

Zur Befestigung der ruhenden, nur durch den Druck des Treibmittels belasteten Leitschaufeln zur Umlenkung des Dampfes nach Abb. 2220 und Abb. 2222 genügen Schwalbenschwänze oder die einfacheren an Laufschaufeln benutzten Mittel. Dagegen haben die Leitschaufeln in den Zwischenböden, Abb. 2221, noch die Aufgabe, den Überdruck, der auf den Zwischenboden wirkt, auf das Gehäuse zu übertragen. Sie verlangen dementsprechend eine widerstandsfähigere Befestigung. Stahlblechschaufeln gießt man zu dem Zwecke unmittelbar in die Zwischenböden, Abb. 2221 oder in besondere ringförmige Kranzstücke, Abb. 2256, ein, welche ihrerseits die Zwischenböden stützen. Zur innigeren Verbindung dienen Bohrungen oder das Verzahnen der Schaufelränder wie an dem Düsenstück, Abb. 2257, unter Verzinnen derselben vor dem Eingießen. Bei diesem muß das Eisen genügend heiß sein, um die zur innigen Verbindung nötige Wärme an die Schaufelränder abgeben zu können.

Schaufeln besonderen Querschnitts oder solche aus leichter schmelzbaren Metallen setzt man mit entsprechenden Füllstücken oder Seitenwänden zusammen und vernietet oder verlötet sie miteinander zu einem widerstandsfähigen Ganzen.

Die Laufräder der Francisturbinen werden für mäßige Gefälle bis zu 40 m aus Gußeisen, für mittlere bis zu 70 m aus Stahlguß, darüber hinaus aus Sonderbronze hergestellt. Dabei pflegen nur solche aus Stahlguß und Bronze sowie kleinere

Räder aus Gußeisen in einem Stück mit den Schaufeln ausgeführt, sonst aber die aus Stahlblech warm gepreßten Schaufeln in die Kränze, Naben oder Radscheiben eingegossen zu werden, Abb. 2258. Für die schwalbenschwanzartigen Zacken gibt Camerer [XXIX, 3] die eingeschriebenen Verhältnisse an.

Die Becher der Freistrahlturbinen werden der leichteren Auswechsel-

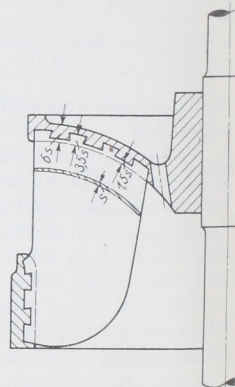


Abb. 2258. Schaufelbefestigung an Wasserturbinen durch Eingießen.

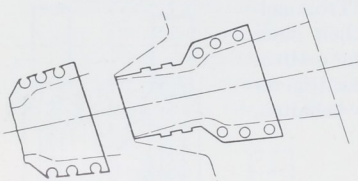


Abb. 2257. Düsenstück.

barkeit wegen getrennt hergestellt und mit der Radscheibe verschraubt oder verkeilt, Abb. 2232.

Auf dem Gebiete der Schleuderpumpen überwiegen bei den mäßigen Laufgeschwindigkeiten einteilige Räder aus Gußeisen oder Bronze.

An Turboverdichtern werden die Schaufeln aus Blech hergestellt und mit den Radwänden vernietet.

C. Berechnung der Schaufeln und ihrer Befestigung.

An Dampfturbinen sind die auf dem Umfang der Scheiben oder Trommeln radial angeordneten Schaufeln durch die Eigenfliehkraft und durch den Ablenkungsdruck, bei Überdruckschaufeln außerdem noch durch den Rückdruck des Treibmittels belastet. Die Fliehkraft bedingt nur Zugspannungen, wenn die Schwerpunkte aller Querschnitte, also einschließlich der Einspannstelle oder des Kehlquerschnitts des Fußes auf einer radialen Geraden liegen; sonst treten Biegespannungen hinzu. Der Druck des Treibmittels erzeugt Biege- und Drehmomente, die an Schaufeln mit Schwalbenschwänzen oder Hammerfüßen durch Verlängern der Füllstücke nach Abb. 2244 vom Kehlquerschnitt ferngehalten werden können. Die Schaufeln der seltener ausgeführten radial beaufschlagten Turbinen werden auch durch die Eigenfliehkraft auf Biegung beansprucht. Die genaue Ermittlung der entstehenden Spannungen ist sehr verwickelt. Im Falle der

Abb. 2259, wo der Ansatzquerschnitt $I-I$ des Schwalbenschwanzes schräg zur Schaufel-längsachse liegt, erzeugt der Druck P ein Biegemoment $P \cdot a$ und ein Drehmoment $P \cdot b$, wenn a den Abstand zwischen P und der Ebene II , b das Lot vom Schwerpunkt S auf dem Grundriß von P bedeutet. Abgesehen davon, daß es nicht möglich ist, mit einfachen Mitteln die entstehenden Drehspannungen zu bestimmen, genügt es für Vergleichszwecke, die Schaufeln nur auf Biegung so zu berechnen, als ob P nach Abb. 2260 am Hebelarm $a = l/2$ den vollen Schaufelquerschnitt auf Biegung beanspruchte. Die Listen, aus welchen die Schaufeln bei der Aufstellung der Schaufelpläne von Turbinen entnommen werden, brauchen dann nur die Widerstandsmomente der vollen Schaufelquerschnitte (und der Kehlquerschnitte, für den Fall, daß einfache Schwalbenschwänze verwendet werden), zu enthalten.

Als zulässige Beanspruchung gibt Karraß für Schaufeln aus Stahl 1000, aus Messing 800, aus Monelmetall 1200 kg/cm² an.

Eine einigermaßen zutreffende Berechnung der Schaufeln von Francisturbinen bietet große Schwierigkeiten wegen der Unsicherheit über die Wirkung des Wasserdruks auf die Schaufeln, die meist sehr verwickelte Formen und keine ebenen Ansatzquerschnitte an der Nabe haben.

Hoch beansprucht sind die Becher von Freistrahlturbinen und ihre Befestigungsmittel. Jeder Becher muß beim normalen Lauf in dem Augenblick, wo er vom Wasserstrahl getroffen wird, der vollen Umfangskraft und der Eigenfliehkraft, beim Anlassen aber der doppelten Umfangskraft, allerdings unter Wegfall der Fliehkraft standhalten. Im Falle des Durchgehens kann die Drehzahl auf das 1,8fache und damit die Fliehkraft auf das 3,2fache der normalen steigen, während die Umfangskraft vernachlässigt werden darf.

Betreffs der Schaufeln von Schleuderpumpen und -verdichtern gilt ähnliches wie von denen der Francisturbinen.

Was die Berechnung und Durchbildung der Befestigungsmittel der Schaufeln anlangt, so seien der auch auf zahlreichen anderen Gebieten, z. B. an den Anknern elektrischer Maschinen, Abb. 2290, sehr häufig verwandte Schwalbenschwanz und der Hammerfuß zur näheren Betrachtung herausgegriffen. Der größeren Anschaulichkeit wegen sind die entstehenden Kräfte an dem Pol einer Dynamomaschine, Abb. 2261, erläutert. Der Kehlquerschnitt I wird durch die Fliehkraft Z_1 des außerhalb liegenden Teils des Pols auf Zug beansprucht, wenn Z_1 durch den Schwerpunkt des Kehlquerschnitts geht, eine Bedingung, die bei symmetrischer Ausbildung des Ganzen zur radialen Mittellinie erfüllt ist. Die mittlere Zugspannung

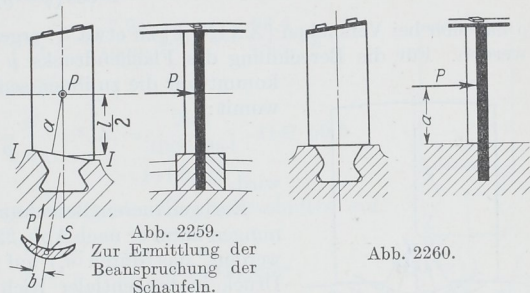


Abb. 2259.
Zur Ermittlung der Beanspruchung der Schaufeln.

Abb. 2260.

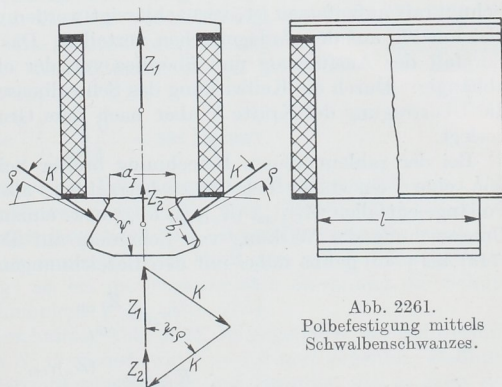


Abb. 2261.
Polbefestigung mittels Schwalbenschwanzes.

$$\sigma_{z1} = \frac{Z_1}{f_1} \quad (743)$$

ist ein unterer Grenzwert für die Beanspruchung, die durch die Kerbwirkung nach den Ausführungen auf S. 147 um so mehr erhöht wird, je schärfer die Kehle ist. Der am Polfuß wirkenden Fliehkraft des gesamten Pols $Z_p = Z_1 + Z_2$ halten zwei Kräfte K in den Zacken des Läufers das Gleichgewicht. Ist ψ der Neigungswinkel der Flanken gegenüber der Grundfläche und berücksichtigt man die an jenen entstehende Reibung durch den Reibungswinkel ϱ , so wird:

$$K = \frac{Z_p}{2 \cdot \cos(\psi - \varrho)} \quad (744)$$

ϱ hat sich bei Versuchen [XXIX, 8] zu etwa 8° ergeben. ψ pflegt $\approx 60^\circ$ genommen zu werden. Für die Berechnung des Flächendrucks p an den Flanken von der Größe F_s kommt nur die zu ihnen senkrechte Seitenkraft von K in Frage, womit:

$$p = \frac{K \cdot \cos \varrho}{F_s} \quad (745)$$

wird.

Zur genaueren Berechnung der im Fuß entstehenden Spannungen kann er nach Abb. 2262 als ein Kreisringstück betrachtet werden, das durch σ_{zI} auf Zug in radialer und durch p auf Druck in tangentialer Richtung gleichmäßig belastet ist, also unter einem zweiachsigen Spannungszustand steht [vgl. XXIX, 9]. In den Punkten A und B setzen sich die beiden Spannungen nach S. 45 unten zu einer größten Anstrengung auf Zug:

$$\sigma_i = \sigma_{zI} + \frac{p}{m} \quad (746)$$

zusammen.

Dabei ist vorausgesetzt, daß die Reibung, die als eine an der Anlagefläche wirkende Schubkraft aufzufassen ist, vernachlässigt werden darf und daß sich die Drucke $K \cdot \cos \varrho$ gleichmäßig auf den Anlageflächen verteilen. Das ist freilich in starkem Maße von der Sorgfalt der Ausführung und überdies von der elastischen Nachgiebigkeit der Zacken abhängig. Durch die Keilwirkung des Schwalbenschwanzes werden diese zurückgebogen, die Übertragung der Kräfte K aber nach dem Grunde des Schlitzes nach C und D hin verlegt.

Bei der zahlenmäßigen Berechnung breiter Schwalbenschwänze kann es vorteilhaft sein, eine 1 cm starke Scheibe zu betrachten, also die Kräfte, die auf die Einheit der Pollänge entfallen $(Z_p)_{1\text{ cm}}$, $(Z_p)_{1\text{ cm}}$, $K_{1\text{ cm}}$ usw. einzuführen. Das Gleiche gilt auch bei der Untersuchung der Wirkung von Schaufeln auf Turbinenscheibenkränze. Die Formeln (743) bis (745) gehen dabei mit den Bezeichnungen der Abb. 2261 über in:

$$\sigma_{zI} = \frac{Z_{1\text{ cm}}}{a_I} \quad (747)$$

$$K_{1\text{ cm}} = \frac{(Z_p)_{1\text{ cm}}}{2 \cos(\psi - \varrho)} \quad (748)$$

$$p = \frac{K_{1\text{ cm}} \cdot \cos \varrho}{b_1} \quad (749)$$

Beispiel 1. Die Beanspruchung der Schaufeln der ersten Reihe des Laufkränzes, Abb. 2263, ist für $n = 3000$ Uml./min zu berechnen. Schaufelwerkstoff: Nickelstahl mit einem Einheitsgewicht von $7,9 \text{ kg/dm}^3$. Der Dampf übt auf eine Schaufel der ersten Reihe $9,2 \text{ kg}$ Druck in der aus der Abbildung ersichtlichen Richtung aus, wobei angenommen ist, daß der Dampfdruck zu einer Einzelkraft in der Mitte der Schaufel zusammengefaßt werden darf. Die Schaufeln sind mit Gegenschwalbenschwänzen ver-

sehen, sowohl in Rücksicht auf die hohe Umfangsgeschwindigkeit als auch wegen der konstruktiven Durchbildung des Kranzes, der sonst bei b zu schwach ausgefallen wäre.

Schaufelquerschnitt $f_s = 0,74 \text{ cm}^2$, Kehlquerschnitt $f_k = 0,59 \text{ cm}^2$. Die der Berechnung der Fliehkraft zugrundegelegte Schaufellänge $l_s = 40 \text{ mm}$ setzt sich zusammen aus derjenigen der eigentlichen Schaufel von 30 mm , einem Zuschlag für das Deckblech von 3 mm und der vollen Länge des Gegenschwalbenschwanzes von 7 mm unter Vernachlässigung der geringen Abfälle, die beim Einschneiden des letzteren entstehen.

Schaufelgewicht bis zum Kehlquerschnitt:

$$G = \gamma \cdot l_s \cdot f_s = \frac{7,9}{1000} \cdot 4 \cdot 0,74 = \frac{23,4}{1000} \text{ kg},$$

Fliehkraft:

$$Z = \frac{G}{g} \cdot \omega^2 \cdot R_s = \frac{23,4}{1000 \cdot 981} \cdot 314^2 \cdot 59,8 = 141 \text{ kg},$$

Beanspruchung des Kehlquerschnitts auf Zug:

$$\sigma_z = \frac{Z}{f_k} = \frac{141}{0,59} = 239 \text{ kg/cm}^2.$$

Zur Ermittlung der Biegebeanspruchung der Schaufel wurden zunächst der Schwerpunkt S_s , die Hauptträgheitsachsen $S_s A$ und $S_s B$, Abb. 2264, und die zugehörigen Trägheitsmomente $J_1 = 0,144$ und $J_2 = 0,0292 \text{ cm}^4$ bestimmt. Bei der Zerlegung des Drucks P parallel zu $S_s A$ und $S_s B$ fiel die Seitenkraft in Richtung von $S_s B$ so klein aus, daß dieselbe vernachlässigt werden konnte. Die größte Biegespannung entsteht an der Austrittskante D im Abstände $e_1 = 0,7 \text{ cm}$ von $S_s B$:

$$\sigma_b = \frac{P \cdot l \cdot 2 \cdot e_1}{J_2} = \frac{9,2 \cdot 1,5 \cdot 0,7}{0,0292} = 331 \text{ kg/cm}^2.$$

Abb. 2264 zeigt, daß $S_s B$ fast parallel zur Verbindungslinie der Schaufelkanten CD läuft. Solange also die Schaufel annähernd gleichmäßig über CD gestaltet ist, kann man sich darauf beschränken, das Trägheitsmoment des Schaufelquerschnitts bezüglich einer zu CD parallelen Schwerachse zu ermitteln, z. B. nach dem auf S. 32 erläuterten Mohrschen Verfahren. Vernachlässigt ist bei der vorstehenden Rechnung die Schubwirkung von P und das kleine Drehmoment $P \cdot g$, Abb. 2264.

Der Schwerpunkt S_k des Kehlquerschnitts, Abb. 2265, ist gegenüber der Schwerlinie der eigentlichen Schaufel, die sich in S_s projiziert, um $c = 1,0 \text{ mm}$ versetzt. Dadurch entsteht im Kehlquerschnitt eine Nebenbeanspruchung auf Biegung, die in etwa der gleichen Höhe wie die oben berechnete Zugspannung liegt. Bei einem Trägheitsmoment $J_k = 0,0211 \text{ cm}^4$ und $e_2 = 0,44 \text{ cm}$ Abstand der am stärksten auf Zug beanspruchten Kante von der Nulllinie ist:

$$\sigma'_b = \frac{Z \cdot c \cdot e_2}{J_k} = \frac{141 \cdot 0,1 \cdot 0,44}{0,0211} = 294 \text{ kg/cm}^2.$$

Ob sich diese Spannung in voller Höhe ausbilden kann, hängt davon ab, ob die Schaufeln von den Füllstücken derart gefaßt sind, daß sie längs des ganzen Fußes als eingespannt angesehen werden können. Das wird in den wenigsten Fällen zu erwarten sein, so daß man mit einer größten Beanspruchung im Kehlquerschnitt von $\sigma_z + \sigma'_b = 239 + 294 = 533 \text{ kg/cm}^2$ rechnen muß.

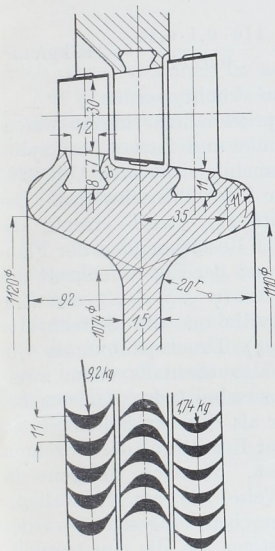


Abb. 2263. Kranz mit zwei Geschwindigkeitstufen und Schaufelbefestigung durch Gegenschwalbenschwänze. M. 1:2,5.

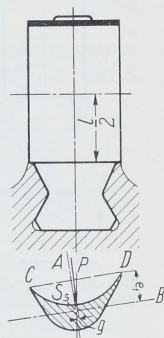


Abb. 2264.

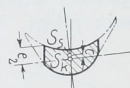


Abb. 2265. Zur Berechnung der Beanspruchung der Schaufeln der ersten Reihe. Abb. 2263.

Viel ungünstiger wäre, die Schaufel mit einem einfachen Schwalbenschwanz nach Abb. 2266 zu befestigen. Die Biegebeanspruchung durch den Dampfdruck würde auf

$$\sigma_b = \frac{P \cdot l/2 \cdot e_2}{J_k} = \frac{9,2 \cdot 1,5 \cdot 0,44}{0,0211} = 288 \text{ kg/cm}^2$$

sinken, aber um die Fliehspannung, die in Anbetracht der nur 33 mm betragenden Schauffellänge 194 kg/cm² ist und die Biegebeanspruchung

$$\sigma'_b = \frac{Z' \cdot c \cdot e_2}{J_k} = \frac{116 \cdot 0,1 \cdot 0,44}{0,0211} = 242 \text{ kg/cm}^2$$

auf 724 kg/cm² erhöht werden.

Die Inanspruchnahme ringsumlaufender Nutenwände und Zacken an zylindrischen Trommeln gleicht nach Abb. 2267 derjenigen der Schwalbenschwänze. Der Kehlquerschnitt F_{III} wird durch die Summe aus der Resultierenden der Flankendrucke K und der Eigenfliehkraft des Zackens $2K \cdot \cos(\psi - \varrho) + Z_3$ auf Zug beansprucht, während die Seitenkräfte $K \cdot \sin(\psi - \varrho)$ Druckspannungen im Zacken, dort also ebenfalls einen zwei-

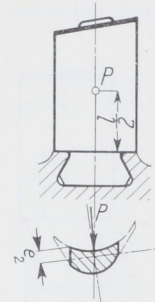


Abb. 2266. Schaufel mit einfachem Schwalbenschwanz.

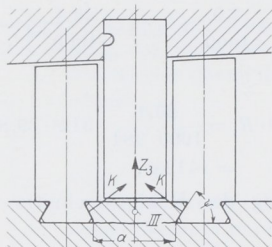


Abb. 2267. Zur Berechnung der Beanspruchung der Schwalbenschwanznuten an Trommeln.

achsigen Spannungszustand erzeugen. Da aber der Kehlquerschnitt des Zackens bei gleicher Breite der Lauf- und Leitschaufeln wesentlich größer als der der Schaufeln zu sein pflegt, ist die Beanspruchung günstiger, so daß von der Ermittlung der einzelnen Spannungen, die sich übrigens in gleicher Weise wie am Schwalbenschwanz ergeben, abgesehen wurde.

Ungünstiger ist die Inanspruchnahme der Zacken an den Ankern von Dynamomaschinen, Abb. 2268, und zwar umso mehr, je weniger Pole auf dem Umfang vorhanden sind, je größer also der Winkel φ ist. Im Fall von sechs Polen ist aus der Nebenabbildung (a) ersichtlich, daß die Flankendrucke K die Zacken nach den gestrichelten Linien durchzubiegen suchen, so daß nur die außerhalb des Kerns ACB liegenden Teile für die Inanspruchnahme auf Biegung in Betracht kommen. Bedeutet l die axiale Länge, $h = AC = BC$ die Höhe der fraglichen Querschnitte, so erzeugen die Flankendrucke K nach der Theorie

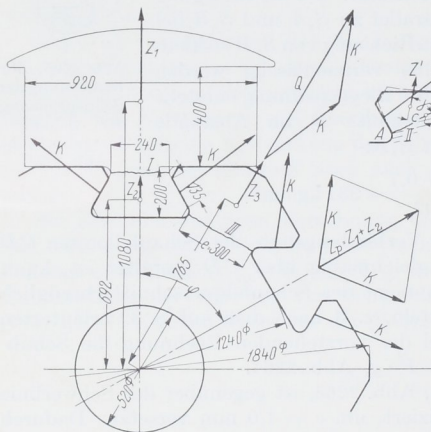


Abb. 2268. Ermittlung der Kräfte an den Schwalbenschwänzen von Dynamoankern.

der geraden Balken in den Punkten A und B Spannungen:

$$\sigma_b + \sigma_z = \frac{6K \cdot a}{l \cdot h^2} + \frac{K \cdot \sin \beta}{l \cdot h} \quad (750)$$

Dazu tritt die Wirkung der in den Schwerpunkten S' vereinigten Fliehkräfte Z' der Zackennasen:

$$\sigma'_b + \sigma'_z = \frac{6Z' \cdot c}{l \cdot h^2} + \frac{Z' \cdot \sin \gamma}{l \cdot h} \quad (751)$$

während die Schubkräfte $K \cdot \cos \beta$ und $Z' \cdot \cos \gamma$ vernachlässigt werden können. (Zu beachten ist, daß eine recht erhebliche Steigerung der Beanspruchung in einer der Kehlen eintritt, wenn der Flankendruck an einer Seite am äußeren Ende des Zackens wirkt, z. B. infolge ungenauer Bearbeitung.)

Zur Berechnung der mittleren Zugspannung σ_{zIII} im Kehlquerschnitt setzt man die Kräfte K zur Resultierenden $Q = 2K \cdot \cos \left(\psi - \rho - \frac{\varphi}{2} \right)$ zusammen und findet:

$$\sigma_{zIII} = \frac{Q + Z_3}{F_{III}}. \tag{752}$$

Auch diese Spannung ist aus den gleichen Gründen wie σ_{zI} als Mindestwert anzusehen.

Zur Ermittlung der Beanspruchung schnelllaufender Turbinenradkränze, in denen die Schaufeln mit Schwalbenschwänzen befestigt sind, Abb.2269, betrachtet man zweckmäßigerweise einen Ausschnitt von 1 cm Länge, berechnet die auf ihn entfallende Fliehkraft der Schaufeln und Füllstücke Z_{1cm} und daraus den Flankendruck

$K_{1cm} = \frac{Z_{1cm}}{2 \cos(\psi - \rho)}$. Durch ihn werden die parallel, unter 45°

und senkrecht zu K_{1cm} angeordneten Kranzquerschnitte 1, 2 und 3 auf Biegung, Zug und Schub belastet. Zur Erleichterung der folgenden Rechnung ist angenommen, daß sich die Flächen im Schnitt der Flankenlinie mit dem Grund der Nut treffen. Geht man bei der Gestaltung des Kranzes von einer bestimmten zulässigen Beanspruchung $k_b = k_z$ aus und vernachlässigt die Schubkräfte, so ergeben sich als Wandstärken:

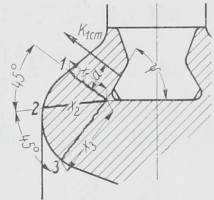


Abb. 2269. Zur Berechnung von Turbinenradkränzen.

$$\left. \begin{aligned} x_1 &= \sqrt{\frac{6 K_{1cm} \cdot a}{k_b}}, \\ x_2 &= 1,41 \frac{K_{1cm}}{k_z} + \sqrt{1,41 \frac{K_{1cm}}{k_z} \left(1,41 \frac{K_{1cm}}{k_z} + 4,25a \right)}, \\ x_3 &= 2 \frac{K_{1cm}}{k_z} + \sqrt{2 \frac{K_{1cm}}{k_z} \left(2 \frac{K_{1cm}}{k_z} + 3a \right)}. \end{aligned} \right\} \tag{753}$$

Das folgt z. B. für den Querschnitt 3 aus der Spannung in der Kehle:

$$\sigma = \sigma_z + \sigma_b = \frac{K_{1cm}}{1 \cdot x_3} + \frac{6 K_{1cm} (a + x_3/2)}{1 \cdot x_3^2} = k_z,$$

wenn man die Beziehung nach x_3 auflöst. Die drei Maße genügen meist zum Festlegen des Kranzumrisses.

Beispiel 2. Zur Beschauelung Abb. 2263 soll der Kranz bei $k_b = k_z = 750 \text{ kg/cm}^2$ zulässiger Beanspruchung berechnet werden.

1. Schaufelreihe. Zur Berechnung der Fliehkraft Z_s der gesamten Schaufel sei ihre Länge unter Einschluß des Schwalbenschwanzes mit $l = 4,8 \text{ cm}$ (vgl. Beispiel 1) eingesetzt.

$$Z_s = \frac{\gamma \cdot l \cdot f_s}{g} \cdot \omega^2 \cdot R_s = \frac{7,9 \cdot 4,8 \cdot 0,74}{1000 \cdot 981} \cdot 314^2 \cdot 59,4 = 168 \text{ kg}.$$

Ein Füllstück wiegt 13,2 g und entwickelt eine Fliehkraft:

$$Z_f = \frac{G}{g} \cdot \omega^2 \cdot R_f = \frac{13,2}{1000 \cdot 981} \cdot 314^2 \cdot 57,7 = 77 \text{ kg}.$$

Die Summe der Fliehkkräfte von 245 kg wirkt auf einer Teilung von 1,1 cm und ergibt eine Belastung der Längeneinheit des Kranzes:

$$Z_{1cm} = \frac{245}{1,1} = 223 \text{ kg/cm},$$

einen Flankendruck:

$$K_{1\text{cm}} = \frac{Z_{1\text{cm}}}{2 \cos(\psi - \varrho)} = \frac{223}{2 \cdot \cos(60^\circ - 8^\circ)} = 181 \text{ kg/cm}$$

und einen mittleren Flächendruck an den Flanken:

$$p = \frac{K_{1\text{cm}} \cdot \cos \varrho}{a_1} = \frac{181 \cdot \cos 8^\circ}{0,7} = 256 \text{ kg/cm}^2.$$

Die Schaufel, für sich allein betrachtet, würde zu 136 kg Flankendruck und etwa 850 kg/cm² Flächendruck führen.

Mit $a = 0,58 \text{ cm}$ wird:

$$x_1 = \sqrt{\frac{6 K_{1\text{cm}} \cdot a}{k_b}} = \sqrt{\frac{6 \cdot 181 \cdot 0,58}{750}} = 0,92 \text{ cm},$$

mit $1,41 \frac{K_{1\text{cm}}}{k_z} = 1,41 \cdot \frac{181}{750} = 0,340$ $x_2 = 0,340 + \sqrt{0,340(0,340 + 4,25 \cdot 0,58)} = 1,32 \text{ cm},$

mit $2 \frac{K_{1\text{cm}}}{k_z} = 2 \cdot \frac{181}{750} = 0,483$ $x_3 = 0,483 + \sqrt{0,483(0,483 + 3 \cdot 0,58)} = 1,52 \text{ cm}.$

Für die Schaufeln der zweiten Reihe gelten die folgenden Zahlen: Fliehkraft der Schaufel 134, des Füllstückes 41,5 kg; Belastung des Kranzes 185 kg/cm, Flankendruck 150 kg/cm, $x_1 = 0,83$, $x_2 = 1,06$, $x_3 = 1,36 \text{ cm}$. Mit diesen Werten ist der Kranz Abb. 2263 aufgezeichnet. Dabei ist der berechnete strichpunktierte Umriß auf der rechten Seite durch den stark ausgezogenen ersetzt worden, um einen zur Scheibenmittelebene annähernd symmetrischen Kranz zu bekommen.

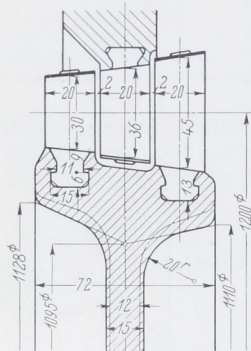


Abb. 2270. Kranz mit zwei Geschwindigkeitstufen und Befestigung der Schaufeln durch Hammerfüße.

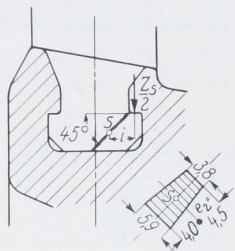


Abb. 2271. Zur Berechnung des Hammerfußes an den Schaufeln Abb. 2270.

Welche Änderungen zweckmäßig sind, wenn die gleichen Schaufeln durch Hammerfüße befestigt werden, zeigt das folgende Beispiel.

Beispiel 3. Zur Befestigung der Beschauflung, Abb. 2263, sollen Hammerfüße benutzt werden.

Vermindert man die Halsstärke der Schaufel wegen der geringeren Kerbwirkung auf 11 mm, Abb. 2270, so läßt sich die Breite des Fußes bei etwa dem gleichen Flächendruck wie

am Schwalbenschwanz auf 15 mm herabsetzen. Wählt man die Nasenhöhe zu 6 mm und nimmt die Schaufelfliehkraft ebenso groß wie im Beispiel 2 zu $Z_s = 168 \text{ kg}$ an, so wird die Biegebeanspruchung in einem unter 45° von der Kehle verlaufenden, annähernd trapezförmigen Schnitt an einer Schaufel der ersten Reihe, Abb. 2271, nach der Theorie der geraden Balken:

$$\sigma = \sigma_z + \sigma_b = \frac{Z_s \cdot \cos 45^\circ}{2 F} + \frac{Z_s \cdot i}{2 W} = \frac{168 \cdot 0,707}{2 \cdot 0,86 \cdot 0,49} + \frac{168 \cdot 0,41}{2 \cdot 0,913} = 141 + 38 = 179 \text{ kg/cm}^2.$$

Berechnet man die Spannung entsprechend dem Vorschlage von Bach auf S. 49 nach der Formel für gekrümmte, stabförmige Körper, so ergeben sich bei Annahme einer scharfen Kehle und unter Einsetzen des ungünstigeren kleineren Wertes für den Krümmungshalbmesser r die folgenden Zahlen:

$$r = \sqrt{0,01 e_2^2 + \varrho^2 + e_2} = \sqrt{0,01 \cdot 0,45^2 + 0 + 0,45} = 0,50 \text{ cm}; \quad Z = 0,0775 \text{ cm}^4;$$

$$M_b = \frac{Z_s \cdot i}{2} = \frac{168 \cdot 0,5}{2} = 42 \text{ kgcm} \quad \text{und nach Formel (46)}$$

$$\sigma = \frac{P + M_b/r}{F} + \frac{M_b \cdot r}{Z} \cdot \frac{e_2}{r + e_2} = \frac{168/2 + 42/0,5}{0,85 \cdot 0,49} + \frac{42 \cdot 0,5}{0,0775} \cdot \frac{0,45}{0,5 + 0,45} = 527 \text{ kg/cm}^2.$$

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.

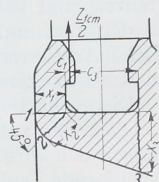


Abb. 2272. Berechnung der Kranzabmessungen im Fall der Befestigung der Schaufeln durch Hammerfüße.

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-