

Die Spannung würde demnach infolge der Kerbwirkung auf das 2,9fache der bei der ersten Rechnung ermittelten steigen, ist aber sicher noch zulässig. Zur Bestimmung der Nutenwandstärke wurde das Gewicht des Füllstücks zu 9,6 g, die von ihm entwickelte Fließkraft zu 56 kg ermittelt, woraus sich die Belastung der Längeneinheit der Nuten zu $Z_{1\text{cm}} = 204 \text{ kg/cm}$ ergab. Die Nutenwand wird auf Zug und Biegung beansprucht und muß bei $k_b = k_z = 750 \text{ kg/cm}^2$ zulässiger Beanspruchung 6,8 mm stark werden, wie nach Abb. 2272 aus:

$$\sigma = \sigma_z + \sigma_b = \frac{Z_{1\text{cm}}}{2 x_1} + \frac{6 Z_{1\text{cm}} (x_1/2 + c_1)}{2 x_1^2} = k_z$$

oder

$$x_1 = \frac{Z_{1\text{cm}}}{k_z} + \sqrt{\frac{Z_{1\text{cm}}}{k_z} \left(\frac{Z_{1\text{cm}}}{k_z} + 3 c_1 \right)} \quad (754)$$

oder mit

$$\frac{Z_{1\text{cm}}}{k_z} = \frac{204}{750} = 0,272 \text{ aus } x_1 = 0,272 + \sqrt{0,272 (0,272 + 3 \cdot 0,11)} = 0,68 \text{ cm}$$

folgt. In einem unter 45° durch die Kehle gelegten Schnitt wird:

$$x_2 = 0,71 \frac{Z_{1\text{cm}}}{k_z} + \sqrt{0,71 \frac{Z_{1\text{cm}}}{k_z} \left(0,71 \frac{Z_{1\text{cm}}}{k_z} + 4,25 c_1 \right)} \quad (755)$$

$$= 0,193 + \sqrt{0,193 (0,193 + 4,25 \cdot 0,11)} = 0,55 \text{ cm}.$$

Schließlich kann man in gleicher Weise auch den Querschnitt 3 auf das Biegemoment $\frac{Z_{1\text{cm}}}{2} \cdot c_3$ berechnen, wenn auch zu beachten ist, daß diese Berechnung zu ungünstig ist, weil ein um so größerer Teil der Kraft $Z_{1\text{cm}}/2$ durch tangentielle Spannungen im Kranz aufgenommen wird, je weiter der Querschnitt vom Angriffspunkt der Kraft abliegt. Der Sicherheit wegen auf das volle Moment berechnet, wird:

$$x_3 = \sqrt{\frac{6 Z_{1\text{cm}} \cdot c_3}{2 k_b}} \quad (756)$$

$$= \sqrt{\frac{6 \cdot 204 \cdot 1,39}{2 \cdot 750}} = 1,06 \text{ cm}$$

erforderlich. In Abb. 2270 sind diese Maße zur Aufzeichnung des strichpunktierten Randes des Kranzes benutzt, der beim Vergleich mit Abb. 2263 deutlich die viel günstigeren Verhältnisse bei Verwendung von Hammerfüßen erkennen und diese namentlich für hochbeanspruchte Schaufeln vorteilhaft erscheinen läßt. Insbesondere ist die Kranzbreite in Abb. 2270 nur 72 gegenüber 92 mm in Abb. 2263.

Praktisch wird man den Kranz, Abb. 2270, in Rücksicht auf größere Steifigkeit etwas verstärken und ihm den kräftig angedeuteten Umriß geben.

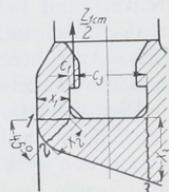


Abb. 2272. Berechnung der Kranzabmessungen im Fall der Befestigung der Schaufeln durch Hammerfüße.

IV. Trommeln und Scheiben.

A. Werkstoffe der Trommeln und Scheiben von Dampfturbinen. Wahl der zulässigen Beanspruchung, Ausführungen.

In Rücksicht auf die Betriebsicherheit muß von den Werkstoffen der Trommeln und Scheiben der Dampfturbinen große Festigkeit und Zähigkeit, namentlich aber größte Gleichmäßigkeit und Spannungsfreiheit verlangt werden. Man verwendet deshalb ausschließlich zähe, gut durchgeschmiedete und vor der letzten Bearbeitung zwecks Beseitigung aller Spannungen sorgfältig ausgeglühte Stähle. Für gering beanspruchte, mit mäßiger Geschwindigkeit laufende Trommeln und Scheiben genügt im Siemens-

Martinofen hergestellter Regelstahl St 42.11 der DIN 1611 mit 4200...5000 kg/cm² Zugfestigkeit, $\delta_5 = 30\%$ Bruchdehnung und 2300...2750 kg/cm² Spannung an der Streckgrenze oder Regelstahl St 50.11 der DIN 1611 mit 5000...6000 kg/cm² Zugfestigkeit, $\delta_5 = 24\%$ Bruchdehnung und 2750...3300 kg/cm² Spannung an der Streckgrenze.

Für höher beanspruchte nimmt man:

St C 45.61 der DIN 1661, der ausgeglüht 6000...7000 kg/cm² Zugfestigkeit, $\delta_5 = 19\%$ Bruchdehnung und 3400 kg/cm² Spannung an der Streckgrenze, vergütet 6500...7500 kg/cm² Zugfestigkeit, $\delta_5 = 18\%$ sowie 3900 kg/cm² Spannung an der Streckgrenze besitzt.

Bei sehr hohen Beanspruchungen greift man zu legierten Stählen, insbesondere zu Nickelstahl von 6000...7000 kg/cm² Zugfestigkeit, 3500...4000 kg/cm² Spannung an der Streckgrenze oder Chromnickelstahl von 7000 kg/cm² Zugfestigkeit, $\delta_5 = 15\%$ Bruchdehnung und 5000 kg/cm² Spannung an der Streckgrenze.

Die Proben zur Nachprüfung der Festigkeitseigenschaften werden zweckmäßigerweise den Stücken selbst entnommen, vgl. Abb. 76, und zwar bei Trommeln dem ausgebohrten Kern, bei Scheiben an der Nabe, weil dort die höchste Beanspruchung durch die tangentialen Zugspannungen auftritt und das Stück am wenigsten durchgeschmiedet ist, so daß die Proben Mindestzahlen ergeben werden. Das schwierige Durcharbeiten der Naben von Scheiben sucht man übrigens durch Aufdornen der Bohrung zu erreichen.

Gleichmäßigkeit und Spannungsfreiheit der Stücke muß gefordert werden in Rücksicht auf die Erwärmung beim Betrieb, welche die Spannungen zur Wirkung kommen läßt und Werfen und Verziehen, damit aber unruhigen Lauf und selbst Anstreifen der Scheiben- und Trommelkränze an den ruhenden Teilen verursachen kann.

Die zulässige Beanspruchung wählt man am besten in Abhängigkeit von der Streckgrenze. Nach Stodola nimmt man bei der Berechnung der Scheiben auf die normale Laufgeschwindigkeit für k_z das 0,25...0,4fache der Spannung an der Streckgrenze. Sind Ventilationslöcher in den Scheiben vorgesehen, so pflegen die Spannungen an den Lochumfängen nach den Formeln (792) und (793) die höchsten zu sein. Praktische Ausführungen zeigen dort nach der gleichen Quelle 0,35...0,6 der Spannung an der Streckgrenze.

Die recht hohen Beanspruchungen im Vergleich mit den sonst im Maschinenbau üblichen sind zulässig, weil die an einfachen Trommeln und Scheiben errechneten Spannungen den wirklichen nahe kommen und weil die Inanspruchnahme durch den Betrieb gleichförmig, ruhender Belastung ähnlich ist, solange keine Schwingungen auftreten; sie setzen aber auch fehlerfreie Werkstoffe voraus. Zur Beurteilung der größten Inanspruchnahme genügt es, sofern man die höchste Schubspannung als maßgebend ansieht, die Tangentialspannung in der Mitte der Scheibe oder am Umfang der Bohrungen zu kennen. Da die Spannung parallel zur Drehachse $\sigma_3 = 0$ ist, wird nach den Ausführungen auf S. 46 $\tau_{\max} = \frac{1}{2}(\sigma_t + \sigma_3) = \frac{1}{2}(\sigma_t + 0) = \frac{\sigma_t}{2}$.

Naturgemäß ist auch auf die genaue Bearbeitung und den sorgfältigen Zusammenbau der Teile großer Wert zu legen. Alle raschlaufenden müssen ausgewuchtet werden. Bedingt doch schon eine Abweichung des Schwerpunktes eines 1000 kg schweren Ankers um 0,1 mm von der Drehachse bei 3000 Umläufen in der Minute $\frac{1000}{981} \cdot 314^2 \cdot 0,01 = 1010$ kg

Fliehkraft. Das Auswuchten geschieht zunächst meist statisch, indem man die Teile an den Lagerstellen auf zwei genau wagerechte und parallele Lineale stützt und nachprüft, ob sie in allen Stellungen im Gleichgewicht bleiben, also keine ausgesprochene Ruhelage infolge einseitiger Lage des Schwerpunktes zeigen. Durch diese statische Untersuchung lassen sich jedoch etwaige Zentrifugalmomente nicht nachweisen, die entstehen, wenn die Schwerpunkte einzelner Teile außerhalb, der Gesamtschwerpunkt aber auf der Drehachse liegen. Solche Fehler werden durch dynamisches Auswuchten nachgewiesen, wobei man den Läufer in federnd gestützten Lagern laufen läßt und beobachtet, ob das

Ganze dauernd ruhig bleibt. Ist das nicht der Fall, so läßt sich an den Ausschlägen die Lage der Schwerpunkte ermitteln und der Fehler durch Anbringen von Ausgleichgewichten beseitigen.

Zur Nachprüfung der mechanischen Festigkeitsverhältnisse zusammengebauter Teile dient die Schleuderprobe. Bei derselben wird die Drehzahl auf das 1,15 bis 1,2fache, am Dynamoankern und Rädern von Kreisverdichtern bis auf das 1,5fache der normalen gesteigert und dadurch das Stück der 1,32- bis 2,25fachen Beanspruchung durch die Fliehkraft ausgesetzt. Wenn dabei an einzelnen Stellen die Fließgrenze überschritten wird, z. B. die Naben sich erweitern und auf den Wellen locker werden, so hält man das für zulässig, weil sich der Werkstoff verfestigt hat und weitere Belastungen in gleicher Höhe aushält, sofern keine wechselnden Spannungen auftreten. Denn dann wäre Ermüdung, schließlich Rißbildung und Bruch zu erwarten. Auch darf sich der Fließvorgang nicht auf zu weite Gebiete erstrecken.

Dem Lockerwerden auf der eigentlichen Welle beugt man dadurch vor, daß man das Ausdrehen auf den endgültigen Durchmesser erst nach dem Schleudern vornimmt und die Teile warm aufzieht oder durch kegelige Buchsen verspannt oder auf federnde Ringe stützt, damit sie trotz der Erweiterung beim Laufen und Warmwerden beim Anlassen dauernd festsitzen oder zentrisch laufen.

B. Berechnung raschlaufender Trommeln und Scheiben auf Festigkeit.

Für die Beanspruchung raschlaufender Trommeln und Scheiben sind in erster Linie die Eigenfliehkraft und die Fliehkraftwirkung der auf dem Umfang sitzenden Schaufeln, Becher, Pole usw. entscheidend, während die Wirkung der durch das Treibmittel erzeugten Umfangskraft meist vernachlässigt werden kann. Dabei nimmt man gewöhnlich die Wirkung der Schaufeln, Pole usw. gleichmäßig längs des Umfangs oder der Oberfläche verteilt an. Gegenüber der so ermittelten Spannung fällt jedoch die tatsächliche um so höher aus, je mehr die Belastung aus einzelnen örtlich wirkenden Kräften besteht, je kleiner z. B. die Zahl der Pole an einem Dynamoanker ist. Eine genauere Untersuchung dieses Falles hat H. Schmalz [XXIX, 9] durchgeführt, indem er die Gesamtbelastung in eine gleichmäßige Grundbelastung und mehrere darüber gelagerte harmonische Lastwellen zerlegt, die zugehörigen Spannungen ermittelt und übereinander lagert.

1. Beanspruchung von Trommeln.

An Trommeln, die mit Nuten zur Befestigung der Beschauelung versehen sind, Abb. 2273, ermittelt man zunächst die mittlere Wandstärke s_t und den zugehörigen Außenhalbmesser R_1 . Liegt nun das Verhältnis des Innen- zu diesem Außenhalbmesser $\frac{R_2}{R_1}$ in der Nähe von 1, ist also die Wandstärke der Trommel nicht allzu beträchtlich, so dürfen die beim Laufen in der Wandung entstehenden tangentialen Zugspannungen gleichmäßig verteilt angenommen werden. Wenn γ das Einheitsgewicht des Werkstoffes in kg/cm^3 , v_t die Laufgeschwindigkeit am mittleren Wandungshalbmesser in cm/sek und $g = 981 \text{ cm/sek}^2$ die Fallbeschleunigung bedeuten, so bedingt die Eigenfliehkraft eine mittlere Zugspannung:

$$\sigma_{z1} = \frac{\gamma \cdot v_t^2}{g} \text{ kg/cm}^2, \quad (757)$$

wie des näheren beim Riementrieb auf S. 1168 unter Beachtung der dort verwandten andern Maßeinheiten nachgewiesen wurde. Aus den folgenden, für verschiedene Lauf-

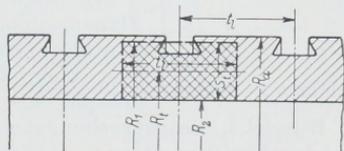


Abb. 2273. Bezeichnungen an Trommelwandungen.