

Untersuchung der Kegelpreßverbindung einer Zerkleinerungsmaschine

Garzke, M.; Wuttke, S.

Maschinenelemente bilden einen Schwerpunkt der Forschungstätigkeit am Institut für Maschinenwesen. Neben grundlegenden Analysen zum Festigkeits-, Verschleiß- und Übertragungsverhalten dieser Bauteile werden auch spezielle und eingehendere Untersuchungen, z. B. für komplizierte Geometrie- und Lastsituationen oder überelastisches Werkstoffverhalten durchgeführt. Nachfolgend wird über einen Schadensfall an einem Kegelpreßverband im Antrieb einer Zerkleinerungsmaschine berichtet.

Machine elements are a special subject within the research activities of the Institute of Mechanical Engineering. In addition to basic analyses concerning fatigue and wear behaviour of these elements, several investigations with focus on complex geometry and load situation or elastic-plastic material behaviour are being carried out. This article describes the damage of a shrink fit in a shredder.

1 Einleitung und Problemstellung

Preßverbindungen gehören zu den reibschlüssigen Welle-Nabe-Verbindungen und können bei richtiger Dimensionierung und exakter Kenntnis

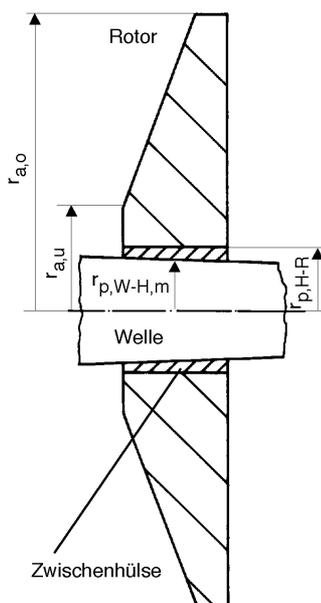


Bild 1: Kegelpreßverband mit Welle, Zwischenhülse und Rotor

der Rand- und Prozeßbedingungen hohen dynamischen Belastungen ausgesetzt werden /1/. Eine analytische Berechnung ist besonders einfach, wenn die zu fügenden Bauteile einen rotations-symmetrischen Querschnitt ohne Diskontinuitäten aufweisen. Zum Teil können heutige Berechnungsansätze einen gewissen Grad an Teilplastizität und verschiedene geometrische Schwächungen bei der Dimensionierung berücksichtigen /2/, jedoch ist die Berechnung insbesondere dann mit Unsicherheiten behaftet, wenn funktions- oder montagebedingt weitere Diskontinuitäten notwendig sind, z. B. Ölzuführungsbohrungen zur Montage der Verbindung oder eine von der Zylinderform abweichende Nabenaußengeometrie.

Unter diese Gesichtspunkte fällt auch die konstruktive Ausführung eines Kegelpreßverbandes, der aus einer Welle, einer extrem dünnen Zwischenhülse und einem aufgesetztem Rotor besteht (**Bild 1**).

Bei der Nutzung dieser Verbindung im Antriebsstrang einer Zerkleinerungsmaschine traten im Betrieb Kaltverschweißungen zwischen Rotor und Zwischenhülse auf. Beide Teile waren selbst durch hohe äußere Kräfte auf einer entsprechenden Vorrichtung nicht voneinander zu trennen, lediglich durch das axiale Aufbohren des Rotors in der Nähe der Paßfuge konnten beide Bauteile getrennt werden.

2 Beanspruchung von Preßverbindungen

Die Beanspruchungen, die sich nach dem Fügevorgang infolge des Übermaßes \bar{u} in einem Preßverband einstellen, sind schematisch in **Bild 2** zu sehen. An lastfreien Oberflächen werden die Radialspannungen der Bauteile zu Null, es herrscht dort ein einachsiger Spannungszustand.

2.1 Berechnung der zur Übertragung der äußeren Belastungen notwendigen Pressung

Die zur Übertragung des Drehmomentes und der Axialkraft erforderliche Pressung zwischen Rotor

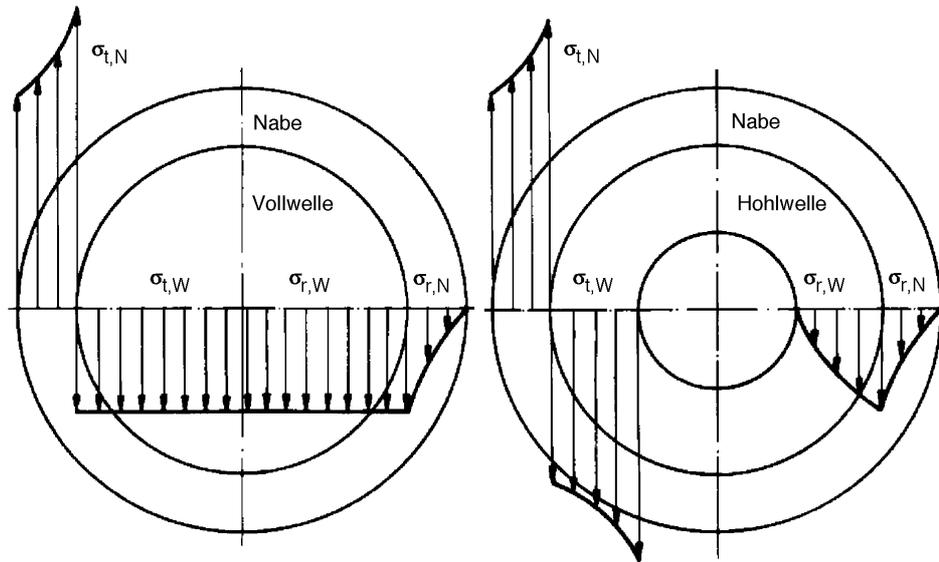


Bild 2: Verlauf der Radial- und Tangentialspannungen in Preßverbänden /3/; Indices: W - Welle, N - Nabe

und Zwischenhülse kann mit Gleichung (1) berechnet werden:

$$p_{\text{erf}} = \frac{s_r}{2 \cdot \pi \cdot r_p \cdot b \cdot \mu} \cdot \sqrt{(F_{\text{ax}})^2 + \left(\frac{T}{r_p}\right)^2} \quad (1)$$

Mit den geometrischen Daten und einer Rutschsicherheit $s_r = 1$ folgt $p_{\text{erf}} = 44,86 \text{ N/mm}^2$. Für die Rutschsicherheit wurde bewußt der untere Grenzwert gewählt, der deutlich zu gering ist.

2.2 Berechnung der minimalen Pressung zwischen Welle und Zwischenhülse

Die Berechnung der Pressung zwischen Welle und Außenteil ist Voraussetzung zur Ermittlung der sich nach dem Fügen der Bauteile einstellenden Radialspannung zwischen Hülse und Rotor. Mechanisch kann das Verhalten des Außenkörpers als ein unter Innendruck stehendes Rohr

$$\ddot{u} = p \cdot r_p \cdot \left[\frac{1}{E_W} \cdot \left(\frac{1+q_W}{1-q_W} - \nu_W \right) + \frac{1}{E_N} \cdot \left(\frac{1+q_N}{1-q_N} + \nu_N \right) \right] + \Delta s \quad (2)$$

$$\Delta s = 0,4 \cdot (R_{Z,W} + R_{Z,N}) \quad (3)$$

$$q_W = \left(\frac{r_i}{r_p} \right)^2 \quad (4)$$

$$q_N = \left(\frac{r_p}{r_a} \right)^2 \quad (5)$$

aufgefasst werden. Hülse und Rotor sind dabei als ein homogenes Gesamtbauteil anzusehen, da aus den Konstruktionsdaten hervorgeht, daß aufgrund der gewählten Übergangspassung zwischen Hülse und Rotor im ungünstigsten Fall ein Spiel auftreten kann. Deshalb wird bei den weiteren Untersuchungen ein Übermaß $\ddot{u}_{H-R} = 0 \text{ mm}$ zwischen Hülse und Rotor angesetzt („ein Bauteil“).

Durch Umstellen der Gleichung (2) nach p und Einsetzen des minimalen Übermaßes \ddot{u}_{min} (schlimmster Fall, untere Einsatzgrenze) entsprechend der gewählten Passung zwischen Welle und Hülse kann der Mindestpaßfugendruck zwischen Welle und Nabe berechnet werden /3/, /4/. Δs (Gleichung (3)) ist der Übermaßverlust infolge des Einebnens von Oberflächenrauigkeiten, q_W und q_N (Gleichungen (4) und (5)) sind dimensionslose Kennzahlen zur Beschreibung der Steifigkeit von Welle und Nabe. Aufgrund der besonderen Geometrien des Rotors (vgl. **Bild 1**) mit der

sich in Abhängigkeit von der Radialkoordinate ändernden Rotorbreite werden die Berechnungen mit einem geringen Radius $r_{a,u} = 1,77 \cdot r_{p,H-R}$ und mit einem großen Radius $r_{a,o} = 5,13 \cdot r_{p,H-R}$ durchgeführt. Ein den Beanspruchungen äquivalenter Rotoraußendurchmesser würde zwischen diesen beiden Grenzwerten liegen.

Durch Umstellen der Gleichung (2) folgt:

$$p_{\min} = 83,7 \text{ N/mm}^2 \text{ (dünnwandige Nabe),}$$

$$p_{\max} = 108,6 \text{ N/mm}^2 \text{ (dickwandige Nabe).}$$

2.3 Berechnung der Pressung zwischen Hülse und Rotor

Aufbauend auf den Ergebnissen aus Kapitel 2.2 kann mit Gleichung (6) /1/ die sich in der Trennfuge zwischen Hülse und Rotor infolge des axialen Aufschiebens auf den kegelförmigen Teil der Welle einstellende Radialspannung berechnet werden:

$$\sigma_r(r) = \frac{1}{1-q} \cdot \left[\sigma_r^a - q \cdot \sigma_r^i + (\sigma_r^i - \sigma_r^a) \cdot \left(\frac{r_i}{r} \right)^2 \right] \quad (6)$$

Ein anschließender Vergleich mit dem in Kapitel 2.1 berechneten erforderlichen Paßfugendruck zwischen Rotor und Hülse kann eine Aussage über die Übertragbarkeit der äußeren Belastungen durch den Kegelpreßverband gemacht werden.

Mit

$\sigma_r^a = 0$ (lastfreie Oberfläche am Außendurchmesser des Rotors)

$\sigma_r^i = p_{\min} = 83,7 \text{ N/mm}^2$ (dünnwandige Nabe) bzw.

$\sigma_r^i = p_{\max} = 108,6 \text{ N/mm}^2$ (dickwandige Nabe)

$r_i = r_{p,W-H,m} = 0,9 \cdot r_{p,H-R}$ (Paßfugradius zwischen Welle und Hülse)

$r = r_{p,H-R}$ (Paßfugradius zwischen Hülse und Rotor)

folgt aus Gleichung (6):

$\sigma_r(r_{p,H-R}) = p = 62,85 \text{ N/mm}^2$ (dünnwandige Nabe),

$\sigma_r(r_{p,H-R}) = p = 87,92 \text{ N/mm}^2$ (dickwandige Nabe).

Mit den Ergebnissen der Kapitel 2.1 und 2.3 lassen sich über Gleichung (7) die Sicherheiten v_{T+F} für die Übertragbarkeit des Drehmomentes T und der Axialkraft F_{ax} berechnen:

$$v_{T+F_{ax}} = \frac{p(r_{p,H-R})}{p_{erf}} \quad (7)$$

Demnach ergibt sich für die

dünnwandige Nabe: $v_{T+F} = 1,4$ bzw. für die

dickwandige Nabe: $v_{T+F} = 1,96$.

Die Radialspannung in der Preßfuge $p(r_{p,H-R})$ und die Übertragungssicherheiten des ausgeführten Kegelpreßverbandes werden zwischen den berechneten Werten liegen, sind aber zu gering, da folgende Einflüsse in den analytischen Berechnungen nicht berücksichtigt werden konnten, die jedoch entscheidend die Übertragungsfähigkeit beeinflussen:

- Bei einer Drehzahl $n > 1700 \text{ min}^{-1}$ und der ausgeführten Rotorkonstruktion (großer Außenradius $r_{a,o} = 5,13 \cdot r_{p,H-R}$, hohe Masse) kann der Einfluß der pressungsreduzierenden Fliehkraftwirkung auf keinen Fall vernachlässigt werden.
- Die in Kapitel 2.2 berücksichtigten Elastizitätsmoduln für Welle und Nabe gelten für eine Temperatur $\vartheta = 20^\circ\text{C}$, die Prozeßtemperaturen beim Einsatz der Kegelpreßverbindung liegen jedoch über 160°C . Entsprechend der gängigen Fachliteratur und den Veröffentlichungen der Stahlhersteller sind deshalb deutlich reduzierte Elastizitätsmoduln der Bauteile anzunehmen. Dadurch verringert sich die minimale Flächenpressung p_{\min} zwischen Welle und Hülse, die wiederum verringerte Radialspannungen in der Trennfuge zwischen Hülse und Rotor hervorruft.

Treten zusätzlich noch erhöhte Belastungen auf, die aus einem unsachgemäßen und nicht dem Verwendungszweck entsprechenden Betrieb der Zerkleinerungsmaschine herrühren, muß die Summe dieser Randbedingungen als Grund für die zu den Kaltverschweißungen führenden Relativbewegungen zwischen Rotor und Hülse angesehen werden.

3 Simulation des Fügevorgangs und der Fliehkraftbelastung mit der Methode der Finiten Elemente (FEM)

Zur Untermauerung der in Kapitel 2 ermittelten Ergebnisse wurde eine FEM-Berechnung des Fügevorgangs (Aufschieben der mit Übermaß $\ddot{u}_{H-R} = 0 \text{ mm}$ gefügten Bauteile Hülse und Rotor auf den kegelförmigen Teil der Welle) mit an-

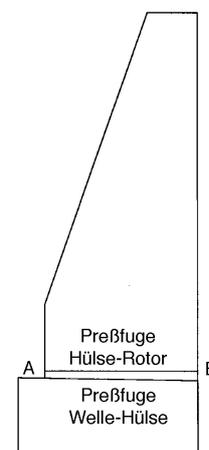


Bild 3: Preßfugen am Kegelpreßverband

schließender Fliehkraftbelastung $n > 1700 \text{ min}^{-1}$ durchgeführt. Ausgewertet wurde sowohl die Pressung in der Trennfuge Welle - Hülse (**Bild 4**) als auch in der Trennfuge Hülse - Rotor (**Bild 5**), die Auswerterichtung ist in **Bild 3** zu sehen.

Im Bereich der normierten Pressfugenposition zwischen ca. 0,2 - 0,8 ist die Flächenpressung nahezu konstant und stimmt sehr gut mit den in Kapitel 2 berechneten Werten überein (**Tabelle 1**). Durch die Fliehkraftbelastung wird die Flächenpressung in den einzelnen Fugen verringert. Durch die ungleiche Massenverteilung entlang der Verbindungsachse greift die durch die Drehbewegung hervorgerufene Fliehkraft nicht in der Mitte der Preßverbindung an, sondern ist ein Stück in Richtung Punkt B verschoben (**Bild 3**). Daraus resultiert ein Moment um den Punkt A, wodurch die Pressung im Bereich des größten Rotordurchmessers stärker verringert wird als im übrigen Preßfugenbereich (**Bild 4** und **Bild 5**).

Preßfuge	mittlere Pressung [N/mm ²] nach dem Fügevorgang	mittlere Pressung [N/mm ²] Fügevorgang + Fliehkraft
Welle-Hülse	100 - 105	70 - 75
Hülse-Rotor	85 - 95	55 - 60

Tabelle 1: mittlere Flächenpressungen in den Trennfugen Welle - Hülse und Hülse - Rotor

Die durch die Fliehkraftwirkung hervorgerufene Pressungsreduzierung in den Fugen (ca. 30 - 50% gegenüber dem Fügezustand) hat zur Folge, daß die Drehmoment- und Axialkraftübertragung bei zu geringen Flächenpressungen nicht mehr mit ausreichender Sicherheit erfolgt. Im Zusammenhang mit den unbekanntem Werkstoffkennwerten für den Einsatz der Kegelpreßverbindung bei ca. 170°C konnte mit dem unzureichenden Übermaß \ddot{u}_{H-R} zwischen Hülse und Rotor die Ursache für die zu den aufgetretenen Kaltverschweißungen führenden Relativbewegungen aufgezeigt werden.

Der Übergang auf eine eindeutige Preßpassung zwischen Hülse und Rotor ist unumgänglich, die konstruktive Überarbeitung der ausgeführten Konstruktion wurde angeraten.

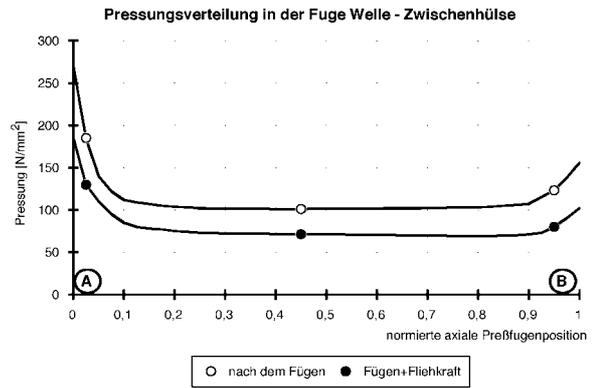


Bild 4: Pressungsverteilung in der Preßfuge Welle - Zwischenhülse

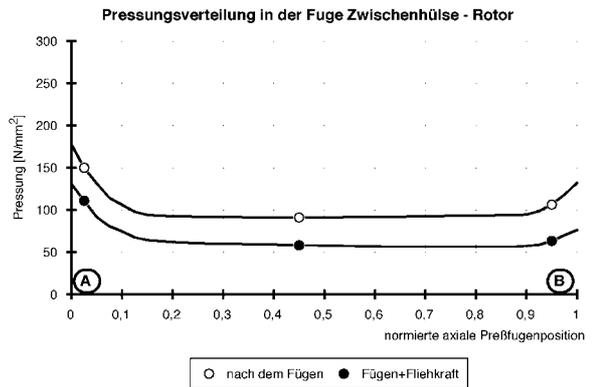


Bild 5: Pressungsverteilung in der Preßfuge Zwischenhülse - Rotor

4 Literatur

- /1/ Kollmann, F.: Welle-Nabe-Verbindungen, Springer-Verlag Berlin, 1984
- /2/ Tan, L.: Beanspruchungen und Übertragungsfähigkeit der geschwächten Welle-Nabe-Preßverbindungen im elastischen und teilplastischen Bereich, Diss. TU Clausthal, 1993
- /3/ Dietz, P.: Vorlesungsumdruck „Konstruktionselemente I-III“, Fritz-Süchting-Institut für Maschinenwesen der TU Clausthal, Clausthal 1996
- /4/ DIN 7190: Preßverbände, Berechnungsgrundlagen und Gestaltungsregeln, Beuth-Verlag, Berlin, Juli 1988