

## **Benutzungshinweise**

Die vorliegenden EXCEL-Arbeitsblätter sind mit EXCEL-2010 bei einer Bildschirmauflösung von 1024x768 Bildpunkten erstellt und sind somit nur mit installiertem EXCEL-2010 oder höher lauffähig. Bei einer anderen Bildschirmauflösung (z.B. 800x600) muss der Bildschirminhalt u.U. mittels <Ansicht> - <Zoom> den individuellen Bedürfnissen angepasst werden.

*Voraussetzungen:* Vom Anwender werden Grundkenntnisse im Umgang mit Tabellenkalkulationsprogrammen, vorzugsweise EXCEL, sowie Grundlagenkenntnisse der Maschinenelemente verlangt.

Die Arbeitsblätter sollen nicht die aufwendigen und umfangreichen Anwenderprogramme der Softwareindustrie zur Auslegung der Maschinenelemente ersetzen; sie sind lediglich für den Unterricht gedacht; auch sollen sie in der Konstruktionspraxis in der Entwurfsphase schnell brauchbare Ergebnisse liefern. Nach Festlegen des gesamten Konstruktionsumfeldes muss dann mit einschlägiger Industriesoftware der Festigkeits- bzw. Tragfähigkeitsnachweis geführt werden.

## **Aufbau und Nutzung der Arbeitsblätter**

Die Arbeitsblätter sollen innerhalb des Konstruktionsprozesses die Berechnungs- und Entwurfsarbeit im maschinenbaulichen und ingenieurtechnischen Bereich erleichtern. Sie stellen bei entsprechenden Eingaben schnell, einfach und übersichtlich die Ergebnisse zahlenmäßig oder in Form von Ergebnisgrafiken dar. Die Auswirkungen einzelner Einflussgrößen zur qualitativen Beurteilung kann somit rasch erkannt werden. Die Arbeitsblätter stellen keine Programme konventioneller Art dar; sie beinhalten lediglich eine logische und technisch sinnvolle Verknüpfung einzelner Gleichungen.

Der Komfort hinsichtlich Eingabe, Umfang der Hilfestellung, Absicherung gegen unsinnige Eingaben usw. ist geringer als bei aufwendigen Spezialprogrammen. Abweichungen der Berechnungsergebnisse mit den Arbeitsblättern gegenüber diesen Programmen sind möglich. Eine "genaue" Berechnung der Maschinenelemente wird in der Entwurfsphase nach wie vor nicht möglich sein auf Grund der vielen Einflussgrößen, die erst im Einsatz unter realen Betriebsbedingungen erkannt und abgeschätzt werden können (die Anzahl der Nachkommastellen sind keine Gewähr für die Genauigkeit bei der Auslegung der Maschinenelemente!). Die Festigkeitsberechnung der Bauteile - vor allem bei dynamischer Beanspruchung - setzt große Erfahrungen im Umgang mit den einzelnen Einflussgrößen sowie die genaue Kenntnis des gesamten Konstruktionsumfeldes und der späteren Betriebsbedingungen voraus!

Die Auslegung der Maschinenelemente mit den vorliegenden Arbeitsblättern führt gegenüber der Berechnung nach der herkömmlichen Methode in einigen Fällen zu etwas anderen Ergebnissen. Dies ist durch vereinfachende Annahmen im Berechnungsansatz und z. B. bei der Festlegung von Korrekturfaktoren begründet.

Maschinenelemente werden in der Praxis vorausgelegt und nach Vorliegen des gesamten Konstruktionsumfeldes werden sie nachgeprüft. Dies sollte dann mit Hilfe spezieller Programme bzw. der maßgebenden technischen Regelwerke oder nach Angaben der Lieferfirmen vorgenommen werden.

Die einzelnen Arbeitsblätter wurden mit größter Sorgfalt für die Ausbildung erstellt und getestet; eine Gewähr für absolute Fehlerfreiheit kann jedoch nicht übernommen werden; sie sind mit keiner Verpflichtung oder mit keinen Garantien irgendeiner Art verbunden. Autoren und Verlag übernehmen infolgedessen keine Verantwortung und werden keine daraus folgende oder sonstige Haftung übernehmen, die auf irgendeine Art aus der Benutzung dieser Arbeitsblätter entstehen. Für Hinweise auf eventuelle Fehler sowie für Verbesserungsvorschläge sind die Autoren und Verlag jederzeit dankbar.

## Inhaltsangabe der Arbeitsblätter

**Achs-01** (ca. 188 kB)

### Ermittlung der Richtdurchmesser ( $d_a$ und $d_i$ )

Achsen werden meistens als Vollachsen eingesetzt, für die der Innendurchmesser  $d_i=0$  und somit das Durchmesser Verhältnis  $k=d_i/d_a=0$  ist. Werden diese Achsen z.B. mit einer Längsbohrung versehen, so wird aus der Vollachse eine Hohlachse mit dem entsprechenden Durchmesser Verhältnis  $k$ . Bei der Durchmesserberechnung ist festzustellen, dass der Außendurchmesser  $d_a$  sich bei einer Längsbohrung kaum verändert bis zu einem Durchmesser Verhältnis  $k$  ca. 0,5; d.h. die vielfach praktizierte Durchmesser Vergrößerung bei Einbringung einer Schmierloch-Längsbohrung ist in der Regel nicht notwendig. Beim Arbeiten mit dem Arbeitsblatt sollte dies einmal mit unterschiedlichen  $k$ -Werten ausprobiert werden. Eine entsprechende Grafik  $d_a, d_i=f(k)$  kann durch Anklicken des zugeordneten Schalters aufgerufen werden mit dem Durchmesser Verlauf  $d_i$  und  $d_a$  für die eingegebenen Belastungs- und Werkstoffgrößen.

Mit dem Arbeitsblatt können ebenfalls die Lagerkräfte einer "dreifach" gelagerten Achse bestimmt werden. Hierzu wird von der Überlegung ausgegangen, dass die Durchbiegung der Achse an den Lagerstellen A, B und C gleich Null ist. Wird z.B. im Abstand  $a_2$  eine Stützkraft  $F_C$  (anstelle  $F_2$ ) mit  $\alpha_2=90^\circ$  oder  $\alpha_2=270^\circ$  eingegeben und solange variiert, bis die Durchbiegung an der Stelle C im Abstand  $a_2$  Null ist, so ist neben den Stützkraften  $F_A$  und  $F_B$  die Stützkraft  $F_C$  ermittelt, die dann identisch ist mit der im Arbeitsblatt eingegebenen Kraft.

Mittels Schalter können neben dem  $d_a, d_i$ -Verlauf mehrere Grafiken aufgerufen werden zur Darstellung des *Biegemomentenverlaufs* und des *Biegelinienverlaufs* (sowohl für die Einzelkräfte als auch für alle Kräfte gemeinsam); ebenfalls weist das Arbeitsblatt die maximale Durchbiegung der Achse (die Stelle der maximalen Durchbiegung kann der Grafik entnommen werden), die Biegespannung und die Neigungen der Achse in den Stützlagern A und B aus. Diese Angabe ist oftmals notwendig für die richtige Entscheidung bei der Lagerauswahl.

**Dfk-01** (ca. 76 kB)

### Dauerfestigkeit der üblichen Maschinenbaustähle (überschlägige Ermittlung)

Mit Hilfe dieses Arbeitsblattes lassen sich für überschlägige Berechnungen die Dauerfestigkeitswerte der einschlägigen Stähle nach Eingabe der statischen Festigkeitswerte ermitteln. Die Werte werden entweder in Abhängigkeit von dem Spannungsverhältnis oder der Mittelspannung ausgegeben.

Eine genaue Vorhersage der Werte ist letztlich jedoch nicht möglich, da diese im Einzelfall in weiten Grenzen schwanken können. Ebenso gibt es keine direkte "mathematische Beziehung" zwischen den statischen Festigkeitswerten ( $R_{mN}$  und  $R_{eN}$ ) und den dynamischen Werkstoff-Kennwerten; wohl aber können Verhältnisse zueinander festgestellt werden, die es erlauben, von den statischen Werten auf die dynamischen Werte zu schließen.

**Dfk-02** (ca. 90 kB)

### Dauerfestigkeit - Gestaltfestigkeit

Ausgehend von den statischen Werkstoff-Kennwerten ( $R_{mN}$  und  $R_{eN}$ ) lassen sich nach zusätzlicher Eingabe der für den entsprechenden Bauteilquerschnitt maßgebenden Geometriewerte (Durchmesser, Kerbwirkungszahl, Oberflächenrauheit) die Gestaltfestigkeitswerte ermitteln.

Für diesen Fall gilt ebenfalls, dass eine genaue Bestimmung nicht möglich ist (s. zu Dfk-01); hierfür müssten dann alle den Wert bestimmende Größen vorliegen, was aber in der Entwurfsphase nicht der Fall ist.

### **Dfk-03** (ca. 110 kB)

#### **Gestaltfestigkeit – dynamische Sicherheit bei Überlastungsfall $\kappa = \text{konstant}$**

Mit Hilfe dieses Arbeitsblattes kann die Berechnung der dynamischen Sicherheit einer Achse oder Welle aus Stahl an einer Kerbstelle für den Überlastungsfall  $\kappa = \text{konstant}$  erfolgen. Bekannt sein müssen die dort auftretenden Ausschlag- und Mittelspannungen von Biegung und Torsion, sowie die Geometrie- und Kerbdaten.

Zug-, Druck-, sowie Scherspannungen sind bei Achsen und Wellen in der Regel vernachlässigbar klein. Sie werden daher nicht berücksichtigt.

### **Dfk-04** (ca. 110 kB)

#### **Gestaltfestigkeit – dynamische Sicherheit bei Überlastungsfall $\sigma_m = \text{konstant}$**

Mit Hilfe dieses Arbeitsblattes kann die Berechnung der dynamischen Sicherheit einer Achse oder Welle aus Stahl an einer Kerbstelle für den Überlastungsfall  $\sigma_m = \text{konstant}$  erfolgen.

### **Fed-01** (ca. 222 kB)

#### **Federn aus Stahl, elastisches Verhalten**

Für die unterschiedlichen Schaltungsweisen von Federn (Parallel-, Reihen-, Gemischtschaltungen) werden die Federraten des Federsystems ermittelt.

### **Fedbl-1** (ca. 82 kB)

#### **Federgeometrie (Rechteck-, Dreieck-, Trapezblattfeder); Festigkeitsnachweis (Entwurfsberechnung)**

Blattfedern werden aus Federband hergestellt. Ihre Befestigung erfolgt meist einseitig durch eine feste Einspannung. Die Federkennlinie ist eine Gerade und wird durch die Federrate  $R=F/s$  bestimmt. Entsprechend ihrer äußeren Form werden unterschieden die *Rechteck-*, die *Dreieck-* und die *Trapezblattfeder*.

Die meisteingesetzte Rechteck-Blattfeder hat eine ungünstige Werkstoffausnutzung, da nur an der Einspannstelle das für die Berechnung maßgebende maximale Biegemoment wirkt.

Günstiger dagegen ist die Dreieck-Blattfeder, die bei konstanter Blattdicke  $h$  auf ihrer ganzen Länge eine gleichgroße Biegespannung aufweist. Gegenüber der Rechteckfeder ist die Dreieckfeder bei gleichen Abmessungen in ihrem Federungsverhalten weicher; die Federkennlinie verläuft flacher. Da jedoch an der Dreieckspitze keine günstige Kräfteinleitung erfolgen kann, wird in der Praxis anstelle der Dreieckfeder meist die Trapezfeder eingesetzt. Diese Federn bilden auch die theoretische Grundlage für die geschichtete Blattfeder.

Die dem Arbeitsblatt zugrundeliegenden Berechnungsgleichungen gelten streng genommen nur für kleinere Durchbiegungen, da die sich einstellende Verschiebung des Kraftangriffspunktes bei der Verformung der Feder zugunsten einer einfacheren Berechnung unberücksichtigt bleibt.

Vielfach ist das Einhalten einer vorgegebenen Federrate  $R_{\text{Soll}}$  nicht möglich, da sich durch das Festlegen der vom Arbeitsblatt empfohlenen Federblattabmessungen (Breite  $b$  und Dicke  $h$ ) durch genormte bzw. lieferbare Größen gegenüber dem jeweils errechneten Wert mit  $R_{\text{Ist}}$  Abweichungen ergeben, die in den meisten Anwendungsfällen jedoch auch unbedeutend sind.

### **Feddr-1** (ca. 126 kB)

#### **Drehfeder aus rundem Federdraht (Entwurfsberechnung).**

Drehfedern werden hauptsächlich als Scharnier-, Rückstell- und Andrückfedern verwendet. Sie werden in der Regel aus rundem Federdraht durch Kaltformung hergestellt; ihre Kennlinie

ist eine Gerade. Die Federrate wird zweckmäßig durch das Verhältnis Federrate = Federdrehmoment/Verdrehwinkel angegeben.

Aus der Biegehauptgleichung ergibt sich die Beziehung zur Ermittlung des erforderlichen Drahtdurchmessers; die Windungsanzahl aus dem geforderten elastischen Verhalten entsprechend der vielfach vorgegebenen Kennlinie bzw. dem Drehwinkel.

Da durch das eingeleitete Moment und die daraus resultierende Verformung der Feder um den Verdrehwinkel sich der Innendurchmesser des Federkörpers verkleinert, ist der Durchmesser des Führungsbolzens  $d_B$  ca. (0,8...0,9)  $D_i$  festzulegen. Bei dynamisch beanspruchten Federn und bei größerem Verdrehwinkel ist ein Mindestabstand  $a$  der Windungen unbedingt vorzusehen, da anderenfalls unnötige Berührung und damit Reibung der Windungen untereinander unvermeidbar ist.

Beim vorliegenden Arbeitsblatt bleibt die Durchbiegung der Schenkel selbst unberücksichtigt, da diese in den meisten Fällen im Verhältnis zur Verformung des Federkörpers unbedeutend klein ist. Um eine möglichst gute Werkstoffausnutzung zu erreichen bei gleichzeitiger guter Annäherung an die geforderte Kennlinie ( $R_{\text{Soll}}$ ), kann der vom Arbeitsblatt empfohlene Drahtdurchmesser  $d$  durch naheliegende Normwerte ersetzt oder aber es kann auch ein anderer Drahtwerkstoff vorgesehen werden. Geschicktes Variieren von  $d$ ,  $D$ ,  $n$  und der Drahtsorte führt schnell zum gewünschten Erfolg.

### **Fedru-2** (ca. 159 kB)

#### **Schraubendruckfeder, *dynamisch* belastet (Entwurfsberechnung)**

Bei der Auslegung von dynamisch belasteten Schrauben-Druckfedern sind in den meisten Fällen die Federkräfte  $F_{\text{min}}$  und  $F_{\text{max}}$ , der zugehörige Federweg  $s_h$  (damit ist die Federrate  $R_{\text{(Soll)}}=F/s$  vorgegeben) und ein Durchmesser des Federkörpers (Außendurchmesser  $D_e$  oder der Innendurchmesser  $D_i$ ) bekannt. Für diese Eingangsgrößen sind die Abmessungen der Feder zu berechnen und sinnvoll festzulegen. Das Arbeitsblatt ist für eine solche Aufgabenstellung ausgelegt. Im Dialog wird für den vorzusehenden Drahtdurchmesser  $d$  ein Vorschlag (Empfehlung) unterbreitet, der entweder zu bestätigen oder aber in der nächsten Zeile als feste Größe einzugeben ist. Mit diesem Wert werden im weiteren Dialog die Größen  $D$ ,  $n$  und  $L_0$  festgelegt. Durch die Gegenüberstellung der Federraten  $R_{\text{(Soll)}}$  und  $R_{\text{(Ist)}}$  kann der Grad ihrer Annäherung festgestellt und entweder akzeptiert werden oder aber zur Änderung einzelner Eingabegrößen auffordern. Hierbei ist jedoch zu beachten, dass durch die festgelegten Werte (z.B. genormter Drahtdurchmesser  $d$ , Windungszahl  $n$ ) eine volle Annäherung bzw. Übereinstimmung von  $R_{\text{(Soll)}}$  und  $R_{\text{(Ist)}}$  vielfach nicht erreicht werden kann, was in den meisten Anwendungsfällen auch gar nicht zwingend erforderlich ist.

### **Fedru-3** (ca. 151 kB)

#### **Schraubendruckfeder, *statisch* belastet (Entwurfsberechnung)**

Bei der Auslegung von statisch belasteten Schrauben-Druckfedern sind in den meisten Fällen die Federkräfte  $F_{\text{min}}$  und  $F_{\text{max}}$ , der zugehörige Federweg  $s_h$  (damit ist die Federrate  $R_{\text{(Soll)}}= F/s$  vorgegeben) und ein Durchmesser des Federkörpers (Außendurchmesser  $D_e$  oder der Innendurchmesser  $D_i$ ) bekannt. Für diese Eingangsgrößen sind die Abmessungen der Feder zu berechnen und sinnvoll festzulegen. Das Arbeitsblatt ist für eine solche Aufgabenstellung ausgelegt. Im Dialog wird für den vorzusehenden Drahtdurchmesser  $d$  ein Vorschlag (Empfehlung) unterbreitet, der in der nächsten Zeile entweder zu bestätigen oder aber als feste Größe einzugeben ist. Mit diesem Wert werden im weiteren Dialog die Größen  $D$ ,  $n$  und  $L_0$  festgelegt. Durch die Gegenüberstellung der Federraten  $R_{\text{(Soll)}}$  und  $R_{\text{(Ist)}}$  kann der Grad ihrer Annäherung festgestellt und entweder akzeptiert werden oder aber zur Änderung einzelner Eingabegrößen auffordern. Hierbei ist jedoch zu beachten, dass durch die festgelegten Werte

(genormter Drahtdurchmesser  $d$ , Windungszahl  $n$  u.a.) eine volle Annäherung bzw. Übereinstimmung von  $R_{(Soll)}$  und  $R_{(Ist)}$  vielfach nicht erreicht werden kann, was in den meisten Anwendungsfällen auch gar nicht zwingend erforderlich ist.

### **Fedt-2** (ca. 122 kB)

#### **Tellerfeder; Einzelfeder, Federsäulen (Entwurfsberechnung)**

Das Arbeitsblatt ermöglicht die Lösung von Federungsproblemen mittels Tellerfedern der Reihen A, B und C, die in unterschiedlichster Weise zu Paketen und zu Säulen kombiniert werden können. In der Regel sind die von der Feder bzw. von der Federsäule aufzunehmenden

Kräfte  $F_{min}$  bzw.  $F_{1ges}$  und  $F_{max}$  bzw.  $F_{2ges}$ , der zugehörige Federhub  $s_h$  sowie der mögliche Außendurchmesser  $D_e$  oder der Innendurchmesser  $D_i$  der Tellerfeder bekannt.

Entsprechend der Durchmesser werden die Federdaten der vorgesehenen Tellerfeder eingelesen. Nach Vorgabe der zu erwartenden Lastspielzahl wird die weitere Berechnung im Dialog fortgesetzt. Zur Ermittlung der Federwege  $s$  unter der jeweiligen Belastung  $F$  sind für die angezeigten  $F/F_C$ -Verhältnisse die abgelesenen  $s/h_0$ -Werte einzugeben. Dabei ist zu beachten, dass eine genügend große Vorspannung vorhanden ist (Anzeige im Arbeitsblatt bei Unterschreitung; Abhilfe kann u.a durch Wahl einer größeren Kraft  $F_{min}$  geschaffen werden).

Im letzten Bereich des Berechnungsablaufes wird die Schwingfestigkeit der Feder bzw. der Federsäule geprüft. Erst wenn hier in allen Fällen eine positive Bestätigung erfolgt, kann nach Festlegung der Paketanzahl die so ermittelte Feder bzw. Federsäule eingesetzt werden. Eine Zusammenstellung aller Größen zur besseren Übersicht erfolgt anschließend. Neben der konstruktiven Auslegung der Federsäule erlaubt das Arbeitsblatt für die gewählte Feder bzw. Federsäule auch die Ermittlung der jeweiligen Federwerte für verschiedene Federwege  $s_x$  oder auch Federkräfte  $F_x$ .

### **Fedt-3** (ca. 124 kB)

#### **Tellerfeder; Darstellung des Reibungseinflusses**

Bei der dynamischen Belastung tritt bei der Ein- und Ausfederung der Tellerfedern Reibung auf, die den Verlauf der Federkennlinie beeinflusst. Ihre Höhe ist abhängig von der Anzahl der Federn bzw. Federpaketen in der Federsäule, von der Oberflächenbeschaffenheit an den Kontaktstellen der Feder (Auflageflächen, Federführung) und von der Schmierung. Bei Belastung der Feder bzw. Federsäule erfordert die Reibung eine Vergrößerung der errechneten Federkräfte zum Erreichen des Federweges, bei Entlastung dagegen steht gegenüber dem errechneten Wert eine geringere Federkraft zur Verfügung. Eine genaue Vorhersage für den praktischen Einsatzfall ist aufgrund der vielen Einflussgrößen rechnerisch nicht möglich und muss im Einzelfall durch Versuche ermittelt werden.

### **Fedt-4** (ca. 105 kB)

#### **Tellerfeder; Federpaket, Federsäulen; theor. Betrachtungen**

Dieses Arbeitsblatt befasst sich mit der Untersuchung sowohl der Einzelfeder als auch der Federpakete und Federsäulen hinsichtlich

- Berechnung der Werte für verschiedene Federwege  $s_x$  der Einzelfeder Federkraft, Federrate, Federarbeit für den angegebenen Federweg
- Vorhandene Spannungen für den angegebenen Federweg  $s_x$
- Paket- bzw. Säulenlänge für den Federweg  $s_x$

Die Berechnungen erfolgen jeweils für die einzulesenden Tellerfederdaten der Reihen A, B und C.

### **Fedzu-01** (ca. 117 kB)

#### **Schraubenzugfeder, *statisch* belastet (Entwurfsberechnung)**

Das Arbeitsblatt ist vorgesehen für die Auslegung von kaltgeformten Zugfedern aus patentiert gezogenem Federstahldraht der Klasse *SL, SM, DM, SH, DH, FD* nach DIN EN 13906 für den Durchmesserbereich:  $d = 1 \dots 10$  mm; Außen- bzw. Innendurchmesser dabei jeweils  $D_e, D_i \geq 5$  mm.

### **Fest-01** (ca. 92 kB)

#### **Abgesetzte Welle, Gesamteinflussfaktor, Sicherheitsnachweis**

Das Arbeitsblatt ist vorgesehen für die Nachrechnung von Wellenabsätzen. In einem ersten Schritt werden die Konstruktionsfaktoren (Gesamteinflussfaktoren) für Zug/Druck, Biegung und Torsion berechnet. Die Berechnung der Kerbwirkungszahlen erfolgt nach *Stieler* über Stützzahl und bezogenem Spannungsgefälle.

In einem zweiten Schritt ist die Berechnung der statischen und dynamischen Sicherheit möglich. Hierzu müssen die im Wellenabsatz auftretenden Zugkräfte  $F_m, F_a$ , Biegemomente  $M_{bm}, M_{ba}$  und Torsionsmomente  $T_m$  und  $T_a$  eingegeben werden.

Die Berechnung der Sicherheiten erfolgt nach DIN 743 T1...4 für die Überlastungsfälle  $\sigma_m =$  konstant und  $\kappa =$  konstant.

### **Fest-02** (ca. 79 kB)

#### **Welle mit Rundnut; Gesamteinflussfaktor, Sicherheitsnachweis**

Das Arbeitsblatt ist analog wie das Arbeitsblatt *Fest-01* aufgebaut. Es ist vorgesehen für die Nachrechnung von Rundnuten.

Grundlage für dieses Arbeitsblatt ist DIN 743 T1...4.

### **Fest-03** (ca. 80 kB)

#### **Welle mit Freistich; Gesamteinflussfaktor, Sicherheitsnachweis**

Das Arbeitsblatt ist analog wie das Arbeitsblatt *Fest-01* aufgebaut. Es ist vorgesehen für die Nachrechnung von Rundnuten.

Grundlage für dieses Arbeitsblatt ist DIN 743 T1...4.

### **Lager-1** (ca. 147 kB)

#### **Wälzlager; Ermittlung der Lebensdauer (Entwurfsberechnung)**

Das Arbeitsblatt erlaubt nach Eingabe der vom Lager aufzunehmenden Belastung (Radial- und Axialbelastung), der Temperatur und der Drehzahl die Ermittlung der voraussichtlichen Lebensdauer für

- Rillenkugellager der Baureihe 60..., 62..., 63... und 64...
- Zweireihige Schrägkugellager der Baureihe 32...B und 33...B
- Zylinderrollenlager der Baureihe N..., N2..., NU... und NUP

### **Pres-1** (ca. 115 kB)

#### **Pressverband; Übermaße und Passtoleranz (Entwurfsberechnung)**

Pressverbände als Längs- und Querpressverbände stellen eine preiswerte "unlösbare" Verbindung dar zum Übertragen von hohen Längs- und Tangentialkräften. Bei dieser Verbindungsart ist vor dem Fügen ein den Anforderungen entsprechendes Übermaß erforderlich, das einerseits von den zu übertragenden Kräften (Mindestübermaß  $\dot{U}_u$ ), andererseits von den Werkstoffgrenzwerten der zu fügenden Bauteile (Höchstübermaß  $\dot{U}_o$ ) abhängt. Die manuelle Berechnung der Übermaße ist sehr zeitaufwendig und wird durch das Arbeitsblatt beschleunigt.

Es können Pressverbindungen ausgelegt werden sowohl zur ausschließlichen Übertragung von *Tangentialkräften* (hier ist immer die Kraft am Fugenumfang maßgebend!), zur ausschließlichen Übertragung von *Längskräften* als auch für *kombinierte Belastungen*. Längskräfte, deren Wirklinien außerhalb der Verbindungsfuge liegen, bewirken durch das Kippmoment örtlich höhere Fugenpressungen, die entsprechend zu berücksichtigen sind. Auswirkungen der Fliehkräfte (dadurch Minderung der Fugenpressung) bleiben unberücksichtigt.

### **Pres-5** (ca. 150 kB)

#### **Pressverband; übertragbares Drehmoment (Entwurfsberechnung)**

Pressverbände werden vielfach mit Erfahrungswerten hinsichtlich der Wahl für die Toleranzklassen für Welle und Nabenbohrung festgelegt. Wenn größere Drehmomente und/oder Längskräfte zu übertragen sind, muss die Zulässigkeit einer so festgelegten Verbindung jedoch zwingend überprüft werden. Das Arbeitsblatt ermöglicht eine solche Überprüfung aufgrund der für Welle und Bohrung vorgesehenen Toleranzklasse.

Alle Berechnungsgleichungen für Pressverbände gelten streng genommen nur für zylindrische Teile mit gleichbleibendem Querschnitt, so dass in den Fällen, wo diese Voraussetzung nicht gegeben ist, eine sinnvolle Zerlegung der Bauteile (meistens das Außenteil) zweckmäßig ist. Die Berechnung kann dann für die einzelnen Teilabschnitte durchgeführt werden. Das Arbeitsblatt ist ausgelegt für das Passsystem Einheitsbohrung mit der festen Vorgabe der Toleranzfeldlage H.

Beispielhaft zeigt eine Skizze die häufig vorkommende Verbindung zwischen Nabe (hier Riemenscheibe) mit den Teilabschnitten 1, 2 und 3 und einem Wellenzapfen. Hierbei gelten für die einzelnen Teilabschnitte des Außenteils zwar die gleichen Abmaße für die Bohrung, ebenso ist der Fugendurchmesser = Innendurchmesser des Außenteils für alle Teilabschnitte gleich groß ( $D_F = D_{Ai}$ ); aber der Außendurchmesser des Außenteils ( $D_{Aa}$ ) ist für den mittleren Teilabschnitt 2 größer gegenüber dem der Abschnitte 1 und 3. Damit ist die elastische Nachgiebigkeit der Teile unterschiedlich groß und infolgedessen könnte der weniger nachgiebige Teilabschnitt 2 bei gleicher Teillänge  $l_F$  eine relativ größere Kraft bzw. größeres Moment übertragen als die Abschnitte 1 und 3. Mit einer für die Ausbildung hinreichenden Genauigkeit kann durch Addition der Werte für die einzelnen Teilabschnitte das von der Verbindung übertragbare Moment ermittelt werden. Bei der Übertragung von Längskräften, deren Wirklinien in größeren Abständen von der Verbindungsfuge liegen, treten zusätzliche Kippwirkungen auf, die u.U. eine unzulässig hohe Fugenpressung bewirken. Das Arbeitsblatt ist für solche Betriebsfälle nicht ausgelegt.

### **Presk-1** (ca. 158 kB)

#### **Kegelpressverband; Aufpresskraft, Aufschubweg (Entwurfsberechnung)**

Der Kegelpressverband ist aufgrund der z.T. engen Toleranzen und der hohen Anforderung an die Fertigung relativ teuer; das Einhalten der Kegelwinkel (Einstellwinkel  $a/2$ ) sowohl für den Außenkegel und auch für den Innenkegel kann nur durch sorgfältigste Bearbeitung gewährleistet werden. Das Fügen der beiden Teile (Welle/Nabe) kann erfolgen entweder

- durch Aufpressen des Außenteils auf den Kegelzapfen oder
- durch ein kontrolliertes Aufschieben des erwärmten Außenteils um den Betrag  $a$ .

Kegelpressverbände werden u. a. zum Befestigen von Radnaben auf Wellenenden verwendet. Gegenüber anderen Welle-Nabe-Verbindungen gewährleisten sie einen genau zentrischen Sitz, wodurch eine hohe Laufgenauigkeit und Laufruhe erreicht wird. Das Anbringen einer zusätzlichen Passfeder zur Übertragung des Drehmoments ist zu vermeiden, da hierbei der Kraftschluss teilweise aufgehoben wird! Eine Passfeder sollte nur im Ausnahmefall und ausschließlich zur Lagesicherung (Radnabe zur Welle) vorgesehen werden

Das Arbeitsblatt ist sowohl ausgelegt für die Berechnung der erforderlichen Aufpresskraft (Einpresskraft)  $F_e$  als auch für die Ermittlung der Grenzwerte  $a_{\min}$  bzw.  $a_{\max}$  für den erforderlichen Aufschubweg. Der Betrag  $a_{\min}$  muss mindestens erreicht werden, damit das Drehmoment sicher übertragen werden kann;  $a_{\max}$  dagegen darf nicht überschritten werden, da anderenfalls das Außenteil Schaden nehmen wird (plastische Verformung bei duktilen Werkstoffen bzw. Bruch bei spröden Werkstoffen).

Berechnungsgleichungen für Pressverbände gelten streng genommen nur für zylindrische Teile mit gleichbleibendem Querschnitt, so dass in den Fällen, wo diese Voraussetzung nicht gegeben ist (wie z.B. hier beim Kegelpressverband), eine sinnvolle Zuordnung der Eingabegrößen zweckmäßig ist. Beim vorliegenden Arbeitsblatt wird intern mit dem mittleren Durchmesser  $D_m = (D_1 + D_2) / 2$  gerechnet.

### **Rie-01** (ca. 151 kB)

#### **Riemengetriebe; Darstellung des Reibungseinflusses**

Das vorliegende Arbeitsblatt versucht die Einflüsse der Reibung  $\mu$  zwischen Scheibe, Riemen und dem Umschlingungswinkel  $\beta_1$  an der kleinen Scheibe darzustellen.

Da die Reibungszahl  $\mu$  während der Riemenlebensdauer keine konstante Größe ist (ein neuer Riemen hat einen anderen Reibwert als ein Riemen nach mehrstündigem Einsatz), sind auch die auf die Reibungszahl bezogenen Werte bei der Berechnung bzw. bei der Auslegung eines jeden Riemengetriebes nur Ungefährwerte! Dies wird besonders deutlich:

- beim Trunkkraftverhältnis  $m = f(\mu, \beta_1)$
- bei der Ausbeute des Riemens  $k = f(\mu, \beta_1)$
- beim Winkelfaktor  $c_1 = f(\mu, \beta_1)$
- beim Verhältnis  $F_w / F_t$  (Wellenbelastung/Umfangskraft).

Die Reibungszahl  $\mu$  ist nicht nur abhängig von der Riemenart (Flach- oder Keilriemen), sondern auch abhängig von dem Riemenaufbau (z.B. beim Mehrschichtriemen) und den Reibpartnern (Scheibenwerkstoff / Riemenlauffläche). Weiterhin ist die Reibungszahl auch abhängig von der Umfangsgeschwindigkeit. Bei großen Geschwindigkeiten baut sich ein Luftpolster zwischen Scheibe und Riemen auf und wirkt sich somit negativ auf das Übertragungsvermögens des Riemens aus! Beim Keil- und Keilrippenriementrieb wird mit der theoretischen Keilreibungszahl  $\mu'$  gerechnet, die den Rillenwinkel  $a$  der Keilriemenscheibe berücksichtigt ( $\mu' = \mu / \sin[a/2]$ ).

### **Rie-02** (ca. 219 kB)

#### **Normalkeilriemen; Übertragbare Nennleistung $P_N$ (theoretische Betrachtung)**

Die übertragbare Leistung eines Keilriemens hängt ab von

- der Nennleistung  $P_N'$  unter Prüfstandsbedingungen (für Umschlingungswinkel  $\beta_1 = \beta_2 = 180^\circ$ , somit  $i = 1$ , Riemenlänge = Bezugslänge  $L_{\text{bezug}}$ , Scheibenbezugsdurchmesser  $d_{\text{bezug}}$ , Scheibendrehzahl  $n_1 = n_2$ );
- dem Übersetzungsverhältnis; für Übersetzungen  $i > 1$  wird auf Grund geringerer Biegebeanspruchung gegenüber den Prüfstandsbedingungen die übertragbare Leistung höher; dies wird durch den "Übersetzungszuschlag" berücksichtigt;
- der Riemenlänge; für Riemenlängen  $L_d$  ungleich der Bezugslänge wird eine geringfügige Leistungserhöhung (bei  $L_d > L_{\text{bezug}}$ ) bzw. Minderung (bei  $L_d < L_{\text{bezug}}$ ) zu erwarten sein.

Das vorliegende Arbeitsblatt ermittelt für die jeweilige Profilgröße (13, 17, 22, 32, 40) die Leistung für unterschiedliche Scheibendurchmesser und Drehzahlen. Das Arbeitsblatt wurde erstellt in Anlehnung an ISO 5292 und der VDI-Richtlinie 2758. Es wird darauf hingewiesen, dass für den praktischen Anwendungsfall die jeweiligen Leistungsangaben des Riemenherstellers maßgebend sind, da diese von den hier ermittelten Leistungswerten auf Grund neuer Verfahrenstechniken und höherwertigeren Werkstoffen u.U. abweichen können.



**Rie-03** (ca. 327 kB)

**Schmalkeilriemen; Übertragbare Nennleistung  $P_N$  (theoretische Betrachtung)**  
siehe Erläuterungen zu Rie-02

**Rie-04** (ca. 273 kB)

**Keilrippenriemen; Übertragbare Nennleistung  $P_N$  (theoretische Betrachtung)**  
siehe Erläuterungen zu Rie-02

**Rief-01** (ca. 121 kB)

**Extremultus-Flachriemengetriebe, *Wellenabstand vorgegeben***  
**(Entwurfsberechnung)**

Eine typische Standardaufgabe im Konstruktionsalltag ist die Auslegung eines Riemengetriebes, bei dem der Wellenabstand fest vorgegeben ist. Die zur Erzeugung der erforderlichen Riemen Spannung notwendige Anpresskraft erfolgt in diesem Fall durch die Dehnung des Riemens beim Auflegen auf die Riemenscheiben; der Riemen wird gegenüber seiner theoretischen Riemenlänge um einen definierten Betrag gekürzt angeliefert.

Als Eingangsdaten werden bei diesem Arbeitsblatt die zu übertragende Leistung  $P$ , der Anwendungsfaktor  $K_A$ , die Drehzahl der kleinen Scheibe  $n_k$ , das Übersetzungsverhältnis  $i_{(Soll)}$  sowie der fest vorgegebene Achsabstand (Wellenmittenabstand)  $e$  vorausgesetzt. Alle anderen Größen ergeben sich im Dialog mit dem Arbeitsblatt.

Bei der Festlegung der Scheibendurchmesser ist zu unterscheiden, ob die Antriebsscheibe auf dem Wellenzapfen eines Elektromotors sitzt (Zapfendurchmesser und der zulässige kleinste Scheibendurchmesser sind vorgegeben) oder aber ob die Scheibe auf einen noch zu dimensionierenden Wellenzapfen aufzusetzen ist. Für den E-Motor sollte der für den Motor vorgesehene kleinste Scheibendurchmesser möglichst nicht unterschritten werden, da anderenfalls aufgrund der dann zu erwartenden größeren Tangentialkraft und damit die wellenbelastende Kraft  $F_w$  die Lebensdauer der Lager vermindert und auch die Sicherheit des Wellenzapfens gegenüber Dauerbruch unzulässig klein werden könnte. Wird die Scheibe nicht auf einen Motorwellenzapfen aufgesetzt, ist der kleinste zulässige Scheibendurchmesser nach Angaben des Riemenherstellers für den Leistungskennwert  $(P/n)$  zu wählen. Der Wellendurchmesser ist dann mit der größeren Kraft  $F_w$  zu überprüfen.

Das Arbeitsblatt wurde erstellt in Anlehnung an Unterlagen des Riemenherstellers. Für die Auslegung des Riemengetriebes im praktischen Anwendungsfall sind die Angaben des Riemenherstellers einzuholen.

**Rief-02** (ca. 119 kB)

**Extremultus-Flachriemengetriebe, *Wellenabstand frei wählbar***  
**(Entwurfsberechnung)**

Das Arbeitsblatt ist ausgelegt für die Berechnung eines Riemengetriebes mit einem EXTREMULTUS-Riemen und sieht zum Spannen des Riemens die Vergrößerung des Wellenabstandes  $e$  vor. Für den Wellenabstand wird vom Arbeitsblatt entsprechend der vorher festgelegten Scheibendurchmesser eine Empfehlung für den sinnvollen Bereich  $e_{min} \dots e_{max}$  ausgewiesen. Für den eingegebenen Wert  $e'$  wird die Riemenlänge vorgeschlagen, die als Bestelllänge sinnvoll gewählt wird. Erst mit der endgültig festgelegten Riemenlänge wird anschließend sowohl der Wellenabstand  $e$  als auch der vorzusehende Spannweg zum Spannen des Riemens sowie der damit sich ergebende maximale Wellenabstand  $e_{max}$  ermittelt.

Als Eingangsdaten werden bei diesem Arbeitsblatt die zu übertragende Leistung  $P$ , der Anwendungsfaktor  $K_A$ , die Drehzahl  $n_k$  der kleinen Scheibe und das Übersetzungsverhältnis  $i_{(Soll)}$  vorausgesetzt. Alle anderen Größen ergeben sich im Dialog mit dem Arbeitsblatt. Mit der

Festlegung der genormten Scheibendurchmesser wird sich  $i_{(ist)}$  vielfach von  $i_{(Soll)}$  unterscheiden. Ein genaues Einhalten von  $i_{(Soll)}$  ist aufgrund des nicht zu vermeidenden Dehnschlupfes nicht möglich und in den meisten Anwendungsfällen auch nicht erforderlich. Das Arbeitsblatt wurde erstellt in Anlehnung an Unterlagen des Riemenherstellers. Für die Auslegung des Riemengetriebes im praktischen Anwendungsfall sind die Angaben des Riemenherstellers einzuholen.

**Riek-02** (ca. 218 kB)

### Keil- und Keilrippenriemengetriebe (Entwurfsberechnung)

Keilriemen als Antriebselemente werden in der Regel als endlose Riemen in genormten Längen mit trapezförmigem Querschnitt eingesetzt. Im Gegensatz zu den Flachriemen tritt bei den Keilriemen bereits bei geringer Vorspannung aufgrund großer Normalkräfte zwischen Scheibe und Riemen - selbst bei kleineren Umschlingungswinkeln - ein guter Reibschluss auf, so dass kleinere Lagerbelastungen zu erwarten sind. Die Zugstränge der Normal- und Schmalkeilriemen bestehen aus Kabelcord, die in den aus hochwertiger Kautschukmischung bestehenden Kern eingebettet sind. Bei Keilrippenriemen werden die Zugstränge im relativ dünnen flexiblen Oberbau aufgenommen.

*Schmalkeilriemen* nach DIN7753 zeichnen sich gegenüber den *Normalkeilriemen* nach DIN2215 durch eine spezifisch höhere Leistungsfähigkeit bei gleicher Riemenbreite  $b_0$  aus und stellen für raumsparende Antriebe die meist verwendete Bauform dar. Aufgrund der Walkarbeit wegen des ungünstigeren Verhältnisses Breite/Dicke ( $b_0/h=1,2$  bei Schmalkeilriemen;  $b_0/h=1,6$  bei Normalkeilriemen) und die damit verbundene größere Erwärmung des Riemens ist der Wirkungsgrad gegenüber den modernen Flachriemen kleiner. Günstige Leistungsdaten für den Keilriemen ergeben sich bei Umfangsgeschwindigkeiten von 10 bis 40m/s (Keilrippenriemen bis 60m/s). Für Geschwindigkeiten über 50m/s ist der Mehrschicht-Flachriemen ( $v_{max}$  bis >100m/s!) dem Keilriemen allerdings eindeutig überlegen. Bei der konstruktiven Auslegung des Keil- und Keilrippenriemengetriebes ist zu beachten, dass zum Auflegen des endlosen Riemens der Wellenabstand um den Verstellweg  $s_V$  entsprechend verkleinert werden muss, und zum Spannen des Riemens zur Erzeugung der erforderlichen Anpresskraft ist der Wellenabstand um den Spannweg  $s_{SP}$  gegenüber dem theoretischen Wert zu vergrößern. Beide Werte werden vom Arbeitsblatt als Mindestwerte berechnet und angezeigt.

Das Arbeitsblatt ist für die Auslegung aller gängigen Keilriemenarten, so die ummantelten Keilriemen nach DIN2215 (Normalkeilriemen), ummantelten und flankenoffenen Keilriemen nach DIN7753 (Schmalkeilriemen) sowie Keilrippenriemen nach DIN7867 geeignet.

**Rolk-01** (ca. 128 kB)

### Kettengetriebe nach DIN 8187 (Entwurfsberechnung)

Den Rollenketten als Stahlgelenkketten kommen von allen Kettenarten wegen des fast uneingeschränkten Anwendungsbereichs die größte Bedeutung als Antriebsketten zu. Im Gegensatz zu den Flach- und Keilriemengetrieben wird die Kraft formschlüssig übertragen. Der bei den Riemengetrieben nicht zu vermeidende Dehnschlupf tritt bei dem Kettenantrieb nicht auf, so dass mit einer insgesamt konstanten Übersetzung  $i$  gerechnet werden kann. Nachteilig ist jedoch der Polygoneffekt. Aufgrund der unterschiedlichen Wirkradien liegt beim Bewegungsablauf innerhalb einer Kettenteilung eine ungleichmäßige Kettenfortschrittsgeschwindigkeit vor, die zu unerwünschten Schwingungen im Antriebssystem führt.

Das Arbeitsblatt ist für *Einfach-*, *Zweifach-* und *Dreifach-Rollenketten* ausgelegt. Nach Eingabe der Leistungsdaten wird - je nach Kettenart - eine Empfehlung für die Kettenteilung (Kettengröße) ausgegeben, für die dann eine entsprechende Kette bestimmt wird; die zugehörigen Kettendaten werden eingelesen. Aufgrund der vielen Einflussgrößen, die von der

gewählten Kettenart und -größe abhängig sind und somit bei der Vorauswahl noch nicht berücksichtigt werden können, wird für die vorgewählte Kettengröße eine Kontrolle hinsichtlich der zu übertragenden Leistung durchgeführt und sie der Soll-Leistung zur Entscheidungsfindung gegenübergestellt. Eventuell ist das Variieren einzelner Eingabegrößen erforderlich, um zu einer den Anforderungen gerecht werdenden Kette zu gelangen.

### **Schr-01** (ca. 67 kB)

#### **Befestigungsschrauben (Schraubenvorwahl)**

Das vorliegende Arbeitsblatt ermöglicht in der Entwurfsphase eine schnelle Bestimmung der Gewindegröße, so dass der Konstruktionsprozess nicht unnötig durch aufwendige Berechnungen verzögert wird. Die Betriebskraft kann als *Querkraft*  $F_Q$  oder als *Längskraft* *statisch* oder *dynamisch* wirken. Hierbei ist wiederum zu unterscheiden, ob die Wirklinie der Betriebskraft mit der Schraubenachse zusammenfällt (*zentrische Axialkraft*; Idealfall) oder ob die Wirklinie der Betriebskraft parallel zur Schraubenachse verläuft (*exzentrische Axialkraft*). Hierbei ist von der Schraube neben der Betriebskraft zusätzlich noch ein Biegemoment aufzunehmen.

Dieser zusätzliche Einfluss ist nur sehr schwer und umständlich zu ermitteln (neben dem Wirkabstand ist vor allem die Steifigkeit der Bauteile und des konstruktiven Umfeldes von Bedeutung) und kann erst nach Vorliegen aller erforderlichen Berechnungsgrößen annähernd erfasst werden.

Die ermittelten Werte sind lediglich Richtwerte, die nach der Entwurfsphase nachzuprüfen sind. Eine "genauere" Berechnung ist nach der VDI-Richtlinie 2230 durchzuführen.

### **Schr-02** (ca. 165 kB)

#### **Befestigungsschrauben (Nachgiebigkeit, Federsteife)**

Befestigungsschrauben wirken wie Zugfedern, die beim Festziehen der Mutter aufgrund der aufzunehmenden Längskraft gedehnt werden und die Bauteile mit der "Federkraft" zusammendrücken. Nach dem Hooke'schen Gesetz ist die Dehnung der Schraube proportional der Kraft. Das Maß der Verformung im Verhältnis zur aufgenommenen Kraft wird als Nachgiebigkeit der Schraube  $\delta$  mit der Einheit [mm/N] bezeichnet (der Kehrwert ist die Federsteifigkeit  $C_s$  der Schraube in [N/mm]). Bei der Berechnung der Schraubennachgiebigkeit wird nicht nur der Bereich zwischen den zu verspannenden Teilen berücksichtigt, sondern auch der Schraubenkopf, die Mutter und das eingeschraubte Gewinde werden verformt, was durch Längenzuschläge erfasst wird.

Schrauben setzen sich meist aus mehreren "Einzelelementen" mit unterschiedlichen Querschnitten zusammen, so dass sich die Nachgiebigkeit der gesamten Schraube aus der Summe der Nachgiebigkeiten der Einzelelemente ergibt.

### **Schr-03** (ca. 490 kB)

#### **Befestigungsschrauben, Auslegung (Entwurfsberechnung)**

Das Arbeitsblatt ist ausgelegt zur Berechnung von zentrisch *längsbeanspruchten* Befestigungsschrauben (Tailen- und Schaftschrauben) der gängigsten Größen (M6...M20), Festigkeitsklassen, Reibzustände und Anziehverhältnisse unter Berücksichtigung des elastischen Verhaltens von Schraube und Bauteil (s. auch die Erläuterungen zu *Schr-02*). Neben dem statischen Nachweis wird die statische und dynamische Sicherheit berechnet für das Anziehen der Verbindung mit  $M_{sp}$  (Anziehen bis zur 90%-iger Ausnutzung der Streckgrenze des Schraubenwerkstoffes) bzw. mit  $M_A$  (Anziehen bis zur berechneten Vorspannkraft  $F_{VM}$ ).

## **Schr-04** (ca. 105 kB)

### **Bewegungsschraube mit Trapezgewinde (Entwurfsberechnung)**

Bewegungsschrauben werden eingesetzt zum Umwandeln von Dreh- in Längsbewegungen (z.B. in Ventilen) und zum Erzeugen großer Kräfte (z.B. in Pressen, Schraubstöcken) u.a. Als Gewinde wird meistens Trapezgewinde gewählt und je nach Forderung hinsichtlich der Selbsthemmung als ein- oder mehrgängiges Gewinde ausgeführt. Druckbeanspruchte Spindeln (je nach konstruktiver Ausführung kann der druckbeanspruchte Teil zusätzlich auf Verdrehen beansprucht werden) müssen neben der Festigkeitsüberprüfung auch im Hinblick auf Stabilität (Knickgefahr) nachgeprüft werden.

Für den Berechnungsgang wird für einen zunächst überschlägig ermittelten Richtdurchmesser ein passendes Trapezgewinde vorgewählt, das anschließend auf *Festigkeit* und auf ausreichende Sicherheit gegenüber *Ausknicken* geprüft wird. Dabei wird zunächst von einer "elastischen" Knickung (*Euler-Knickfall*) ausgegangen, wobei diese Annahme bei der Nachprüfung sich bestätigen kann oder aber es stellt sich aufgrund des Schlankheitsgrades heraus, dass für den vorliegenden Fall eine "unelastische" Knickung (*Tetmajer-Knickfall*) vorliegt.

Das Arbeitsblatt ist ausgelegt für die Berechnung druckbeanspruchter Spindeln und es wird nach Eingabe der die Spindel belastenden Kraft  $F$ , der freien Spindellänge  $l$  mit dem zugehörigen Einspannfall und dem Spindelwerkstoff (üblich sind die Baustähle S235JR und E295 u.a. ein Richtwert für den Kerndurchmesser  $d_k$  ermittelt. Für diesen Durchmesser wird ein Trapezgewinde gewählt und die entsprechenden Gewindegaten wie auch die Daten der zu wählenden Führungsmutter werden in das Arbeitsblatt eingelesen. Vom Arbeitsblatt wird dann für diese Daten automatisch die *Festigkeits-* als auch die *Stabilitätskontrolle* durchgeführt und die jeweiligen Ergebnisse zur Beurteilung und Entscheidungsfindung ausgewiesen. Aufgrund der zulässigen Flächenpressung für den ausgewählten Mutterwerkstoff werden Grenzwerte für die Mutterlänge angezeigt, die zur Festlegung der endgültigen Mutterlänge auffordern.

## **Tole-1** (ca. 40 kB)

### **Toleranzen; Ermittlung der Grundtoleranzen IT**

Nach Eingabe des Nennmaßes  $N=0...3150\text{mm}$  und der Toleranzgrades  $1...18$  wird die *Grundtoleranz IT* ausgewiesen; das Ergebnis wird grafisch dargestellt.

## **Tole-2** (ca. 88 kB)

### **Grundtoleranzen und Grenzmaße für Außenpassflächen**

Nach Eingabe des Nennmaßes  $N=18...500\text{mm}$  und der Toleranzgrades  $1...18$  und der Feldlage  $c...h...zc$  werden die zugehörige *Grundtoleranz*, das *Grenzabmaß* entsprechend der Feldlage zur Nulllinie, das obere und untere *Abmaß* sowie das *Höchst-* und *Mindestmaß* für Außenpassflächen (z.B. Welle) ausgewiesen; das Ergebnis wird grafisch dargestellt.

## **Tole-3** (ca. 79 kB)

### **Grundtoleranzen und Grenzmaße für Innenpassflächen**

Nach Eingabe des Nennmaßes  $N=18...500\text{mm}$ , des Toleranzgrades  $1...18$  und der Feldlage  $c...h...zc$  werden die zugehörige *Grundtoleranz*, das *Grenzabmaß* entsprechend der Feldlage zur Nulllinie, das obere und untere *Abmaß* sowie das *Höchst-* und *Mindestmaß* für Innenpassflächen (z.B. Bohrung) ausgewiesen; das Ergebnis wird grafisch dargestellt.

## **Tole-4** (ca. 140 kB)

## Toleranzen und Passungen; *Grenzmaße, Passtoleranz*

Für das einwandfreie Funktionieren eines Bauteiles, das reibungslose Zusammenarbeiten von Bauteilen und Bauteilgruppen sowie die Möglichkeit des problemlosen Austauschens einzelner Verschleißteile müssen alle funktionsbedingten Eigenschaften der Bauteile aufeinander abgestimmt sein. Ein genaues Einhalten der angegebenen Maße sowie der vorgeschriebenen idealen geometrischen Form des Werkstückes ist infolge der Unzulänglichkeit der Fertigungsverfahren praktisch unmöglich und häufig auch aus Funktionsgründen gar nicht sinnvoll. Aus fertigungstechnischen Gründen müssen daher Abweichungen von den Nenngrößen sinnvoll zugelassen werden. Somit sind zur Herstellung eines bestimmten Werkstückes obere und untere Grenzwerte hinsichtlich der Abmessungen anzugeben.

Das Arbeitsblatt ermittelt nach Eingabe des Nennmaßes  $N$ , der Toleranzfeldlage und des Toleranzgrades für Welle und Bohrung sowohl für die Welle als auch für die Bohrung die *Grundtoleranzen*, die *Abmaße*, die *Grenzmaße*, die *Grenzpassungen*, die *Passtoleranz* und die *Passungsart*; das Ergebnis wird grafisch dargestellt.

### **Tole-5** (ca. 149 kB)

#### **Passungen und Toleranzklassen (Auswahl für gegebene Übermaße)**

Das Arbeitsblatt ermöglicht die Ermittlung geeigneter Toleranzklassen, wenn sowohl die Übermaße als auch die Passtoleranz bekannt sind. So ist es z.B. gerade bei Pressverbänden erforderlich, geeignete Toleranzklassen für Bohrung und Welle festzulegen, um die Bedingungen einzuhalten:

- die zulässige *Passtoleranz*  $PT$  nicht zu überschreiten,
- das erforderliche *Mindestmaß*  $\ddot{U}_u$  nicht zu unterschreiten,
- das zulässige *Höchstübermaß*  $\ddot{U}_o$  nicht zu überschreiten.

Vielfach sind mehrere Alternativen denkbar; aber eine dieser Alternativen kann nur die günstigste sein. Sie ist nicht immer auf Anhieb zu finden, sondern man kann vielmehr durch Variieren der Eingabegrößen für die Feldlagen und Toleranzgrade - sowohl für die Bohrung als auch für die Welle - eine geeignete Kombination finden. Für das System Einheitsbohrung ist für die Bohrung die Feldlage  $H$  vorzusehen; beim System Einheitswelle die Feldlage  $h$ .

### **Traeg-4** (ca. 142 kB)

#### **I-Träger auf 2 Stützen (Entwurfsberechnung)**

Das Arbeitsblatt ist vorgesehen zur Ermittlung der Durchbiegung eines mit maximal 3 Punktlasten belasteten Trägers nach DIN 1025 T1 und T2. Die Punktlasten werden nach Angaben der Grafik angegeben, wobei besonders auf die Winkeleingabe zu achten ist. Der Winkel, unter dem die Wirklinie der belastenden Kraft  $F$  verläuft, ist jeweils von der positiven  $x$ -Achse ausgehend anzugeben. Außer der maximalen Durchbiegung werden zusätzlich auch die Lagerkräfte  $A$  und  $B$ , die Biegespannung sowie das Biegemoment  $M_{\max}$  ausgewiesen. Alle Werte werden grafisch dargestellt, so dass zu jeder Zeit auch der Belastungsverlauf über  $l$  eingesehen werden kann. Zu beachten ist ebenfalls die Biegeachse, die entweder die  $x$ - $x$  Achse oder aber die  $y$ - $y$  Achse sein kann.

Gleichzeitig kann dieses Arbeitsblatt dahingehend "umfunktioniert" werden, dass die Stützkräfte  $A$ ,  $B$  und  $C$ (!) eines dreifach gelagerten Trägers ermittelt werden können. Hierzu wird von der Überlegung ausgegangen, dass die Durchbiegung an den Lagerstellen Null ist.

Wird z.B. im Abstand  $a_2$  eine Stützskraft  $C$  (anstelle  $F_2$ ) eingegeben und diese solange variiert, bis die Durchbiegung an der Stelle  $C$  im Abstand  $a_2$  Null ist, so ist neben den Stützkräften  $A$  und  $B$  die Stützskraft  $C$  ermittelt, die dann identisch ist mit der im Arbeitsblatt eingegebenen Kraft  $F_2$ .

**Well-01** (ca. 84 kB)

### Wellen und Achsen, *überschlägige Durchmesserermittlung* (Entwurfsberechnung)

Die Welle wird primär auf Verdrehen und zwischen den Lagern zusätzlich auf Biegung beansprucht (siehe entsprechende Grafik des Arbeitsblattes); im Bereich des Wellenzapfens dagegen lediglich auf Verdrehen. Die Schubbeanspruchung durch die Querkraft bleibt bei diesem Arbeitsblatt unberücksichtigt. Für den Fall, dass bei gleichzeitiger Beanspruchung von Biegung und Verdrehung das Biegemoment noch nicht bekannt ist, wird zunächst ein fiktives Biegemoment  $M \approx 1,5 \cdot T$  der Berechnung zugrunde gelegt.

Im Gegensatz zur Welle überträgt die Achse kein Drehmoment ( $T=0$ ); sie dient zur Aufnahme und Lagerung von Drehteilen (wie z.B. Umlenkscheiben, Umlenkkettenräder, Zwischenräder im Getriebe) und wird auf Biegung beansprucht (die zusätzliche Schubbeanspruchung soll hier unberücksichtigt bleiben). Feststehende Achsen mit umlaufenden Scheiben werden statisch bzw. dynamisch schwellend, umlaufende Achsen mit festen Drehteilen dagegen dynamisch wechselnd beansprucht. Einzelne Querschnitte von Wellen können ebenfalls "nur" auf Biegung beansprucht werden, so dass für diese Querschnitte die gleichen Berechnungsgrundlagen gelten wie für die Achsen ( $T=0$ ). Im Regelfall jedoch werden Wellen sowohl auf Torsion als auch auf Biegung beansprucht.

**Zrg-01** (ca. 158 kB)

### Außenverzahnte Stirnräder, Geometrie, Tragfähigkeitsnachweis (Entwurf)

Das Arbeitsblatt erlaubt vielfältige Möglichkeiten, den Modul  $m$  als geometriebestimmende Größe zu ermitteln. So können z.B. für die Entwurfsberechnung vorgegeben sein *Achsabstand*: Bei Schaltgetrieben und bei coaxialen Getrieben ist das Einhalten eines bestimmten Achsabstandes zwingend erforderlich, so dass in diesen Fällen die Eingabe von  $a$  Priorität hat. Alle anderen Größen sind dieser Größe unterzuordnen;

*Wellendurchmesser*: Ist zunächst nur der Wellendurchmesser  $d_{sh}$  an der Stelle des Ritzels bekannt, so ist für  $T_{nenn} = 0$  einzugeben; die Zeilen zur Eingabe von  $K_A$  sowie der Werkstoffdaten können dann übersprungen werden. Der Modul "aufgrund der Werkstoffdaten" wird hier mit "unbekannt" ausgewiesen! Eine spätere Festlegung der Zahnradwerkstoffe erfolgt im Zusammenhang mit dem zu übertragenden Drehmoment.

*Drehmoment+Zahnrad-Werkstoffe*: unabhängig vom Wellendurchmesser kann der Modul auch aufgrund des zu übertragenden Drehmoments für die Entwurfsberechnung festgelegt werden. Dies erfolgt aber nur im Zusammenhang mit der Festlegung der Zahnradwerkstoffe.

*Wellendurchmesser+Drehmoment+Zahnrad-Werkstoffe*: Die Vorgabe dieser Bestimmungsgrößen wird die Regel sein. Im Arbeitsblatt sind somit auch alle Eingaben zu erfüllen wie

- das von dem Radpaar zu übertragende Drehmoment;
- die vorgesehenen Werkstoffe für Ritzel und Rad;
- der Wellendurchmesser und die Wellenausführung.

Der größte der drei sich jeweils ergebenden Module ist dann maßgebend!

In vielen Fällen kann bei einfachen Übungen ohne Rücksicht auf die o.a. Bedingungen ein beliebiger Modul  $m$  eingegeben werden, mit dem alle Zahnrad- und Getriebedaten im Dialog mit dem Arbeitsblatt ermittelt werden können. Hinsichtlich des Tragfähigkeitsnachweises sind für Arbeiten in der Praxis die Ausführungen der DIN 3990 maßgebend!

**Zrgi-1** (ca. 2031 kB)

### Außen- und Innenverzahnte Stirnräder (Entwurfsberechnung)

Das Arbeitsblatt ist ausgelegt für die Ermittlung der Geometriedaten sowohl für Außen- als auch für Innenradpaarungen. Zusätzlich kann für Außenradpaarungen ein vereinfachter Tragfähigkeitsnachweis geführt werden. Innerhalb der Konstruktionsphase sind viele Einflussgrößen noch nicht bekannt. Sie können nur annähernd abgeschätzt oder als Erfahrungswerte eingesetzt werden. Eine „genaue“ Berechnung ist nicht möglich. Das Arbeitsblatt beschränkt sich somit auf wenige Eingabegrößen, die eine hinreichende Genauigkeit des Ergebnisses erwarten lassen. Für eine genaue Berechnung ist DIN 3990 heranzuziehen.

**Zrk-01** (ca. 364 kB)

### **Kegelradgetriebe, Verzahnungsgeometrie (Entwurfsberechnung)**

Das Arbeitsblatt ist nur für Entwurfsberechnungen zur Ermittlung der Verzahnungsgeometrie vorgesehen. Ein anschließender Tragfähigkeitsnachweis nach DIN 3991 ist erforderlich.