erhöht. Es wird gezeigt, daß unter Berücksichtigung der Torsionsspannungen aus Anziehen die Vergleichsspannung σ_{GE} die 0,2 %-Dehngrenze in der hochfesten Schraube erreichen und auch überschreiten kann.

Theoretisch konsequenter verfolgt die DIN 15018 den Spannungszustand in der hochfesten Schraube insofern, als hier die Torsionsspannungen aus Anziehen miterfaßt sind. Das Grundkonzept sieht eine Begrenzung der Vergleichsspannung σ_{GE} im Vorspannzustand auf $0,9 \cdot R_{p0,2}$ vor, was auch in der Wahl kleinerer Anziehmomente seinen Niederschlag findet. Der Nachweis für axialbelastete hochfeste vorgespannte Schrauben schließt die Begrenzung der Schraubenkraft und die Erhaltung der Klemmwirkung aus Vorspannung unter äußerer Axiallast ein. Die Berechnung des auf die Schraube F_{SA} und auf das Klemmpaket F_{PA} entfallenden Kraftanteils erfolgt dabei über einen nach unserem derzeitigen Kenntnisstand zu groß gewählten Verspannungsfaktor ϕ^{DIN} . Unter der Voraussetzung "planparalleler" Kopfplatten ist für die ^{IN} Dauerschwingfestigkeit der Schraube eine Sicherheit $\gamma \cong 1,33$ im Rahmen der Berechnungsgrundlagen der DIN 15018 vorhanden.

Die VDI-Richtlinie ist weitgehend auf die Gegebenheiten des Maschinenbaus zugeschnitten. Die Grundkonzeption ihres umfangreichen Rechenganges entspricht zunächst der der DIN 15018. Sie fordert jedoch darüber hinaus einen expliziten Nachweis der dauerhaft ertragbaren Spannungsamplitude in der Schraube, mit Verspannungsfaktoren ϕ^{VDI} , die sehr niedrig angesetzt werden und geht auch auf die Problematik der Berechnung von Schraubenbiegespannungen bei exentrischer äußerer Zugkraft ein. Insgesamt sind alle Ansätze folgerichtig und entsprechen dem derzeitigen Kenntnisstand.

Bei einem Vergleich der drei Vorschriften ergibt zunächst der Vergleich der Vorspannkraft F_V bis 10 % höhere Werte, der Vergleich der Anziehmomente M_a , sogar bis 24 % höhere Werte der DAST-Ri 010 gegenüber den Werten der DIN 15018. Die VDI 2230 gibt Werte für F_V und M_a in Abhängigkeit von Reibbeiwerten μ_G für Gewindereibung und μ_K für Reibung unter Schraubenkopf und Mutter an, die wegen des gleichen Grundkonzepts denen der DIN 15018 vergleichbar sind. Eine Berücksichtigung der Streugrenzen von Anziehwerkzeugen enthält grundsätzlich jede der drei Vorschriften, wobei DIN 15018 Angaben allein bei Verwen-

derung von Drehmomentenschlüsseln macht. Unterstellt wird in allen Fällen eine Streuung von $\pm 10\%$ für Drehmomentenschlüssel. Der Vergleich der Reibbeiwerte zeigt für die DAST-Ri 010 Kleinstwerte $\min \mu_G = 0,14$, $\min \mu_K = 0,06$ und Größtwerte $\max \mu_G = 0,18$, $\max \mu_K = 0,12$ und für die DIN 15018 $\min \mu_G = \min \mu_K = 0,14$, und $\max \mu_G = \max \mu_K = 0,18$. In der VDI 2230 bleibt die Wahl der Reibbeiwerte gemäß den Erfordernissen des Maschinenbaus dem Ingenieur überlassen.

Die Sicherheit γ gegen Fugenklaffen wird für die DAST-Ri 010 in der Größe $\gamma = 1,62$ berechnet, abgeleitet aus der Forderung zu $F_A = 0,6 F_V^{DAST}$. In DIN 15018 ist explizit $\gamma_H = 1,71$ für Lastfall H ausgewiesen. Die VDI 2230 fordert hierfür keine Sicherheit. Was die Sicherheit gegen Erreichen der 0,2 %-Dehngrenze betrifft, so wird in DIN 15018 und VDI 2230 die Begrenzung der Vergleichsspannung σ_{GE} auf $\sigma_{GE} = 0,9 \cdot R_{p0,2}$ im Vorspannungszustand unter Beachtung der Streugrenzen für Reibung und Anziehwerkzeug als ausreichend erachtet.

Der explizite Nachweis der dauerhaft ertragbaren Spannungsamplitude ist nach der VDI 2230 ohne Sicherheit zu führen. Demgegenüber ist in DIN 15018 kein solcher Nachweis gefordert, jedoch wird gezeigt, daß der Doppelnachweis der DIN 15018 - Nachweis gegen Fugenklaffen und Erreichen der 0,2 %-Dehngrenze - eine Sicherheit $\gamma = 1,33$ für die Dauerfestigkeit der hochfesten Schrauben impliziert, was im übrigen in DIN 15018 auch ausgewiesen ist.

Als problematisch erweist sich die rechnerische Erfassung der Exzentrizität von Axialkräften F_A , die allein in der VDI 2230 in der Berechnung von zusätzlichen Schraubenbiegespannungen berücksichtigt wird. Unterstellt wird bei dem Rechenmodell eine geschlossene Trennfuge des Biegekörpers im Bereich der Schraube, was jedoch im Stahlbau keine praxismgerechte Annahme ist.

Da die betrachteten Vorschriften DAST-Ri 010, DIN 15018 und VDI 2230 für die spezielle Beanspruchung von hochfesten Schrauben in dynamisch beanspruchten Kopfplattenverbindungen des Stahl-

baus nur unzureichende oder nicht praxisnahe Bemessungsgrundlagen bieten, wurde aufgrund theoretischer Betrachtungen zunächst ein Vorschlag zur Bemessung von vorgespannten hochfesten Schrauben in dynamisch beanspruchten T-Verbindungen erarbeitet. Es wird dazu eine mittlere Vorspannkraft F_V sowie ein zugehöriges Anziehmoment M_a für Drehmomentenschlüssel unter Zugrundelegung bestimmter Voraussetzungen abgeleitet.

Der zweite experimentelle Teil dieses Forschungsvorhabens umfaßte zunächst ein Programm von insgesamt 83 Dauerschwingversuchen an einfachen T-Verbindungen und 40 Dauerschwingversuchen an Kopfplattenstößen von Biegeträgern. Die Untersuchungen waren auf hochfeste Schrauben 10.9 der Durchmesser M 16, M 20 und M 24 bei den T-Verbindungen und M 16 und M 20 bei den Kopfplattenverbindungen beschränkt. Bei den Trägerversuchen fiel die Wahl auf 2-reihige typisierte Stöße mit Kopfplattenüberstand IH 3 B gemäß DAST-DStV-Ringbuch, wobei Träger HE 220 B und HE 260 B zum Einsatz kamen. Im Hinblick auf eine mögliche Übertragbarkeit der Versuchsergebnisse wurden die T-Verbindungen in ihren Abmessungen wie symmetrisch ergänzte Kopfplattenüberstände von typisierten Stößen für die Grundprofile HE 220 A, HE 260 A, HE 300 A und IPE 330 gewählt. Der Parameter Plattendicke t wurde bei den T-Verbindungen für das Grundprofil HE 260 A, bei den Trägerversuchen für HE 260 B variiert, wobei die Mindestplattendicke $t = d$ ($d =$ Schraubendurchmesser) betrug. Verbindungen gleicher Geometrie und gleichen Schraubendurchmessers wurden in 6 Versuchsreihen mit T-Verbindungen und 3 Versuchsreihen mit Kopfplattenverbindungen an Biegeträgern zusammengefaßt. Die Anzahl der Dauerschwingversuche je Versuchsreihe schwankte zwischen 6 und 38 Versuchen, wobei die Untersuchungen vor allem auf den Durchmesser M 20 konzentriert waren.

Wegen der besonderen Bedeutung der Lage der Kontaktzonen für die Beanspruchung der hochfesten Schrauben wurden innerhalb der einzelnen Versuchsserien hierfür Parameterstudien durchgeführt. Erste Versuche mit "technisch ebenen" Platten von T-Verbindungen zeigten, daß die unkontrollierbare Lage der Kontaktzone ein breites Streufeld von Ergebnissen für die schwingend belastete T-Verbindung erzeugt. Weitere Versuche erfaßten daraufhin die Grenzfälle Plattenkontakt "mittig", erreicht durch Belassen des

Schweißverzugs oder mittiges Zwischenplättchen, und Plattenkontakt "randseitig", erzwungen durch randseitig angeordnete Zwischenplättchen. Im für die Beanspruchung der hochfesten vorgespannten Schrauben günstigen Fall "mittigen" Plattenkontaktes ergaben sich, wie zu erwarten, hohe dauerfest ertragbare Schwinglasten in der Größenordnung der Vorspannkraft der Schrauben $F_B \sim F_V$ allerdings konnten die oberen Grenzwerte der dauerfest ertragbaren äußeren Last für die Schrauben hier wegen der frühzeitigen Risse in Schweißnähten in der Mehrzahl der Fälle nicht ermittelt werden. Demgegenüber gelang für den ungünstigen Fall des "randseitigen" Plattenkontaktes die Eingrenzung der dauerfest ertragbaren Schwinglast F_{BD} (Unterlast $F_u \cong 0$ Lastspielzahl $2 \cdot 10^6$) je Schraube auf

$$0,16 \cong \frac{F_{BD}}{F_V \cdot \frac{DAST}{DAST}} \cong 0,26$$

Als dauerfest ertragbarer Wert wäre damit im Mittel $F_{BD} \sim 0,2 \cdot F_V^{DAST}$ für unkontrollierten Plattenkontakt bei den untersuchten T-Verbindungen anzusetzen.

Die im Dauerschwingversuch geprüften Kopfplattenstöße der Biegeträger besaßen durchweg Schweißverzug im Überstandsbereich der Kopfplatte. Wegen der dicken K-Nähte am Trägerzugflansch waren die Schweißverformungen beachtlich, so daß bei aneinandergelegten Kopfplatten ohne Vorspannung Klaffungen von 2 bis 6 mm auftraten, obgleich bereits ein teilweises Nachrichten des Schweißverzugs in der Werkstatt vorgenommen worden war. Der Schweißverzug konnte nicht vollständig belassen werden, da sonst ein kontrolliertes Aufbringen der Vorspannkraft wegen der einseitigen Mutterauflage nicht gesichert gewesen wäre. Da in den Fällen mit Restklaffung auch unter Vorspannung (Restspalt 3 bis 5 mm) die schrägliegende Lochinnenwandung Reibstellen am Schraubenschaft mit der Folge von frühzeitigen Dauerschwingbrüchen im Schaft ergab, ist grundsätzlich auch das teilweise Belassen des Schweißverzugs infrage zu stellen. Für die Belange des Versuchsprogramms gewährleistete allerdings der Schweißspalt eine kontrollierte Lage des Kopfplattenkontaktes im Überstandsbereich. Um das Belassen des Schweißverzugs ohne eine solche Verlagerung des Dauerschwingbruchs

dennoch zu ermöglichen, wurden in kritischen Fällen Zentrierringe für die Schrauben verwandt. Als Versuchsergebnis ist für die betrachteten Kopfplattenstöße mit erzwungenem Kontakt im Bereich des Zugflansches ein dauerhaft ertragbares Schwellmoment ΔM_{AD} in den Grenzen

$$0,36 \leq \frac{\Delta M_{AD}}{zul M_{A1}} \leq 0,43 \quad .$$

zu nennen, mit $zul M_{A1}$ als dem zulässigen Anschlußmoment im Lastfall H gemäß DAST-DStV-Ringbuch für ruhende Belastung. Hervorzuheben ist, daß der Größtwert 0,43 gerade dem Fall mit unter Vorspannung beigezogenem Schweißverzug zuzuordnen ist. Im Zugbereich ergab also eine Vergrößerung der Kontaktzone und Lageveränderung des Schwerpunktes der Kontaktfläche zum oberen Kopfplattenrand hin günstigere Beanspruchungen der Schrauben. Ergänzende Dauerschwingversuche mit Zwischenplättchen bestätigten darüber hinaus diese Tendenz, sofern nur Kontakt im Bereich des Zugflansches vorhanden war. Damit können für "technisch ebene" Kopfplatten im Mittel noch 40 % des statischen Anschlußmomentes $zul M_{A1}$ als dauerhaft ertragbar unterstellt werden. Zu untersuchen ist, ob dieser Grenzwert auch für die übrigen nicht geprüften typisierten Verbindungen des DAST-DStV-Ringbuches zutrifft. Eine Übertragung der Versuchsergebnisse der T-Verbindungen auf Kopfplattenverbindungen von Biegeträgern - das ursprüngliche Versuchskonzept sah dies vor - kommt wegen der unterschiedlichen Auswirkung der Kontaktzonenlage nicht in Betracht. Mit Hilfe der in den Dauerschwingversuchen an T-Verbindungen mit "randseitigem" Kontakt klar eingegrenzten dauerhaft ertragbaren Lasten F_{BD} können dort jedoch wichtige Erkenntnisse über die dauerhaft ertragbare Gesamttrandspannungsamplitude abgeleitet werden.

In Ergänzung der Dauerschwingversuche wurden unter statischer Last 37 Versuche gefahren, in denen mit Hilfe von Dehnungsmeßstreifen Axial- und Biegeanteile der Dehnungen am Schraubenschafttrand gemessen und daraus Spannungen errechnet wurden. Betrachtet wurden dabei alle im Dauerschwingversuch geprüften Versuchsreihen (mit Ausnahme der Reihe 0 der Vorversuche) und Kontaktzonenlagen.

Fassen wir zunächst die Meßergebnisse bezüglich der Vorspannung der hochfesten Schrauben zusammen. Bei den T-Verbindungen zeigt sich, daß unter Soll-Anziehmoment der geringe Schweißverzug der Platten (Klaffung maximal 1,5 mm) nur eine unwesentliche Verringerung der Soll-Vorspannkraft mit sich bringt. In einem Fall mit zusätzlichen Zwischenplättchen und unter Vorspannung nicht beigezogenen Kopfplatten wurden nur $F_V^R = 63 \%$ Restvorspannkraft von F_V^{DAST} erreicht. Für die Randzugschrauben in Kopfplattenverbindungen von Biegeträgern wurden in den Fällen mit unter Vorspannung nicht beigezogenen Kopfplattenüberständen die kleinsten Vorspannkraft F_V^R gemessen, in einem Fall $F_V^R = 78 \%$ des Sollwertes nach DAST-Ri 010 (Klaffung 4 mm unter Vorspannung). In allen T- und Kopfplattenverbindungen traten erhöhte Biegespannungen im Vorspannzustand dann auf, wenn die Klaffung aus Schweißverzug der Kopfplatten unter Vorspannung nicht beseitigt wurde. In den zuvor beispielhaft genannten Fällen betrug die Biegespannung $\sigma_{V,b}^R$ im Verhältnis zur Axialspannung $\sigma_{V,n}^R$ bei der T-Verbindung $\sigma_{V,b}^R / \sigma_{V,n}^R = 1,7$ und bei der Kopfplattenverbindung $\sigma_{V,b}^R / \sigma_{V,n}^R = 1,6$, so daß in beiden Fällen die maximal belastete Schraubenrandfaser bis zur 0,2 %-Dehngrenze beansprucht war.

Lassen wir Sonderfälle außer acht, so ergab sich für 71 unter normalen Randbedingungen angezogene Schrauben ein Mittelwert von $F_V^R = 0,97 \cdot F_V^{DAST}$ für die Restvorspannkraft bei einer Streubreite von $\pm 0,2 \cdot F_V^{DAST}$. Unter der Wirkung der äußeren Lasten war an denselben Schrauben im Mittel ein Abfall an Vorspannkraft um $\Delta F_V = 0,08 \cdot F_V^{DAST}$ vorhanden, so daß die mittlere Anfangsvorspannkraft mit $F_V = F_V^R + \Delta F_V = 1,05 \cdot F_V^{DAST}$ anzunehmen ist, also geringfügig höher als nach DAST-Ri 010 unterstellt.

Bezüglich der Spannungsamplitude σ_a im Schraubenschaft infolge der wiederholt aufgebrauchten äußeren Last wurden zunächst Versuche zur Veränderlichkeit von σ_a über die Lastspielzahl gefahren. Untersucht wurden dazu 10 T-Verbindungen mit veränderter Lage der Kontaktzone (Versuchsserie A). Das Versuchsergebnis zeigt, daß die nach dem vollen ersten Lastspiel sich einstellende Spannungsamplitude σ_a in der Schraube im Verlauf weiterer Lastspiele in der Regel keine Veränderung mehr erfährt.

In weiteren Meßversuchen wurden die Spannungsamplituden σ_a unter zunehmender Schwingweite der äußeren Last gemessen. Die Meßversuche an T-Verbindungen (Versuchsserie B) zeigten für "mittigen" und "randseitigen" Plattenkontakt gleichermaßen ein Verhältnis von Axial- zu Biegeanteil der Spannungsamplitude am Schaftrand der Schraube von $\sigma_{a,n} : \sigma_{a,b} \sim 1 : 1$. Im Unterschied zu den T-Verbindungen mit "mittigem" Kontakt dokumentierte sich für "randseitigen" Kontakt der erwartete schnelle Anstieg der Schraubengesamtspannung bei Vergrößerung der Lastamplitude. Die Zuordnung von Spannungen aus den Meßversuchen an T-Verbindungen mit Randkontakt und dauerhaft ertragbaren äußeren Lasten F_{BD} aus den Dauerschwingversuchen ergibt dauerhaft ertragbare Spannungsamplituden in der Randfaser des Kernquerschnitts in den Grenzen:

$$74 \frac{N}{\text{mm}^2} \leq (\sigma_{A,n}^k + \sigma_{A,b}^k) = 107 \frac{N}{\text{mm}^2} .$$

Die Meßergebnisse an hochfesten Schrauben in den Kopfplattenverbindungen der Biegeträger zeigen in den Fällen mit vorwiegendem Kontakt am Zugflansch infolge schweißverzogener Kopfplattenüberstände maximale Beanspruchung in den Randschrauben. Das Verhältnis von Spannungen $\sigma_{a,n} : \sigma_{a,b} \sim 1 : 1$ wie bei den T-Verbindungen trifft für die Randschrauben nicht in allen Fällen zu. Es zeigten sich größere Axialspannungen $\sigma_{a,n}$ gerade im Fall dicker Kopfplatten und zugflanschseitigen Kontaktes, hingegen größere Biegespannungen $\sigma_{a,b}$ im Fall "randseitigen" Kontaktes am Kopfplattenüberstand (Zwischenplättchen). Für den letztgenannten Fall wurde zudem eine Verlagerung der Maximalbeanspruchung in die Schrauben der mittleren Reihe beobachtet, was auch die Dauerschwingbrüche an Schrauben der mittleren Reihe bei randseitig am Kopfplattenüberstand angeordneten Zwischenplättchen belegen. Die Zuordnung von gemessenen Schraubenspannungen zur dauerhaft ertragbaren äußeren Last gemäß Dauerschwingversuch läßt wieder die Größenordnung der dauerhaft ertragbaren Gesamttrandspannungsamplitude $(\sigma_{A,n}^k + \sigma_{A,b}^k)$ in der Randfaser des Kernquerschnitts erkennen:

$$66 \frac{N}{\text{mm}^2} \leq (\sigma_{A,n}^k + \sigma_{A,b}^k) \leq 95 \frac{N}{\text{mm}^2} .$$

Bezüglich der Schädigungswirksamkeit von Biege- und Axialspannungsanteil einer Normalspannung kann mit aller Vorsicht geschlossen werden, daß die Biegespannung nicht so schädigungswirksam ist wie eine gleichgroße Axialspannung. Man liegt jedoch auf der sicheren Seite, wenn man beide Anteile gleich bewertet.

Da in den Dauerschwingversuchen insbesondere an T-Verbindungen vielfach unerwartete Dauerschwingbrüche in den Schweißnähten auftraten, wurden im Rahmen dieses Forschungsprogramms auch Dehnungsmessungen an zwei T-Stücken und an einem Trägerzugflansch durchgeführt. Die Messungen ergaben deutlich örtliche Spannungserhöhungen aufgrund der Einzellasteintragung durch die Schrauben: maximal 40 % bei den T-Stücken und maximal 80 % bei den Biegeträgern gegenüber dem Rechenwert für konstante Spannungsverteilung über die Breite des Zugbleches oder Zugflansches. Dies erklärt dennoch nicht die Mehrzahl der Dauerschwingbrüche in den K-Nähten, bei einer gemäß DIN 4132 ordnungsgemäßen Einstufung der K-Naht Sondergüte nach Kerbfall K 1. Eine Einstufung der K-Naht Sondergüte in Kerbfall K 2 wie in DIN 15018 trägt dem Versuchsverhalten dieser Schweißnaht eher Rechnung.

Abschließend sei noch darauf hingewiesen, daß das Ergebnis der Dauerschwingversuche für den ungünstigsten Fall der Schraubenbeanspruchung, nämlich Randkontakt bei den T-Verbindungen, Kontakt in Höhe des Zugflansches bei den Kopfplattenverbindungen, erhalten wurde. Es wird daher für vertretbar erachtet, diese Werte unmittelbar zuzulassen. Damit ergibt sich für T-Verbindungen mit Plattengeometrie und Schraubenanordnung gemäß den Überständen der Kopfplattenstöße nach DASt-DStV-Ringbuch die $2 \cdot 10^6$ mal ertragbare zulässige äußere Zugkraft je voll vorgespannte Schraube 10.9 zu 20 % der erforderlichen Vorspannkraft

$$\text{zul } F_{BD} = 0,2 \cdot F_V^{\text{DASt}} ,$$

bei den untersuchten Kopfplattenverbindungen des Typs IH 3 B nach DASt-DStV-Ringbuch folgt dann das $2 \cdot 10^6$ mal ertragbare zulässige Schwellmoment zu 40 % des zulässigen statischen Anschlußmomentes im Lastfall H

$$\text{zul } \Delta M_{AD} = 0,4 \text{ zul } M_{A1} .$$

Mit diesem Forschungsvorhaben sollte ein Beitrag zu einer wirklichkeitsnäheren Bemessung von schwingend axial beanspruchten hochfesten Schrauben der Güte 10.9 in Kopfplattenverbindungen geleistet werden.

Es ist uns ein Bedürfnis, Herrn Dr. Ing. H. Nölke für die wertvollen Hinweise und Herrn E. Schrader, Feinmechanikermeister, sowie Frau I. Miedeck, Technische Zeichnerin, für die sorgfältige Mitarbeit bei diesem Forschungsvorhaben bestens zu danken.

Schrifttum

- /1/ DAST-Ri 010: Anwendung hochfester Schrauben im Stahlbau
Richtlinie 1976
- /2/ DS 804: Vorschrift für Eisenbahnbrücken und sonstige Inge-
nieurbauwerke 1983
- /3/ DIN 15 018: Krane - Grundsätze für Stahltragwerke - Berech-
nung, April 1974
- /4/ VDI 2230: Systematische Berechnung hochbeanspruchter Schrau-
benverbindungen; Richtlinie Oktober 1977
- /5/ Ringbuch: "Typisierte Verbindungen im Stahlhochbau des DAST
-DStV, Stahlbau Verlags GmbH Köln 1974
- /6/ Lacher, G. und Kießlich, H.P.: Literaturstudie zur Bemessung
von hochfesten, vorgespannten Schrauben der Güte 10.9 in
Kopfplattenverbindungen unter äußerer Zugschwellbelastung.
Universität Hannover, Institut für Stahlbau 1982
- /7/ DIN 18 800 Teil 1: Stahlbauten; Bemessung und Konstruktion
März 1981
- /8/ DIN 18 800 Teil 7: Stahlbauten; Herstellen, Eignungsnachweise
zum Schweißen, Mai 1983
- /9/ Steinhardt, O., Möhler, K.: Versuche zur Anwendung vorgespann-
ter Schrauben im Stahlbau II. Teil Stahlbau-Verlags-GmbH
Köln 1959
- /10/ Steinhardt, O., Möhler, K.: Versuche zur Anwendung vorge-
spannter Schrauben im Stahlbau, III. Teil Stahlbau-Verlags
GmbH Köln 1962
- /11/ Steinhardt, O., Möhler, K.: Versuche zur Anwendung vorge-
spannter Schrauben im Stahlbau, I. Teil Stahlbau-Verlags
-GmbH Köln 1954
- /12/ Steinhardt, O., Möhler, K., Valtinat, G.: Versuche zur An-
wendung vorgespannter Schrauben im Stahlbau, IV. Teil
Stahlbau-Verlags-GmbH Köln 1969
- /13/ Illgner, K.H.: Einfluß der Oberflächenbehandlung auf die
Eigenschaften von HV-Schraubenverbindungen und ihre An-
wendung. Der Stahlbau 48 (1979), H. 1, S. 21
- /14/ Lacher, G.: Zur Weiterentwicklung der Anziehtechnik von
hochfesten vorgespannten Schrauben im Stahlbau. Roik
Festschrift Bochum 1984
- /15/ Neugebauer, R.: Erläuterungen zu 9. der DIN 15018: Zug auf
vorgespannte Schrauben; unveröffentlicht
- /16/ Junker, G. und Blume, D.: Neue Wege einer systematischen
Schraubenberechnung. Wissenschaftliche Veröffentlichung
der Firma Bauer und Schaurte, Neuß/Rhein, Michael
Triltsch Verlag Düsseldorf 1965

- /17/ Fritsche, G.: Grundlagen einer genaueren Berechnung statisch und dynamisch beanspruchter Schraubenverbindungen. Diss. TU Berlin 1962
- /18/ E VDI 2230: Systematische Berechnung hochbeanspruchter Schraubenverbindungen. Zylindrische Einschraubenverbindungen. Blatt 1 VDI-Richtlinie Entwurf April 1983
- /19/ Thomala, W.: Elastische Nachgiebigkeit verspannter Teile einer Schraubenverbindung. VDI-Z 124 (1982) H. 6, S. 205 bis S. 214
- /20/ Römling, G.: Experimentelle Untersuchungen zur Ermittlung von Nennspannungsquerschnitten an Gewinden bei dynamischer und statischer Beanspruchung durch Zug, Biegung und Verdrehung, Diss. D 83, TU Berlin 1978
- /21/ Piraprez, E.: Le Serrage des Boulons à Haute Résistance Centre de recherches scientifiques et techniques de l'industrie des fabrications métalliques, Bruxelles Crif MT 127, Okt. 1978
- /22/ Eurocode 3: Stahlbau. Kommission der Europäischen Gemeinschaft, Entwurf August 1983
- /23/ Lacher, G.: Über den Einfluß der Abstützung auf exzentrisch schwingend beanspruchte vorgespannte Schrauben in Plattenverbindungen. Der Stahlbau 53 (1984) H. 6, S. 165/173
- /24/ Bouwman, L.P.: Fatigue of bolted connections and bolts, loaded in tension, Stevin Laboratory Delft, University of Technologie Report 6-79-9
- /25/ Wakiyama, K., Hirai, K. and Hamada, K.: A study of fatigue strength of high strength bolted T-connections. Part 1: Fatigue Tests. Architectural Institut of Japan Okt. 1980 S. 19 (japanisch)
- /26/ Agatonović, P.: Verhalten von Schraubenverbindungen bei zusammengesetzter Betriebsbeanspruchung. Diss. TU Berlin 1973
- /27/ Kloos, K.-H. und Schneider, W.: Haltbarkeit exzentrisch beanspruchter Schraubenverbindungen. VDI-Z 126 (1984) H 19 (Okt. I), S. 741/750
- /28/ DIN 4132: Kranbahnen, Stahltragwerke - Grundsätze für Berechnung, bauliche Durchbildung und Ausführung, Ausgabe Febr. 1980