

# Auslegung und Gestaltung von Welle-Nabe-Verbindungen

Schäfer, G. et al.

*Welle-Nabe-Verbindungen sind als leistungsübertragende Maschinenelemente nahezu in allen antriebstechnischen Konstruktionen eingesetzt. Das Institut für Maschinenwesen (IMW) der TU Clausthal ist spezialisiert auf Zahnwellen-Verbindungen, Längsstift-Verbindungen und einige Sonderfälle von Pressverbindungen.*

*In most of the constructions for drive technology are shaft-hub-connections used. This area of machine elements is the first topic in research work of the IMW. Either if it is a gearshaft or a press fit connection for special applications.*

## 1 Einleitung

Die von Dietz an der TU Darmstadt begonnenen Forschungsarbeiten zur Berechnung von Zahn- und Keilwellen-Verbindungen, wurden von ihm, nach seiner Berufung an die TU Clausthal, in zahlreichen FVA- und DFG-Vorhaben engagiert weiterbetrieben. Als Ergebnis dieser, über jahrzehnte gewonnenen Erkenntnisse, steht heute die Berechnungsnorm DIN 5466 für Passverzahnungen zur Verfügung.

Für die weiteren am IMW untersuchten Welle-Nabe-Verbindungen sind entsprechende Berechnungsvorschläge erarbeitet worden, die im Rahmen der Gemeinschaftsforschung entsprechend publiziert werden.

## 2 Zahnwellen-Verbindungen

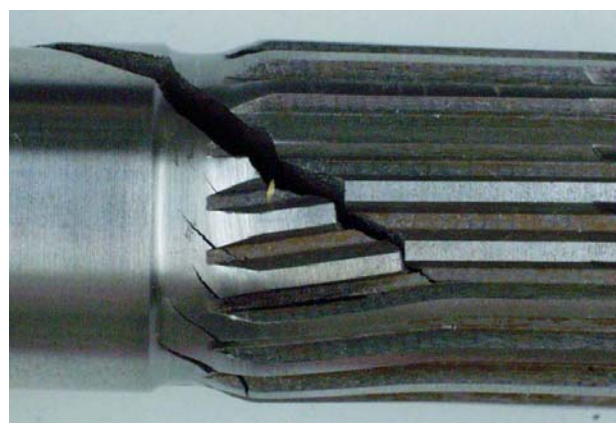
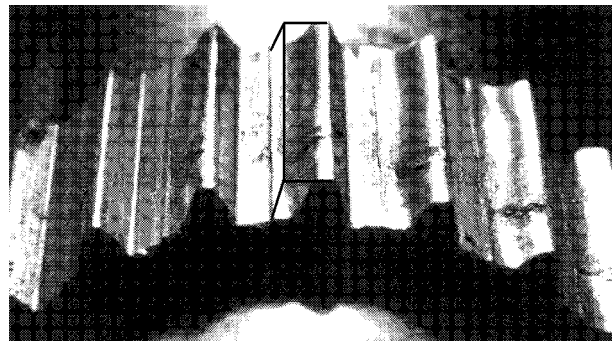
Zur Übertragung von Drehmomenten bei gleichzeitiger axialer Verschiebbarkeit von Welle und Nabe werden häufig Zahnwellen-Verbindungen mit Profilen nach DIN 5480 eingesetzt. Die große Anzahl im Eingriff befindlicher Formelemente (Zahnpaare) ermöglicht die Übertragung hoher Drehmomente bei geringen Nabenaußendurchmessern. Kostengünstige Anwendungen erschließen sich insbesondere bei Herstellung großer Stückzahlen mittels spanender und vor allem spanloser Herstellungsverfahren.

Bisherige – z.T. stark vereinfachte – Berechnungsansätze für Mitnehmerverzahnungen wie die Berechnung auf Basis einer zulässigen Flankenpres-

sung berücksichtigen das elastische Zusammenspiel von Welle und Nabe auf dem Lastleitungsweg nicht. Besondere Effekte der Lasteinleitung in solche Verbindungen werden meist noch hinter die Betrachtung der ungleichmässigen Lastverteilung über der Länge und dem Umfang dieser formschlüssigen Welle-Nabe-Verbindung gestellt. Charakteristisch für die Lastverteilung ist das komplexe Passungssystem der Zahnwellen-Verbindungen.

Die Dimensionierung von Zahn- und Keilwellen-Verbindungen erfolgt nach DIN 5466 auf zwei prinzipiell verschiedene Ausfallursachen:

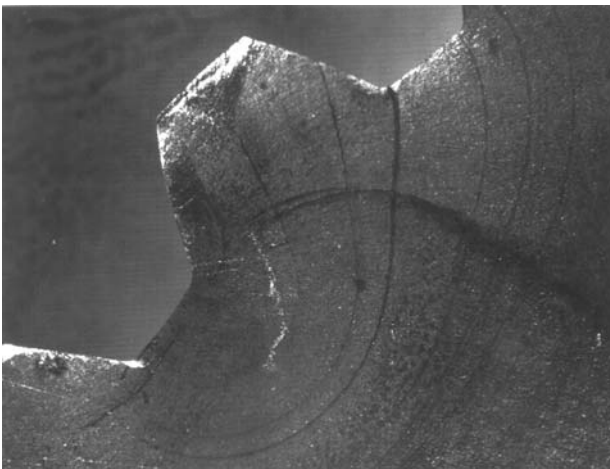
- Verschleiß und Gewalt- oder Dauerbruch, vgl. Bild 1. Das verschleißbedingte Abtragen von Zahnflankenbereichen führt zu einer Spiel- und Exzentrizitätsvergrößerung und damit zum 'Aufbrauchen' der Formschlüsselemente.
- Durch die geometriebedingten Kerben entstehen Spannungsüberhöhungen, die bei statischer Last zum Gewaltbruch und bei dynamischer Beanspruchung zum Dauerbruch der Verbindung führen.



**Bild 1:** Verschleiß- und Torsionsdauerbruch-Schaden an Zahnwellen-Verbindungen

Die Analyse vieler Zahnwellenbrüche führte zu folgenden Ergebnissen:

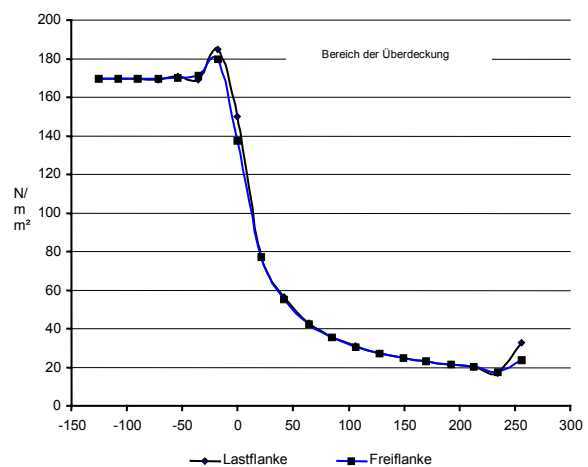
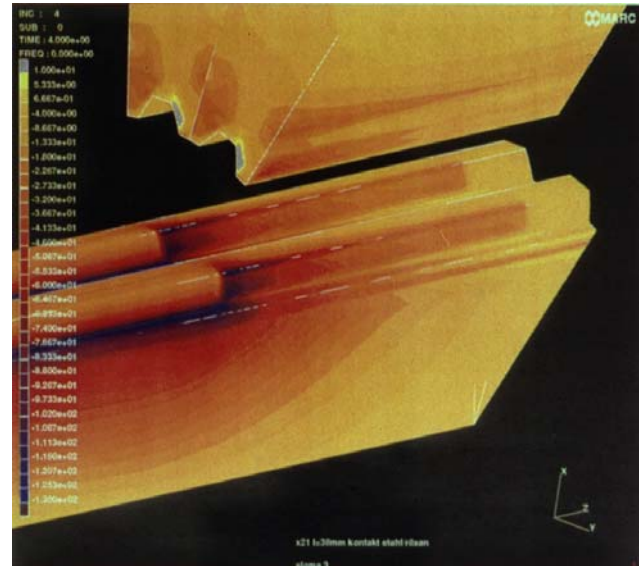
- Bei Gewalt- und Dauerbrüchen beginnen die Anrisse meist in der Kerbe im Zahnfuß direkt am Verbindungsrand oder an einem Ort in unmittelbarer Nähe des Verbindungsrandes innerhalb der Verbindung.
- Das Verformungsverhalten der Verbindung und insbesondere der Steifigkeitssprung an den Verbindungsändern bewirken eine ungleichförmige Beanspruchungsverteilung über der Verbindungslänge mit einer Lastüberhöhung am Verbindungsanfang, vgl. Bild 3.
- Weitere Belastungsspitzen entstehen durch verzahnungsgeometrisch bedingte Kerbwirkungen am Zahnfuß von Welle und Nabe, vgl. Bild 2. An der Lasteinleitungsstelle resultiert aus der Überlagerung der einzelnen Spannungsmaxima ein komplizierter dreiachsiger Spannungszustand, der den Dauerbruch fördern kann, kritisch ist in diesem Fall der Verzahnungsauslauf. Abhängig von dessen geometrischer Gestaltung und Herstellverfahren sind hier Unterschiede im Formfaktor von ca. 2 zu erwarten.



**Bild 2:** Zahnwellendauerbruch mit Rißbeginn im Zahnfuß

## 2.1 Beanspruchungsverhalten von Zahnwellen-Verbindungen

Zur Klärung des Spannungs- und Verformungsverhaltens von Zahnwellen-Verbindungen unter Drehmomentbelastung wurden umfangreiche dreidimensionale Finite-Elemente-Kontaktrechnungen durchgeführt.

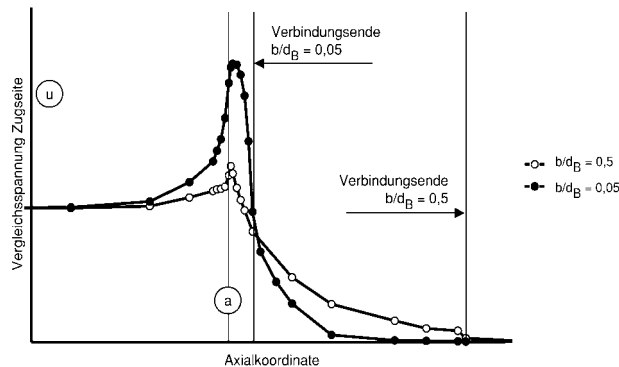


**Bild 3:** Spannungsverteilung in einer Zahnwellen-Verbindung

Die Ergebnisse dieser Untersuchungen sind in Form von Geometrie Kennzahlen in die Überarbeitung der Berechnungsvorschriften nach DIN 5466 eingeflossen.

In verschiedenen Untersuchungen wurde gezeigt, dass sich mit Verwendung größerer Verbindungsbreiten als  $b=0,5 \cdot d_B$  die maximalen Zahnfußspannungen nur noch unwesentlich reduzieren lassen. In Bezug auf die Wellenzahnfußbeanspruchung liegt bei Drehmomentbelastung das optimale Verhältnis Verbindungsbreite zu Bezugsdurchmesser bei  $b/d_B=0,6$ . Nach Kenntnisstand des Verfassers werden in vielen Anwendungsfällen deutlich zu lange Verbindungen  $b/d_B > 1$  gefertigt. Für die Ausnutzung der Verbindungsbreite kann die von Herrn Huber vorgeschlagene Flankenlinienkorrektur genutzt werden, die sich an der elastischen Verdrehlinie des Torsionsstabes orientiert. Durch diese geometrische Korrektur wird eine gleichmäßigere Lastverteilung über der Verbindungsbreite erreichbar. Eine andere extreme Verzahnungsgeometrie, die in großer Stückzahl produziert wird ist die In-

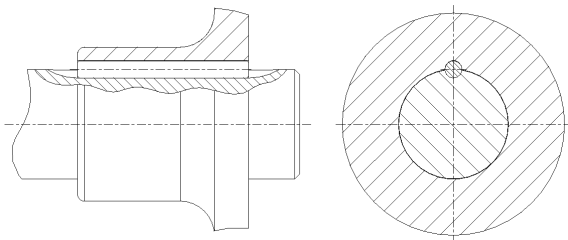
nenverzahnung von Kupplungslamellen u.ä.. Die Lastverteilung über der Verbindungsbreite ist in diesem Fall gemäß Bild 4 deutlich günstiger. Für die Welle bleibt aber das Problem der extremen Spannungskonzentration am Verbindungsanfang erhalten. Hier sind spezielle Maßnahmen am Verzahnungsauslauf der Wellenverzahnung notwendig. Die Vergleichsspannung im Zahnfuß der Welle ist für eine Verbindung mit mittlerer Zähnezahl ( $d_B=45\text{mm}$ ,  $z=20$ ) und Verbindungsbreiten von  $b/d_B = 0,05$  und  $0,5$  in Bild 4 dargestellt.



**Bild 4:** Vergleich der Zahnfußspannung in der Welle über der Verbindungsbreite für verschiedene Breiten/Bezugsdurchmesserhältnisse  $b/d_B$

### 3 Längsstift-Verbindungen

Längsstiftverbindungen bestehen aus axial am Umfang angeordneten Stiften als Mitnehmerelemente, vgl Bild 1. Die Stifte können dabei nach Anzahl und Anordnung variieren.



**Bild 5:** Längsstift als Mitnehmerelement in einer Welle-Nabe-Verbindung

Unterlagen zur Auslegung spielbehafteter Längsstiftverbindungen existieren nicht. Es erscheint aber zulässig, die Angaben für spielfreie Verbindungen als Anhaltspunkte zu verwenden. Auch diese Auslegungshinweise fallen aber sehr kurz aus. Am Institut für Maschinenwesen wurden im Rahmen eines von der DFG geförderten Forschungsprojektes erste Dimensionierungsgrundlagen für spielbehaftete Längsstiftverbindungen erarbeitet.

### 3.1 Ermittlung von Torsionsformzahlen

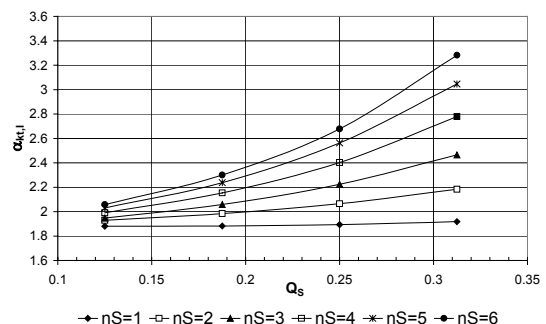
Auf Grund des Mangels an Erkenntnissen über die Gestalt- und Dauerfestigkeit von Wellen und Naben, die durch eine bzw. mehrere halbkreisförmige Nuten in axialer Richtung geschwächt sind, konzentrierten sich die Arbeiten zunächst auf die Ermittlung von Formzahldiagrammen für Welle und Nabe mit Hilfe der Finiten-Element-Methode. Dazu wird die höchste, in der FE-Rechnung ermittelte Kerbspannung zur analytisch berechneten Spannung im ungestörten Querschnitt ins Verhältnis gesetzt:

$$\alpha_k = \frac{\text{maximale Kerbspannung aus FEM}}{\text{Nennspannung, rechnerisch}} \quad (1)$$

Diese Methodik wurde für die wellen- und naben-seitige Nut bei verschiedenen Geometrievariationen durchgeführt:

- **Welle:** Verhältnis von Stiftdurchmesser zu Wellendurchmesser  $D_S/D_{al}$ ; Anzahl der Mitnehmerelemente  $n_S$
- **Nabe:** Verhältnis von Nabenaußendurchmesser zu Wellendurchmesser  $D_{aA}/D_{al}$  bei verschiedenen  $D_S/D_{al}$ ; Anzahl der Mitnehmerelemente

Zur Klärung der Einspann- und Lastbedingungen wurde zunächst für jeweils eine ungeschwächte Geometrie analytisch und mittels FEM die Beanspruchung ermittelt. Die gewählten Randbedingungen in Anlehnung an hatten maximale Abweichungen zur analytischen Rechnung von  $< 1\%$  zur Folge, d.h. es wurde eine ausreichend hohe Genauigkeit sicher gestellt. Die Lage der Stifte wurde so angesetzt, dass der Fugradius zwischen Welle und Nabe durch den Stiftmittelpunkt verläuft. Anschließend erfolgten die Parameterrechnungen unter Anwendung dieser Randbedingungen. Bild 6 zeigt das Formzahldiagramm der Welle für Torsion.



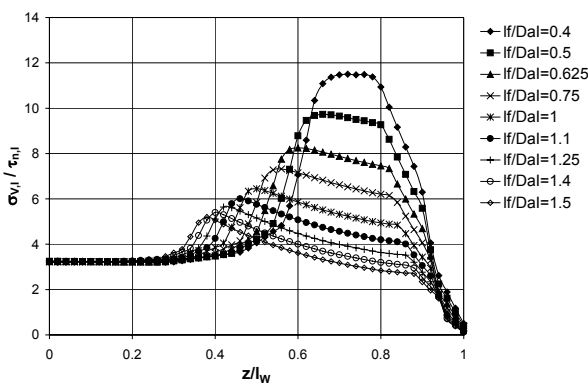
**Bild 6:** Torsionsformzahl für die Welle für verschiedene Verhältnisse  $D_S/D_{al}$  und verschiedene  $n_S$

Es ist zu bemerken, dass, obwohl mit steigendem Verhältnis  $D_S/D_{al}$  der Kerbradius zunimmt und somit

günstiger ausfällt, ein Ansteigen der Formzahlwerte eintritt. Dies ist darauf zurückzuführen, dass der Einfluss der verminderten tragenden Querschnittsfläche den Einfluss des vergrößerten Radius der Kerben überwiegt.

### 3.2 Einfluss der Verbindungsbreite auf die Wellenbeanspruchung

Die wenigen verfügbaren Quellen geben als Anhaltswert zur Dimensionierung einer Längsstiftverbindung ein Verhältnis von Verbindungslänge zu Wellendurchmesser  $l_f/D_{al}$  von 1 bis 1,5 an. Umfangreiche Untersuchungen an Zahnwellenverbindungen zeigten jedoch, dass ab einem Verhältnis  $b/d_B > 0,6$  ( $b$ : Verbindungsbreite,  $d_B$ : Bezugsdurchmesser) die durch den Steifigkeitssprung am Verbindungsbeginn hervorgerufene maximale Beanspruchung am Verbindungsanfang nicht mehr reduziert werden kann. Zu berücksichtigen ist jedoch die Anzahl der Mitnehmerelemente, die im Fall der Längsstift-Verbindung mit  $n_S = 1$  beginnt. Aus dieser Überlegung heraus wurde das Parameterfenster  $l_f/D_{al}$  von 0,4 bis 1,5 gewählt. Bild 7 zeigt das Ergebnis für eine 1-Stift-Verbindung.



**Bild 7** Verlauf der Vergleichsspannung im Nutgrund der Welle für  $n_S = 1$  und verschiedene Verhältnisse  $l_f/D_{al}$ ;  $Q_S = 0,125$ ,  $Q_{Al} = 0,5 = \text{const.}$

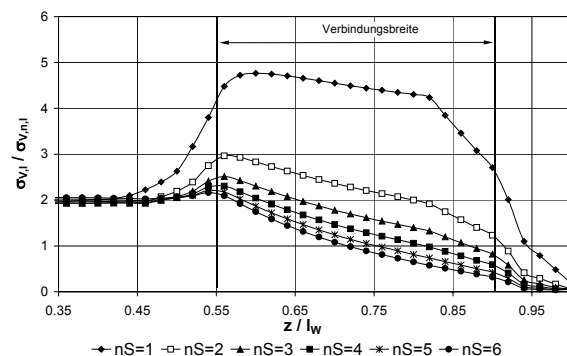
Man erkennt einen übereinstimmenden Vergleichsspannungsverlauf für alle Verhältnisse  $l_f/D_{al}$  im ungestörten Bereich der Welle, also vor dem Verbindungsbeginn. Mit Verbindungsbeginn schließt sich ein Bereich deutlicher Spannungsüberhöhung an. Mit Verlängerung der Verbindungsbreite kommt es zu einer deutlichen Reduzierung der Spannungsüberhöhung. Für Stiftanzahlen  $n_S = 1$  bis  $n_S = 3$  konnte ein erheblich größerer Einfluss auf die Vergleichsspannungsüberhöhung festgestellt werden als für darüber hinaus gehende Stiftanzahlen. Mit steigender Stiftanzahl sinkt auch das optimale Breitenverhältnis immer weiter ab, bis es bei ca.  $l_f/D_{al} = 0,625$  einen konstanten Wert annimmt. Als Konstruktionshinweis kann ein Bereich für die Ver-

bindungsbreite einer Längsstiftverbindung ( $n_S = 1$ )  $1,5 l_f \geq l_{f,opt} \geq 0,625 \cdot l_f$  ( $n_S = 6$ ) empfohlen werden.

### 3.3 Einfluss der Stiftanzahl auf die Beanspruchung der Verbindung

Berechnet man die Beanspruchung nach einer der in der Literatur angegebenen Gleichungen, stellt sich unmittelbar die Frage nach einer Erhöhung der Anzahl der Mitnehmerelemente. Auf diese Weise ließe sich bspw. rechnerisch am einfachsten die auftretende Flächenpressung durch Erhöhung der übertragenden Fläche vermindern. Lasteinleitungseffekte, welche sich lokal auf das Beanspruchungsverhalten am Verbindungsbeginn bzw. im Bereich reiner Torsion einstellen, bleiben jedoch dabei unberücksichtigt.

Bei Betrachtung der Vergleichsspannung der Welle (vgl. Bild 7) fällt die zunächst nur unwesentlich differierende Spannung im Bereich ungestörter Torsion auf. Die stark unterschiedlichen Ausprägungen der sich anschließenden Spannungsüberhöhung lassen sich mit der mit zunehmender Stiftanzahl sinkenden Querschnittsfläche erklären, welche eine höhere Steifigkeit bei kleiner Stiftanzahl zur Folge hat. Weiterhin ist zu erkennen, dass das Maximum mit steigender Stiftanzahl aus der Verbindung heraus vor den Verbindungsbeginn wandert.



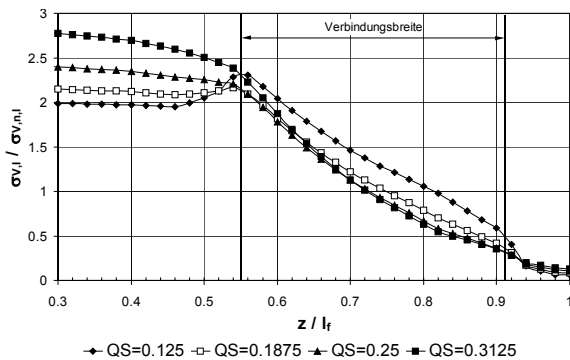
**Bild 8:** Einfluss der Stiftanzahl auf die Wellenbeanspruchung.  $Q_S = 0,125$ ,  $l_f/D_{al} = 0,625$ ;  $Q_A = 0,5$

Die Überhöhung nimmt mit zunehmender Stiftanzahl sichtbar ab, bis sich bei  $n_S=6$  nahezu ein Gleichgewicht zwischen dem Bereich ungestörter Torsion und dem Verbindungsbeginn einstellt. Dies deutet auf eine gleichmäßige Beanspruchung der Welle hin, was bei der Auswahl der Stiftanzahl berücksichtigt werden sollte. Zusätzlich ist in diesem Zusammenhang der Stiftdurchmesser zu berücksichtigen, wie im Folgenden noch gezeigt wird.

### 3.4 Einfluss des Stiftdurchmessers auf die Beanspruchung der Verbindung

Die Änderung der Stiftnzahl stellt nicht die einzige Möglichkeit dar, bei konstantem Verbindungsbreiten- sowie Nabenaußendurchmesser Verhältnis das Übertragungsverhalten zu beeinflussen. Eine Vergrößerung des Stiftdurchmessers bewirkt ebenfalls einen direkten Einfluss auf die Verbindung. Im Folgenden werden die Untersuchungen zur Variation des Stiftdurchmessers auf die Verbindung vorgestellt.

Die wenigen in der Literatur angegebenen Hinweise zur Dimensionierung einer Längsstift-Verbindung gehen von einem Verhältnis Stiftdurchmesser zu Wellendurchmesser  $Q_S = 0,12$  bis  $Q_S = 0,16$  aus. Ausgehend von dieser Empfehlung erfolgte eine Untersuchung des Einflusses des Stiftdurchmessers auf die Verbindung im Bereich  $Q_S = 0,125$  bis  $Q_S = 0,3125$ . Den Spannungsverlauf im Kerbgrund der Welle zeigt Bild 9.



**Bild 9:** Einfluss des Stiftdurchmessers auf die Wellenbeanspruchung.  $n_S = 4$ ,  $l_f/D_{al} = 0,625$ ;  $Q_A = 0,5$

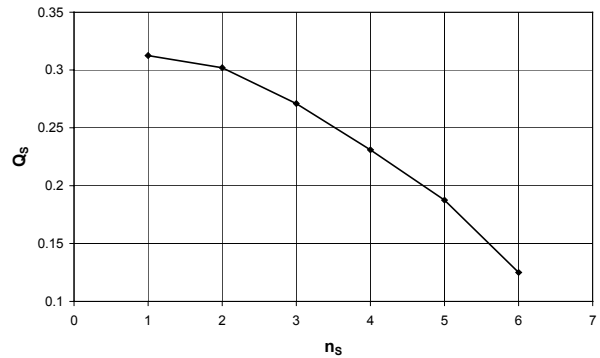
Durch die Erhöhung des Stiftdurchmessers wird auf der einen Seite die Spannungsspitze am Verbindungsanfang abgebaut, gleichzeitig wird aber auch der Querschnitt der Welle geschwächt, so dass die Spannungen vor dem Kontakt deutlich steigen. Bei einem Verhältnis  $Q_S = 0,1875$  kommt es bei einer Verbindung mit 4 Stiften dazu, dass die Spannungen vor und im Kontakt nahezu gleich sind.

### 3.5 Zusammenfassung

Im Folgenden werden die wichtigsten Ergebnisse der Parameteruntersuchungen zum Drehmomentübertragungsverhalten Ein- und mehrstiftiger Verbindungen zusammengefasst.

- Stiftdurchmesser/Stiftnzahl: Mit zunehmender Stiftnzahl steigt die Vergleichsspannung im Bereich reiner Torsion (vor Verbindungsbeginn) ebenso wie bei konstanter Stiftnzahl mit Zunahme des Stiftdurchmessers. Beide Parameter beeinflussen ebenfalls die Vergleichsspan-

nungsüberhöhung am Verbindungsbeginn. Eine Auswahlhilfe gibt Bild 10.

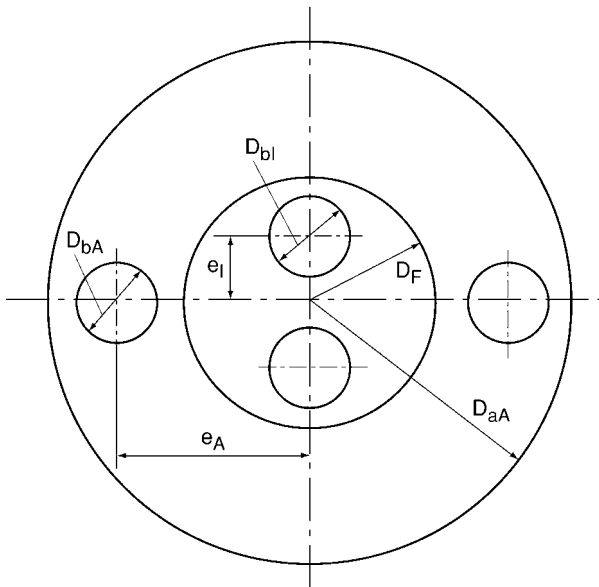


**Bild 10:** Verlauf der für die Wellenbeanspruchung optimalen Kombination Stiftdurchmesser Verhältnis  $Q_S$  und Stiftnzahl  $n_S$ . Der Graph beschreibt einen Überhöhungsfaktor = 1.

- Für Stiftnzahlen  $n_S = 1$  bis  $n_S = 3$  ist ein erheblich größerer Einfluss der Verbindungslänge auf die Vergleichsspannungsüberhöhung zu konstatieren als für darüber hinaus gehende Stiftnzahlen. Als Konstruktionshinweis kann ein Bereich für die Verbindungsbreite einer Längsstiftverbindung von  $(n_S = 1)$   $1,5 \cdot l_f \geq l_{f,opt} \geq 0,6 \cdot l_f$  ( $n_S = 6$ ) empfohlen werden.

## 4 Geschwächte Pressverbindungen

Die zweite große Gruppe der Welle-Nabe-Verbindungen sind die reibschlüssigen Verbindungen, zu denen auch die noch nachfolgend behandelten IHF-Verbindungen und Druckkämme gehören. Das erste Beispiel nach dem Prinzip des Reibschlusses ist der Schrumpverband der häufig durch konstruktiv bedingte Diskontinuitäten, wie Radialbohrungen (z.B. bei Pressölverbänden) oder exzentrische Axialbohrungen in Welle und Nabe (z.B. für Schmier- und Druckmittelzufuhr bei Kupplungen, Flanschbohrungen, Schraubenbefestigungen bei Spannringverbindungen usw.), gestört ist. Diese Störungen bedingen einerseits eine örtliche Spannungszunahme und damit eine Begrenzung der übertragbaren Lasten infolge Kerbwirkung, andererseits verursachen diese Störungen eine Änderung des elastischen Verhaltens beim Schrumpverband - der effektive Paßfugendruck sinkt gegenüber einer rotationssymmetrischen Verbindung mit gleichem Übermaß und die Umstände, die zur Reibkorrosionsschädigung führen, werden ungünstig beeinflusst.



**Bild 11:** Geometrische Beziehungen an einer Pressverbindung mit axialen Schwächungen

#### 4.1 Elastische Auslegung geschwächter Pressverbindungen

Zur Ermittlung der Beanspruchungen und Übertragungseigenschaften im elastischen Bereich sind am IMW umfangreiche Untersuchungen durchgeführt worden, deren Ergebnisse in Kennzahlendiagrammen dargestellt sind.

Zur Auslegung der geschwächten Verbindung auf Basis der bekannten Ansätze für rotationssymmetrischen Verbindung wird die maximale Spannung unter Einführung einer Formzahl  $\alpha_k$  berechnet. Für die Bestimmung der Übertragungsfähigkeit eines geschwächten Pressverbandes wurde die Übertragungsfähigkeitskennzahl  $\eta$  abgeleitet.

##### 4.1.1 Welle mit Axialbohrungen

###### a) ebene Probleme

Die maximalen Bohrungsrandspannungen für Wellen mit einer Axialbohrung liegen bei am zur Fugenfläche nächstliegenden Punkt des Bohrungsrandes (vgl. Bild 11). Bei Wellen mit mehreren Bohrung wird die Formzahl  $\alpha_k$  wesentlich durch den Bohrungsabstand beeinflusst. Bei kleinen Bohrungsabständen liegen die maximalen Randspannungen am nächstliegenden Punkt zur Nachbarbohrung bzw. an den Verbindungslinien der Bohrungsmitten.

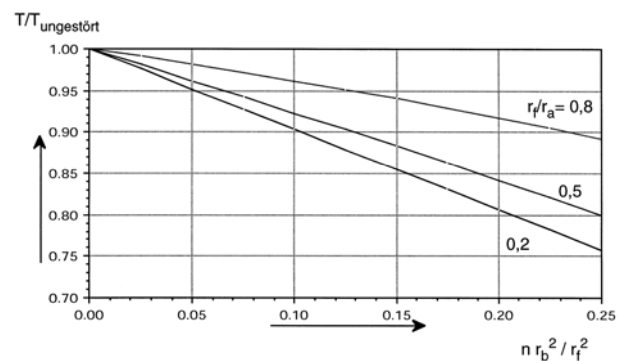
Zahlreiche Untersuchungen ergaben bei ingenieurmäßiger Vereinfachung, dass der durchschnittliche Fugendruck  $\bar{p}$  praktisch unabhängig von der Exzentrizität  $e_l$  und der Montagereibungszahl  $\mu_{montage}$  ist, er wird nur vom gesamten Bohrungsquerschnitt  $n\pi r_{bI}^2$  beeinflusst. Die Anwendbarkeit findet

dann eine Grenze, wenn die Restwandstärke einer Bohrung so klein ist, dass es zu plastischen Verformungen kommt.

###### b) räumliche Probleme

Zu den bisher bekannten Abhängigkeiten kommen bei den räumlichen Problemen noch die aus den axialen Spannungen und Geometrieänderungen herrührenden Einflüsse, die sich infolge der dreidimensionalen Spannungszustände mit Verformungsbehinderung kerbverschärfend auswirken.

Räumliche FEM-Untersuchungen ergaben, dass die Beanspruchungen am Bohrungsrand (Nabenstirnfläche) mit hinreichender Genauigkeit den Gleichungen des ebenen Ansatzes genügt, während die Spannungen des Bohrerkegels mit dem Bohrungsinnenrand nahezu unabhängig von der Bohrungstiefe und immer kleiner als an der Stirnfläche sind. Die Kerbwirkung aufgrund der Geometrie des Bohrerkegels bewirkt an der Spitze des Bohrerkegels ein sehr hohes Spannungsmaximum, das sehr schnell abklingt und keine Beziehung zu den übrigen geometrischen Beziehungen hat.



**Bild 12:** Übertragungsfähigkeit für Wellen mit Axialbohrungen

Bei der Beurteilung der Übertragungsfähigkeit ist im räumlichen Fall auch die Veränderung der Fugendruckverteilung über der Tiefe der Nabe zu berechnen. In einem ingenieurmässigen Ansatz kann man dabei unterscheiden zwischen einem ungestörten Bereich, der von den Bohrungen nicht erfaßt wird, und dem Bohrungsbereich. Die einfache Addition dieser beiden Bereiche führt zur Übertragungsfähigkeit der axial ungleichmässig geschwächten Pressverbindung.

##### 4.1.2 Nabe mit Axialbohrungen

Die an den Wellen mit Axialbohrungen gezeigten Zusammenhänge der Beanspruchungs- und Fugendruckverteilung lassen sich von den physikalischen Zusammenhängen her auch auf Naben mit Axialbohrungen für ebene und räumliche Fragestellungen übertragen. Die maximalen Bohrungs-

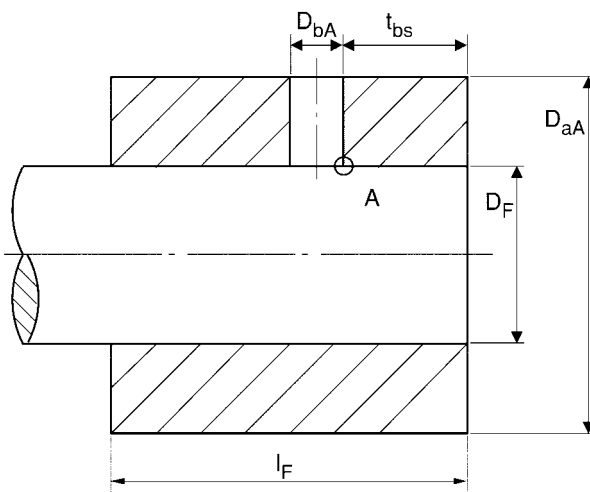


randspannungen der durch Axialbohrungen geschwächten Nabe liegen immer an dem zur Fügefläche nächstliegenden Punkt des Bohrungsrandes. Bei Vergrößerung des Bohrungsdurchmessers  $D_{bA}$  nimmt die Formzahl  $\alpha_k$  zu.

**4.1.3 Nabe mit Radialbohrungen**

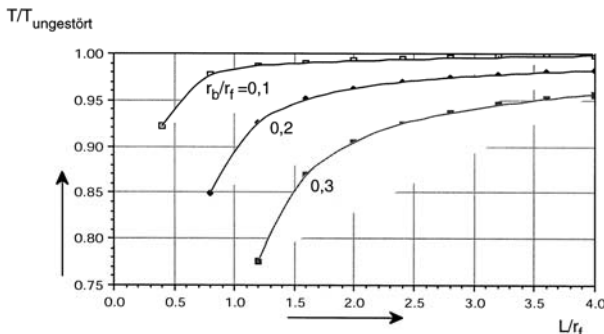
Die maximalen Bohrungsrandspannungen liegen immer bei dem zur Stirnfläche am nächsten liegenden Punkt des Bohrungsrandes an der Fügefläche (Bild 13, Punkt A). Ebenso wie bei Naben und Wellen mit Axialbohrungen spielt die minimale

Wandstärke  $t_{bs}$  die entscheidende Rolle. Bohrungen nahe der Stirnfläche verursachen starke Spannungserhöhungen am Bohrungsrand.



**Bild 13:** Geometrische Bezeichnungen an Naben mit Radialbohrungen

Bei der Übertragungsfähigkeit ist zu beachten, dass die auf der Fügefläche auftreffenden Bohrungen „Leerstellen“ darstellen, die bei der Berechnung der Übertragungsfähigkeitskennzahl  $\eta$  durch den Fugenleergrad  $\lambda_F$  berücksichtigt werden müssen.



**Bild 14:** Übertragungsfähigkeit von Naben mit einer Radialbohrung

Bild 14 zeigt die Übertragungsfähigkeit für Naben mit zwei Radialbohrungen. Die Untersuchungen führen auch hier zu der Erkenntnis, dass der durchschnittliche Fugendruck  $\bar{p}$  und das übertragbare

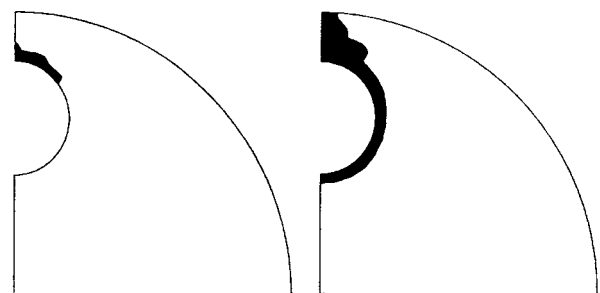
Drehmoment  $T$  unabhängig von der Montagebedingung sind.

Erfolgt die Anwendung als Pressölverband, wird durch das zugeführte Pressöl eine Druckbelastung in der Radialbohrung hervorgerufen, die mit einer Aufweitung und einer ungünstigen Belastungswirkung auf die Nabe verbunden ist. Die entsprechende Festigkeitsberechnung muss daher den Belastungsfall der Nabe in gefügtem Zustand mit Öl-druck in der Ölbohrung erfassen.

**4.2 Teilplastische Auslegung geschwächter Pressverbindungen**

Zur Steigerung der Übertragungsfähigkeit werden in vielen Fällen teilplastische Verformungen an Maschinenelementen zugelassen, ohne dass durch das Überschreiten der Elastizitätsgrenze mit einem sofortigem Ausfall der Verbindung gerechnet werden muss.

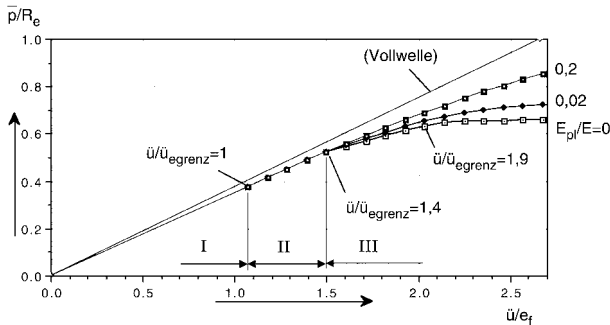
Da teilplastische Probleme nichtlinear sind, sind die eingangs vorausgesetzten Bedingungen für eine dimensionslose Darstellung der Ergebnisse nicht mehr gegeben. Für die teilplastische Auslegung kann jedoch näherungsweise eine dimensionslose Darstellung erreicht werden, wenn bei ausreichender Stützwirkung der verbleibenden elastischen Gebiete die Verschiebungen und Verzerrungen der plastischen Zone die gleiche Größenordnung wie in der elastischen Zone aufweisen, die Untersuchungen beschränken sich daher auf kleine plastische Verformungen.



**Bild 15:** Plastische Zonen einer Welle mit zwei Axialbohrungen ohne Montagereibung;  $r_b/r_f=0,2$ ;  $e/r_f=0,625$ ;  $Q_N=r_f/r_a=0,5$

Bild 15 zeigt am Beispiel einer durch Axialbohrungen geschwächten Welle ohne Montagereibung die plastischen Zonen bei zunehmendem Übermaß. Die vom Bohrungsrand mit der höchsten Spannung ausgehende plastische Zone nimmt mit steigendem Übermaß zu und erreicht schließlich im Grenzfall die Fügefläche. Bei mehreren Bohrungen können sich auch die plastischen Zonen treffen.

Für das in Bild 15 abgebildete Beispiel zeigt Bild 16 den auf die Streckgrenze bezogenen durchschnittlichen Fugendruck  $\bar{p}$  in Abhängigkeit vom auf die elastische Grenzdehnung  $\varepsilon_f$  bezogenen Übermaß  $\bar{u}$ .



**Bild 16:** Fugendruck-Übermaß-Verhältnis einer Welle mit zwei Axialbohrungen ohne Montagereibung;  $r_b/r_f=0,2$ ;  $e/r_f=0,625$ ;  $Q_N=r_f/r_a=0,5$

Hieraus kann folgendes abgeleitet werden:

- Solange die maximale Bohrungsrandspannung  $\sigma_{vmax}$  kleiner als die Streckgrenze  $R_e$  ist, wird die Welle rein elastisch beansprucht (Bereich I, Bild 16).
- Mit  $\sigma_{vmax}$  wird die Welle teilplastisch beansprucht. Solange die dünnste Stelle der Bohrungswand zwischen Bohrung und Fügefläche oder zwischen Nachbarbohrungen nicht vollplastisch beansprucht ist, weicht der durchschnittliche Fugendruck  $\bar{p}$  nur „geringfügig“ von der Linearität zum Übermaß  $\bar{u}$  ab (Bereich II). Durch die Stützwirkung der verbleibenden elastischen Zone behält die plastische Dehnung  $\varepsilon_{pl}$  am Bohrungsrand die gleiche Größenordnung wie die Dehnung an der Streckgrenze  $\varepsilon_f$ . Im Vergleich zur rein elastischen Auslegung kann sich die Übertragungsfähigkeit in diesem Beispiel mit zulässigen plastischen Verformungen um 40% vergrößern.
- Mit Erreichen der vollplastischen Durchverformung krümmen sich die Fugendruck-Übermaß-Linien stärker mit abnehmendem Verfestigungsersatzmodul  $E_{pl}$  (Bereich III).

Ingenieurmäßig von wichtiger Bedeutung ist der teilplastische Bereich zwischen der rein elastischen Grenzbelastung und dem merklichen Abweichen von der linearen Fugendruck-Übermaß-Linie (Bereich II). Durch die ausreichende Stützwirkung der elastischen Zone wird die Ausnutzung der geschwächten Pressverbindung bedeutend erhöht. Die Deformationen in den plastischen Zonen haben etwa die gleiche Größenordnung wie in den elastischen Gebieten; die Steifigkeiten

bleiben fast unverändert im Vergleich zur rein elastisch beanspruchten Welle.

## 5 Innenhochdruckgefügte-Verbindungen

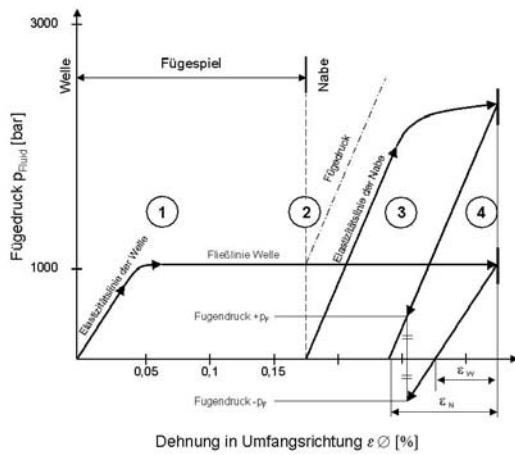
Das Innenhochdruckfügen (IHF) im Apparatebau bekannt unter dem Begriff des „hydraulischen Aufweitens“, ist eine Befestigungsmethode, um in Wärmetauschern die Rohre (Welle) mit den Rohrscheiben (Nabe) zu verbinden. Mit der erfolgreichen Anwendung des hydraulischen Aufweitens im Apparatebau und seinen vielen Vorteilen, wie z.B. die hohe Qualität und gute Reproduzierbarkeit der Verbindungen, ist ein Innovationstransfer auch auf andere Gebiete der Technik erfolgt. So wird seit wenigen Jahren dieses Verfahren zur Fertigung von Pressverbindungen verwendet, die vorrangig zur Herstellung gebauter Nockenwellen für Verbrennungsmotoren dienen.

Dieses fertigungstechnisch neu hergestellte Maschinenelement benötigt im Gegensatz zu den herkömmlichen Pressverbindungen, bei denen ein Übermaß der Fügepartner die spielfreie Übertragung hoher statischer und dynamischer Lasten gewährleistet, keine speziell abgestimmten Toleranzen. Damit sind die Geometrieanforderungen der Kontaktflächen durch ein zulässiges Fügenspiel deutlich geringer. Dies führt zu einer erheblichen Kosteneinsparung durch Verminderung des Fertigungsaufwandes und ermöglicht eine Verkürzung der Fertigungszeiten durch bessere Montage.

### 5.1 Prinzip des Innenhochdruckfügens

Das Prinzip des Innenhochdruckfügens ist erstaunlich einfach. Die Hohlwelle wird in der Nabe ausgerichtet. Das hydraulische Aufweitewerkzeug wird in die Welle geführt und so positioniert, dass die auf der Sonde befindlichen Dichtungen mit den Nabenträgern abschließen. Dieser im Rohr abgedichtete Ringspalt unterhalb der Nabe und zwischen den Sondendichtungen wird anschließend mit Druck beaufschlagt, Bild 17-b.





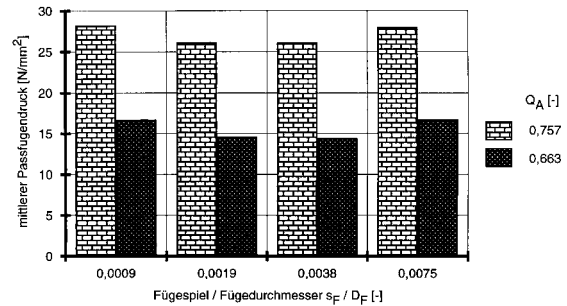
**Bild 17:** Verformungsschaubild der Welle-Nabe-Verbindung während des Innenhochdruckfügens

Bei Drucksteigerung weitet sich die Welle lokal unterhalb der Nabe elastisch und/oder plastisch auf, Bild 17-1. Nachdem das Fügenspiel überwunden ist, legt sich die Welle an die Nabe an und beide Bauteile expandieren, Bild 17-2. Bei weiterer Drucksteigerung und durch die gezielte Materialkombination der beiden Fügepartner wird die Welle plastisch, die Nabe lediglich elastisch verformt, Bild 17-3. Nach dem Erreichen des max. Fügedrucks erfolgt die vollständige Druckrücknahme. Welle und Nabe federn gemeinsam zurück, Bild 17-4. Durch die unterschiedlichen Nachgiebigkeiten und aufgrund der Streckgrenzenunterschiede der Fügepartner ergibt sich ein unterschiedliches Rückfederungspotential, das dazu führt, dass sich die Nabe auf die Welle „schrumpft“. Die Rückfederungsbehinderung, verursacht durch die plastifizierte Welle, sorgt für einen festen Presssitz der Welle-Nabe-Verbindung, Bild 18-c.

Wird eine ungünstige Materialpaarung gewählt, bei der das Rückfederungsverhalten der Nabe kleiner ist als das der Welle, kann sich ein Presssitz nicht ausbilden.

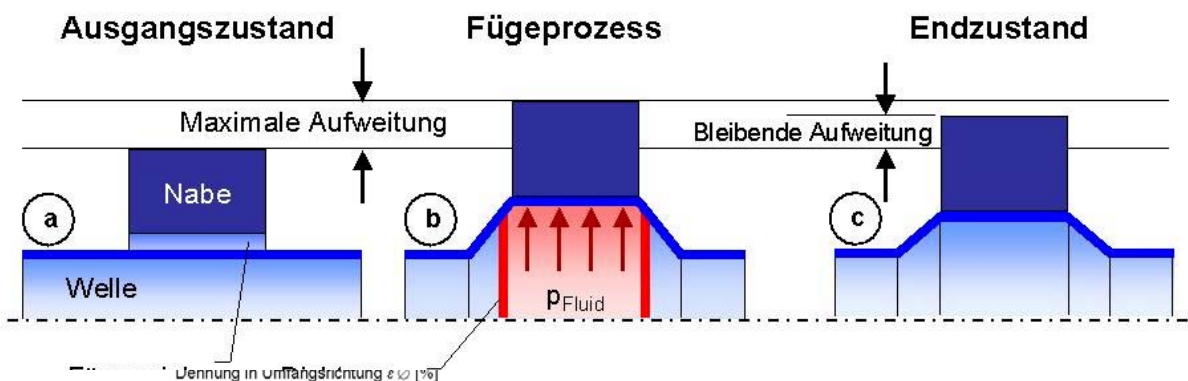
## 5.2 Numerische Simulationen

Neben der Abbildung des Fügeprozesses wurde im zweiten Schritt das Übertragungsverhalten anhand der zu erwartenden Pressung in der Fügefläche bestimmt. Das fügespieltolerante Verhalten der IHF-Verbindung ist in Bild 19 zu erkennen. Dies erlaubt die Nutzung einfacher gezogener Rohre und normal ausgedrehter Naben. Größere Rauigkeiten können sogar zu erhöhter Übertragungsfähigkeit führen.



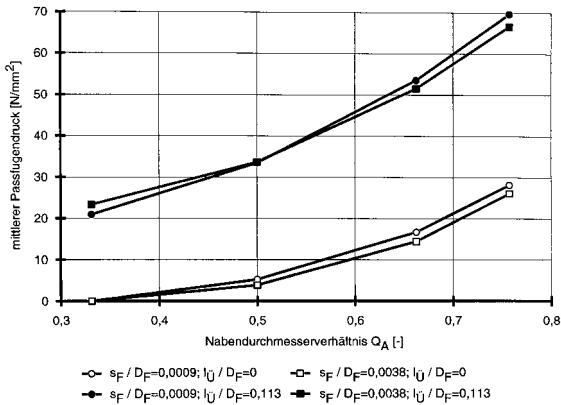
**Bild 19:** Mittlerer Passfugendruck bei Variation des Fügespials

Der Kurvenverlauf in Bild 20 beschreibt den Einfluss der Nabenwandstärke bei konstanter Wellenrohrwandstärke. Im Bereich dünner Naben ( $Q_A=0,35$ ) erreicht die Nabe nahezu gleichzeitig mit der Welle die Plastizitätsgrenze. Die notwendige Rückfederungsdifferenz für den Pressungsaufbau in der Passfuge wird nicht erreicht. Je dickwandiger die Nabe ist, desto höhere Aufweitedrücke können gefahren werden, ohne dass es zur Plastifizierung der Nabe kommt. Die Unabhängigkeit vom Fügenspiel ist auch hier wieder gut zu erkennen. Die Differenz zwischen den beiden Kurvenpaaren wird alleine durch die geänderte Drucküberstandslänge hervorgerufen. Dies bedeutet, dass die Aufbringung des Aufweitedrucks axial etwas über die Nabenbreite hinaus zu deutlichen Steigerungen in der Übertragungsfähigkeit führt. Eine technisch sinnvolle



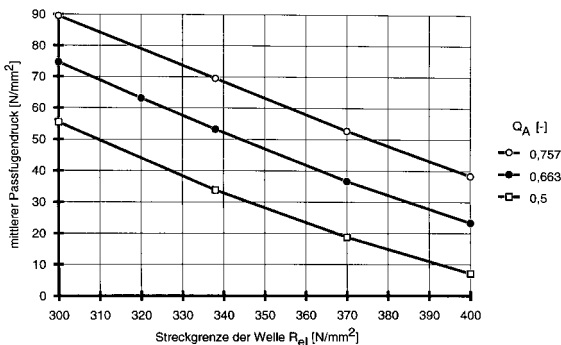
**Bild 17:** Verformungsschaubild der Welle-Nabe-Verbindung während des Innenhochdruckfügens

Grenze wird hier durch den starken Anstieg des Dichtungsverschleißes am Aufweitwerkzeug definiert.



**Bild 20:** Einfluss des Nabendurchmesser Verhältnis  $Q_A$  und der Drucküberstandslänge  $l_U$

Grundlage des Fügeprozesses ist die plastische Aufweitung des Wellenrohres. Um dies zu unterstützen sollte die Streckgrenze des Rohrmaterials nicht zu hoch gewählt werden. Grundsätzlich ist dies eine Paarungseigenschaft zwischen Wellen- und Nabenmaterial unter Berücksichtigung der Geometrie.



**Bild 21:** Einfluss der Wellenstreckgrenze  $R_{eH}$

In Bild 22 ist exemplarisch die Fügefläche einer IHF-Verbindung nach erfolgtem Torsionsdauer-schwingversuch zu sehen.



**Bild 22:** Reibkorrosionsspuren im Dauerschwingversuch bei: dyn. Lastziffer  $T_{dyn}/T_{I1} = 2,35$  (18,7 Mio. LW)

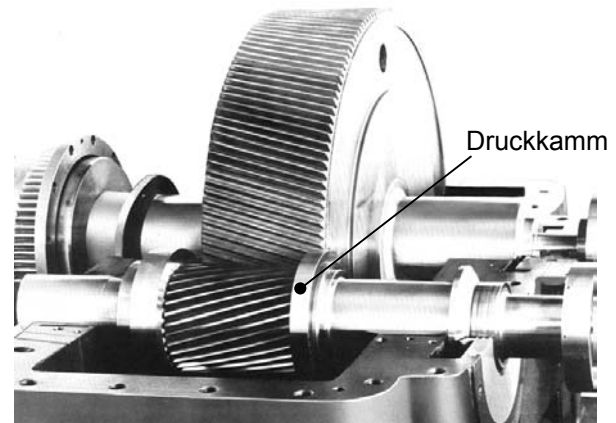
Bild 23 illustriert ein aktuelles Einsatzbeispiel in der Großserienfertigung. Die gebaute Nockenwelle erlaubt die Realisierung sehr kleiner Schleifauf-masse, da die Positionierung der einzelnen Nocken sehr genau erfolgen kann. Die Fügezeit ist neben der Zeit für die Nachbearbeitung eines der wesentlichen wirtschaftlichen Argumente für diese junge Welle-Nabe-Verbindung.



**Bild 23:** Gebaute Nockenwelle als Anwendungsbeispiel aus der Großserienfertigung

## 6 Druckkämme

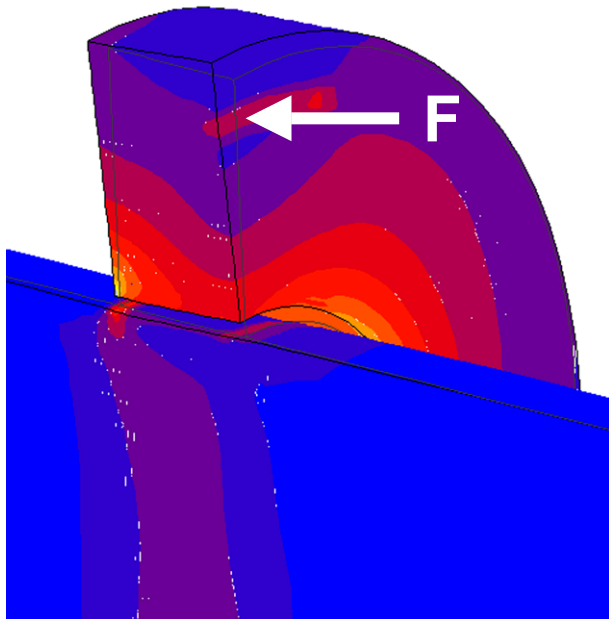
Für die Erfüllung der Anforderungen an moderne Getriebekonstruktionen hinsichtlich Lebensdauer, Betriebssicherheit und Leistungsdichte bei gleichzeitiger Reduzierung der Geräuschemissionen, des Bauraumes und des Gewichtes stellt die Schrägverzahnung seit jeher eine Standardlösung dar. Der Einsatz der Schrägverzahnung erfordert jedoch geeignete konstruktive Maßnahmen für die Aufnahme der ihr inhärenten Axiallasten. Außer den üblicherweise verwendeten Axiallagern stellt der Druckkamm eine weitere Lösungsvariante dar. Die ersten konstruktiven Ausführungen sind im Bereich der Hochleistungsgetriebe für Kraftwerksanlagen realisiert worden. Bild 24 stellt den Einsatz eines Druckkammes in einem Turbogetriebe dar.



**Bild 24:** Druckkamm in einem Turbogetriebe

Aufgrund seiner Vorteile (z.B. kurze Kraftleitungswege, Reduzierung der Gehäusewandstärke) erweitert sich der Anwendungsbereich dieses Maschinenelementes zur Axialkraftaufnahme kontinuierlich auch auf Anwendungen in Fahrzeuggetrieben.

Der kritische Punkt an diesem Maschinenelement ist die Welle-Nabe-Verbindung, die durch umlaufende Stülpmomente belastet ist. Als Folge davon wandert der Druckkamm bei Überlastung in axialer Richtung entlang einer Schraubenlinie. Die Ursache dafür ist die im Eingriffsbereich lokal reduzierte Fugenpressung, vgl. Bild 25.



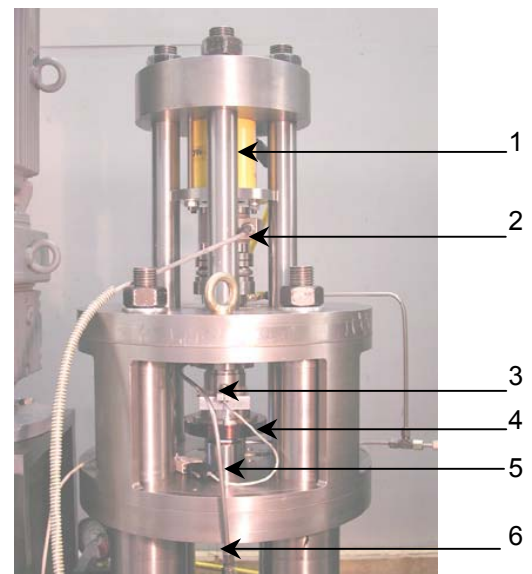
**Bild 25:** Spannungsverteilung im Druckkamm unter singulärer Axiallast

Im Rahmen des dazu von der DFG geförderten Projektes wurden Berechnungsgrundlagen zur Bestimmung der Tragfähigkeit des Druckkamms erarbeitet. Dabei bildete die Untersuchung der Verbindung zwischen Druckkamm und Welle unter umlaufender und exzentrisch angreifender Axialkraftbelastung den Schwerpunkt. Neben der in Bild 25 dargestellten Befestigungsart wurden auch weitere in der Praxis übliche Befestigungsarten analysiert und verglichen. Es konnte festgestellt werden, dass die Klaffkraft – also jene Kraft, die zum Ablösen des Druckkamms von der Welle führt – bei üblichen Geometrien ca. 20% der axialen Rutschkraft beträgt. Grundsätzlich gilt, dass die Tragfähigkeit der Verbindung umso höher ist, je genauer die Kopplung zwischen Welle und Druckkamm einer festen Einspannung entspricht. Die Forschungsarbeiten beinhalteten analytische, numerische und experimentelle Untersuchungen. Der

eingesetzte Prüfstand wird im Folgenden kurz vorgestellt.

Der am Institut für Maschinenwesen konstruierte und gefertigte Prüfstand ermöglicht die Beobachtung des Beanspruchungsverhaltens eines Druckkamms unter statischer und umlaufender exzentrischer Axialkraft bzw. Biegemoment. Der Prüfstand erlaubt die Messung der Belastungen im Klaffpunkt.

Die Eckdaten des Prüfstandes sind: Axialkraft von 0 bis 500 kN; Wellendurchmesser  $D_F$  bis 90 mm; Nabendurchmesser  $D_{aA}$  bis 200 mm; Antriebsleistung 15 kW; Variable Drehzahl von 0 bis 39 U/min



**Bild 26:** Prüfstand; (1)Druckzylinder; (2)Kraftaufnehmer; (3)Wegaufnehmer; (4)Prüfling; (5)exzentrische Kraftaufnahme; (6)Druckaufnehmer für die Überwachung des Klaffens

