

Räder sind bei größeren Leistungen durch die in erster Linie von der Umfangsgeschwindigkeit abhängenden Festigkeitsverhältnisse gegeben. So betrachtet man an Turboverdichtern bei sorgfältiger Durchbildung 180 bis 200 m/sek Umfangsgeschwindigkeit als obere Grenze. Wegen der Einzelheiten bezüglich der Form und Stellung der Schaufeln, die durch die Strömung des zu fördernden Stoffes durch die Räder bedingt sind, muß wiederum auf das Schrifttum verwiesen werden [XXIX, 3, 4, 5]. Großer Wert ist auf die stetige und allmähliche Überleitung der Querschnitte in den Kanälen zu legen.

Die Laufräder von Schleuderpumpen, Abb. 2235 bis 2237, zeigen ähnliche Grundformen wie die der Gebläse, sind aber wegen des größeren Einheitsgewichts der zu fördernden Flüssigkeiten durch geringere Zustromgeschwindigkeiten von 2 bis 4 m/sek und Umfangsgeschwindigkeiten bis höchstens 40 m/sek gekennzeichnet. Als Werkstoffe genügen dabei Gußeisen, bei Hochdruckpumpen Bronze. Die letzteren werden mehrstufig ausgeführt, Abb. 2237; in einem Gehäuse pflegt man jedoch selten mehr als 6 bis 8 Stufen unterzubringen, um bei den beträchtlichen Lagerentfernungen nicht zu große Wellendurchmesser zu bekommen. Dabei bleiben, da Flüssigkeiten praktisch nicht zusammendrückbar sind, die Durchströmquerschnitte in den einzelnen Stufen gleich. Im Gegensatz zu den Luftverdichtern kann daher ein und dasselbe Modell für mehrere oder alle Räder eines Satzes benutzt werden. Bei einseitigem Zulauf entstehen Axialdrucke, die durch geeignete Längslager aufzunehmen oder durch Entlastungsvorrichtungen auszugleichen sind.

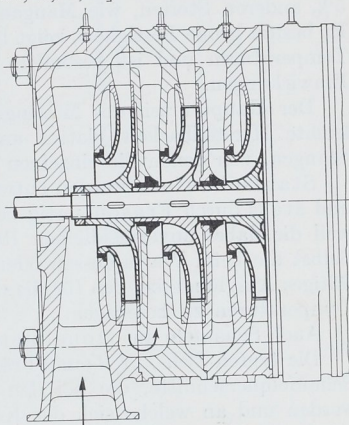


Abb. 2237. Hochdruckschleuderpumpe.  
C. H. Jaeger und Co., Leipzig.

### III. Schaufeln.

#### A. Werkstoffe und Herstellung der Dampfturbinenschaufeln.

Richtige Wahl des Werkstoffs und sorgfältigste Durchbildung der Schaufeln sind in Rücksicht auf die Zerstörungen, die der Bruch einer einzigen Schaufel hervorrufen kann, äußerst wichtig. Die Schaufeln sind bei hohen Laufgeschwindigkeiten und größeren Längen erheblichen Beanspruchungen durch die Fliehkraft und den Dampfdruck sowie durch Schwingungen ausgesetzt; sie unterliegen oft starken Abnutzungen durch die Wirkung des Treibmittels oder durch Rost und müssen leicht in großen Mengen hergestellt werden können. Während reiner überhitzter Dampf den Schaufeln, wenn sie nur den entsprechenden Temperaturen standhalten, so gut wie unschädlich ist, greift unreiner und nasser Dampf die Schaufeln durch die mechanische Wirkung der festen Teilchen und Wassertropfen an. Rostbildung setzt die gleichzeitige Anwesenheit von Luft und Wasser oder Dampf voraus, so daß die wichtigsten Ursachen für Zerstörungen durch Rost sauerstoffhaltiges Wasser, Eindringen von Luft durch die Stopfbüchsen, Undichtheit des Absperrventils, wenn die Maschine außer Betrieb ist, sowie dauerndes Unterampfhalten der Turbinen in Rücksicht auf Betriebsbereitschaft sind. Die längs des Gehäusescheitels ziehenden Dampfschwaden rufen oft starke örtliche Schädigungen hervor. Aber auch durch die chemische Wirkung von Salzen und Säuren, die vom Dampf mitgerissen werden, können Anfrassungen entstehen [XXIX, 6, 7]. Auf reines, entlüftetes Kesselspeisewasser ist daher größter Wert zu legen.

Die wichtigsten Werkstoffe der Schaufeln sind heutzutage Siemens-Martinstahl, Nickelstahl, nicht rostender Stahl, Messing, Nickelmessing und Monelmetall. Die Stahlsorten kommen für Temperaturen über 200° C und für hochbeanspruchte lange Schaufeln

der letzten Niederdruckstufen in Frage, Messing aber, und zwar das Schaufelmessing oder der Gelbtombak *Ms 72* DIN 1709 mit 72% Kupfer, 28% Zink und höchstens Spuren von Blei sowie Nickelmessing für mäßige Wärmegrade. Nicht selten finden sich daher an ein und derselben Turbine Stahlschaufeln im Hochdruckteil und am Ende des Niederdruckteils, Messingschaufeln in den mittleren Stufen. Monelmetall ist eine unmittelbar aus reinen Erzen erschmolzene Naturlegierung von etwa 67% Nickel, 28% Kupfer und 5% anderen Stoffen, wie Mangan, Eisen, Kohlenstoff und geringen Mengen Silizium. Es besitzt große Festigkeit, zeigt hohe Spannung an der Streckgrenze selbst bei höheren Temperaturen und ist besonders widerstandsfähig gegen chemische und mechanische Einwirkungen.

Der Hauptvorteil des Messings und Nickelmessings ist neben der Rostfreiheit die leichte Herstellbarkeit glatter und harter Oberflächen durch Kaltziehen profilierter Stangen, von denen die einzelnen Schaufeln abgeschnitten werden.

Stahlschaufeln werden entweder warm vorgepreßt oder aus Blech warm gebogen und stets durch Fräsen fertig bearbeitet, dürfen dagegen nicht kalt gezogen werden, weil die dabei unvermeidlichen Reckspannungen Risse und Abblätterungen erzeugen. Selbst die beim Warmpressen oder -biegen entstandenen Spannungen sind durch sorgfältiges Ausglühen bei den für die einzelnen Stahlsorten vielfach genau vorgeschriebenen Temperaturen zu beseitigen.

Auch Schaufeln aus Monelmetall müssen ihre genaue Form durch Fräsen erhalten.

Die teuren Zieh-, Preß- und Fräswerkzeuge verlangen die Beschränkung der Zahl der Schaufelquerschnitte, die bei den einzelnen Firmen in Profiltafeln zusammengestellt werden und an welche sich der Konstrukteur bei der Aufstellung von Schaufelplänen für die Turbinen zu halten hat. Dabei pflegen zwei Hauptformen benutzt zu werden: aus Blech gebogene und nur an den Ein- und Austrittskanten zugeschärfte Blechschaufeln, wie sie Abb. 2256 zeigt, und in der Mitte verstärkte, Abb. 2263.

Für die Füllstücke, die den gegenseitigen Abstand der Schaufeln regeln, benutzt man gewöhnlich die gleichen Werkstoffe wie für die Schaufeln (Messing jedoch bis zu 250° C), kann aber die obenerwähnten Bedenken gegen das Kaltziehen zurücktreten lassen, weil die Füllstücke nicht so starken Einwirkungen ausgesetzt sind. In den meisten Fällen müssen die Füllstücke der genau radialen Stellung der Schaufeln wegen eine nach der Läuferachse zu verjüngte Form haben.

## B. Befestigung der Schaufeln.

Der Schöpfer der reinen Druckturbine, de Laval, hat die Ausführung Abb. 2238 angegeben. Die vorgepreßten und fertig gefrästen Stahlschaufeln werden in radialen, am Grunde durch zylindrische Bohrungen erweiterten Schlitzten gehalten und darin leicht verstemmt. Es entsteht ein sehr widerstandsfähiger Schaufelfuß, der selbst für die höchsten bis jetzt benutzten Geschwindigkeiten von etwa 430 m/sek geeignet ist, der aber nur an Kränzen angewendet werden kann, die von der Seite her zugänglich sind, Abb. 2219. Die Auswechselung der Schaufeln ist leicht, ihre Herstellung aber teuer.

Lehrreich ist die Entwicklung der Schaufelbefestigung bei der weiteren Ausgestaltung der Dampfturbine zur Großkraftmaschine, wie sie Lasche [XXIX, 7] an der AEG-Turbine schildert. Das Bestreben, die Schaufeln dadurch zu verbilligen, daß man ihnen durch Ziehen — bei Herstellung aus Messing oder Nickelmessing — oder durch Vorwalzen im warmen Zustand — im Fall von Nickelstahl und Monelmetall — einen durchweg gleichen Querschnitt gab, führte zunächst zur Anwendung einfacher Schwalbenschwänze, Abb. 2239. Sie wurden in den Nuten der Kränze unter Einschalten von Zwischenstücken *Z* in der richtigen Lage und dem nötigen Abstände von einander gehalten. Zum Einbringen dienten Erweiterungen der Nuten, die durch besondere Schösser abgedeckt wurden. Bei der Vergrößerung der Leistung führte die hohe Beanspruchung der Kehle des Schwalbenschwanzes auf Zug durch die Eigenfliehkraft der Schaufeln

und auf Biegung durch den Druck des Treibmittels zunächst zur Einführung des Gegenschwalbenschwanzes, Abb. 2240. Schlagbiegeversuche nach Abb. 2241, bei

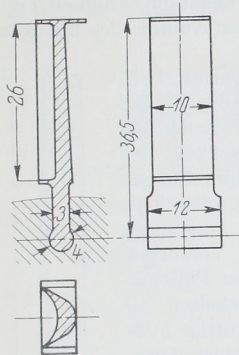


Abb. 2238. Schaufelbefestigung nach de Laval.

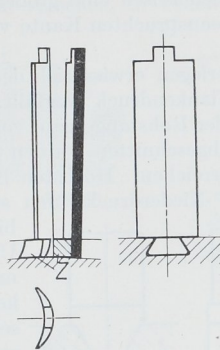


Abb. 2239. Schaufelbefestigung mittels Schwalbenschwanzes.

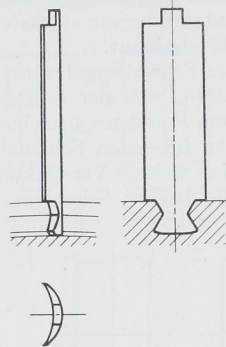


Abb. 2240. Gegenschwalbenschwanz.

denen ein Hammer so oft auf die Schaufelenden fallen gelassen wurde, bis der erste Riß eintrat, zeigten, daß die Schaufeln erheblich widerstandsfähiger waren, wenn

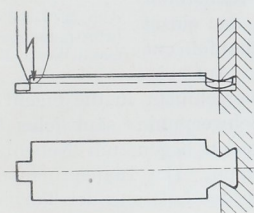


Abb. 2241. Schlagbiegeversuch an Schaufeln.

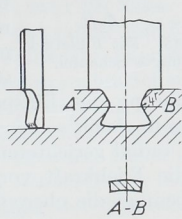


Abb. 2242. Schaufeln mit ausgerundeter Kehle.

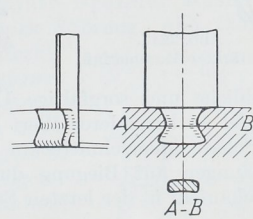


Abb. 2243. Schaufel mit ausgerundeter Kehle und abgerundeten Kanten.

die Kehlen und Kanten abgerundet wurden. Während bei scharfen Kehlen an einer bestimmten Schaufel insgesamt 5,5 . . . 8 mkg bis zum Anriß aufgewendet werden mußten, waren bei Ausrundung der Kehlen mit 4 mm Halbmesser, Abb. 2242, 42 . . . 50 und

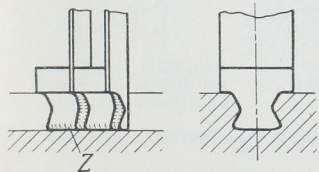


Abb. 2244. Schaufeln mit überhöhten Füllstücken.

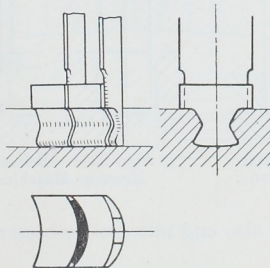


Abb. 2245. Schaufeln mit überhöhten Füllstücken und abgerundeten Kanten.

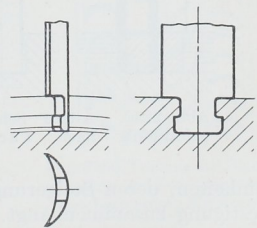


Abb. 2246. Hammerfuß.

nach dem Brechen der Kanten, Abb. 2243, 58 . . . 60 mkg Schlagarbeit notwendig. In weiterer Vervollkommnung wurde durch Überhöhen der Füllstücke nach Abb. 2244 der ganze Schaufelquerschnitt zur Aufnahme des durch den Dampfdruck erzeugten Biegemoments herangezogen. Der tief in der Nut liegende kleinste Querschnitt ist

hierbei nur der Wirkung der Fliehkraft ausgesetzt. Dem Übelstand, daß die scharfen Kanten oft anrissen, half man durch Wegfräsen und Abrunden derselben nach Abb. 2245 ab, wobei sich übrigens auch rechnerisch eine größere Widerstandsfähigkeit ergibt, da der Abstand der am stärksten beanspruchten Kante von der Nulllinie des Einspannquerschnitts abnimmt.

Dem Schwalbenschwanz überlegen erwies sich der Hammerfuß, Abb. 2246, weil der schräge Flankendruck wegfällt. Dadurch, daß man dem Fuß den Querschnitt der Rohstange gab, von der die einzeln fertig zu fräsenden Schaufeln abgeschnitten wurden, Abb. 2247, ließ sich eine weitere Verstärkung erreichen. Höchsten Beanspruchungen sind die langen Schaufeln der Niederdruckstufen sehr großer Turbinen ausgesetzt.

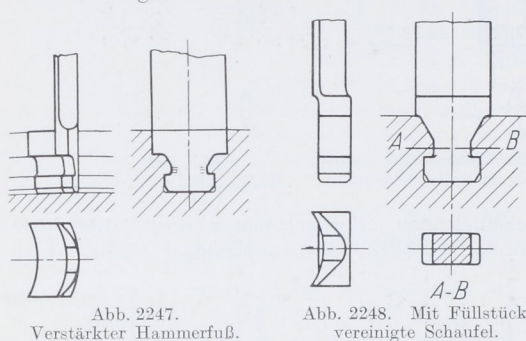


Abb. 2247. Verstärkter Hammerfuß.

Abb. 2248. Mit Füllstück vereinigte Schaufel.

Unter Vereinigen mit den Füllstücken erhalten sie sehr kräftige Füße rechteckigen Querschnitts nach Abb. 2248, so daß die Beschauelung durch unmittelbares Aneinanderreihen der einzelnen Schaufeln entsteht. Auf eine

allmähliche und sorgfältige Überführung des Einspannquerschnitts in die eigentliche Schaufel ist besonderer Wert zu legen. Auch sollen die Schwerpunkte sämtlicher Fuß- und Schaufelquerschnitte auf einer radial gerichteten Geraden liegen, um Nebenbeanspruchungen auf Biegung durch die Fliehkraft vorzubeugen. Die Inanspruchnahme der Schaufeln in der letzten Stufe bedingt die obere Grenze der Leistung der Turbinen-

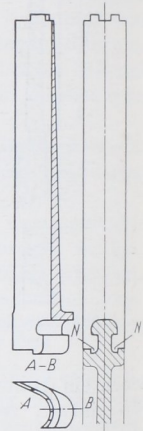


Abb. 2249. Schaufelbefestigung der Bergmann-Werke Berlin.

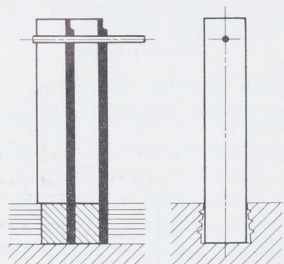


Abb. 2250. Ältere Schaufelbefestigung nach Parsons.

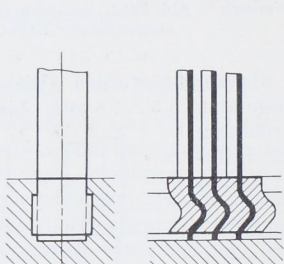


Abb. 2251. Befestigung der Brüner Maschinenfabrik.

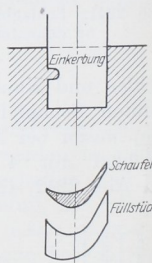


Abb. 2252. Befestigung von Brown, Boveri und Co., Baden-Mannheim.

einheiten, deren Steigerung also eng mit der Verbesserung der Schaufeln und ihrer Befestigung zusammenhängt.

Schwalbenschwänze und Hammerfüße verlangen an einzelnen Scheiben die Ausbildung kräftiger Kränze, Abb. 2263 und 2270. Das wird durch die Befestigung der Bergmannwerke, Abb. 2249, vermieden, bei welcher die gegabelten Schaufelfüße den Scheibenrand umklammern, Biegespannungen am Fuß aber durch die Nasen *N* beschränkt werden, die sich gegen die niedrigen Seitenränder der Scheibe stützen.

Parsons begnügte sich bei der Ausbildung der vielstufigen, mit geringeren Umfangsgeschwindigkeiten arbeitenden Überdruckturbine in der ersten Zeit damit, die aus

gezogenen Stäben abgeschnittenen Schaufeln durch kräftiges Verstemmen der Zwischenstücke in schwach schwalbenschwanzförmigen Nuten der Trommeln zu halten, Abb. 2250. Dabei waren die Nuten mit Rillen versehen, in welche die Beilagen beim Verstemmen

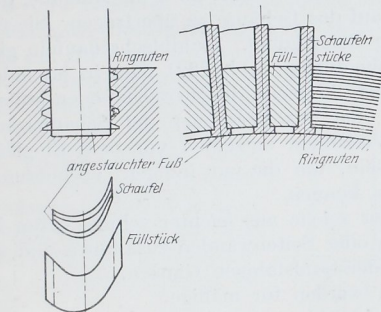


Abb. 2253. Befestigung von Brown, Boveri und Co., Baden-Mannheim.

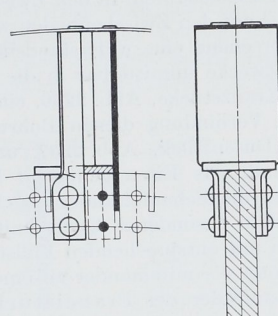


Abb. 2254. Befestigung der Bergmannwerke Berlin.

eindringen konnten und die Schaufelköpfe untereinander durch einen eingelöteten Draht verbunden.

Weiterbildungen zeigen die Abb. 2251 bis 2254. Die Erste Brüner Maschinenfabriksgesellschaft preßt die Schaufeln am Fuß stark S-förmig, Abb. 2251, und hält die entsprechend geformten Füllstücke in einer rechteckig unterschrittenen Nut fest. Mäßig beanspruchte Schaufeln sichert Brown, Boveri & Co. durch einen Vorsprung in der Trommelnut, Abb. 2252, höher beanspruchte durch Anstauchen eines Fußes, Abb. 2253, über welchen verzahnte Füllstücke greifen. Thyssen & Co. verzahnt auch die Schaufelfüße, die kräftigerer Abmessungen wegen den Querschnitt des Rohstabes behalten, aus dem die Schaufeln gefräst werden.

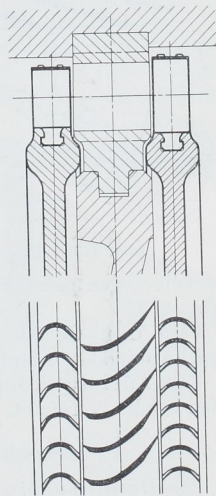


Abb. 2256. Turbine mit Blechschaufeln und Zwischenböden mit besonderen Kränzen.

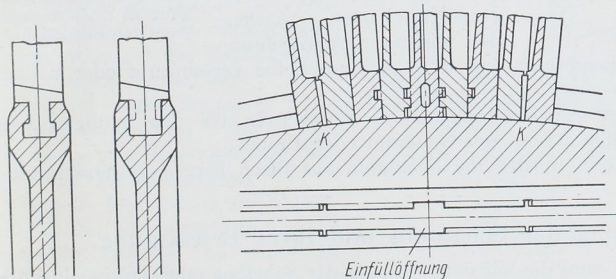


Abb. 2255. Schloß von Escher, Wyss und Co.

Bergmann vernietet die aus Nickelstahlblech gepreßten Schaufeln, Abb. 2254, mit dem schmalen Kranz unter Einschalten einer Beilage, die den Schaufelraum radial nach innen zu begrenzt.

Ein Beispiel für ein Schloß zeigt Abb. 2255. Die in der Einfüllöffnung liegenden Schaufeln stützen sich nicht an den Schultern der Nut, sondern greifen mit Vorsprüngen ineinander ein. Durch zwischengetriebene Keile *K* werden die Schaufeln gegenseitig kräftig verspannt, so daß das Herausschleudern unmöglich ist.

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-

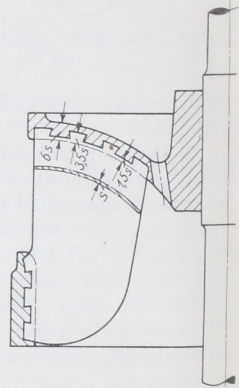


Abb. 2258. Schaufelbefestigung an Wasserturbinen durch Eingießen.

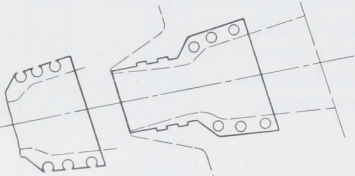
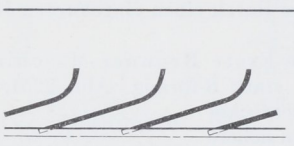


Abb. 2257. Düsenstück.

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/cm<sup>2</sup> 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 Anker 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

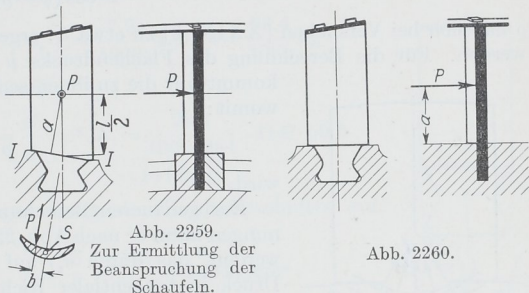


Abb. 2259.  
Zur Ermittlung der Beanspruchung der Schaufeln.

Abb. 2260.

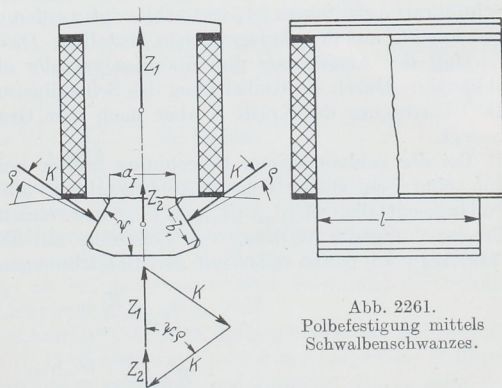


Abb. 2261.  
Polbefestigung mittels Schwalbenschwanzes.

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

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  $\psi$  der Neigungswinkel der Flanken gegenüber der Grundfläche und berücksichtigt man die an jenen entstehende Reibung durch den Reibungswinkel  $\varrho$ , so wird:

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

$\varrho$  hat sich bei Versuchen [XXIX, 8] zu etwa  $8^\circ$  ergeben.  $\psi$  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 Kreisingstück betrachtet werden, das durch  $\sigma_{zI}$  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:

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

Abb. 2262. Zur Berechnung der Beanspruchung von Schwalbenschwänzen.

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 ( $Z_{1\text{cm}}$ ,  $Z_{p\text{cm}}$ ,  $K_{1\text{cm}}$  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  $30 \text{ mm}$ , einem Zuschlag für das Deckblech von  $3 \text{ mm}$  und der vollen Länge des Gegenschwalbenschwanzes von  $7 \text{ mm}$  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.

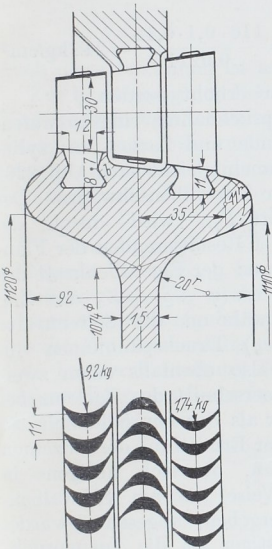


Abb. 2263. Kranz mit zwei Geschwindigkeitstufen und Schaufelbefestigung durch Gegenschwalbenschwänze. M. 1:2,5.

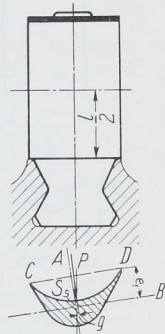


Abb. 2264.



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/cm<sup>2</sup> 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/cm<sup>2</sup> 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-

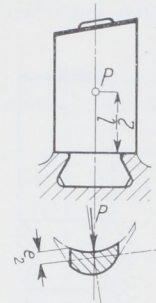


Abb. 2266. Schaufel mit einfachem Schwalbenschwanz.

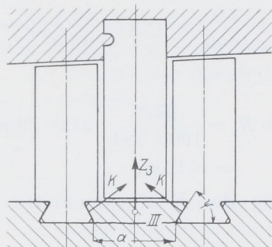


Abb. 2267. Zur Berechnung der Beanspruchung der Schwalbenschwanznuten an Trommeln.

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  $\varphi$  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

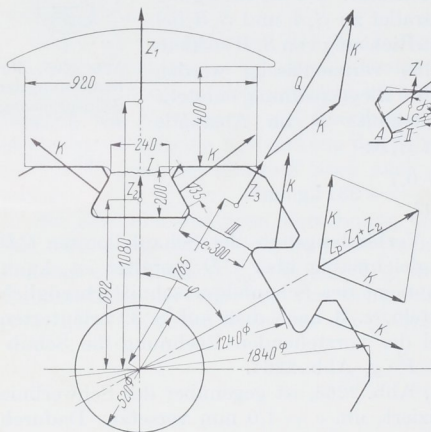


Abb. 2268. Ermittlung der Kräfte an den Schwalbenschwänzen von Dynamoankern.

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

$$\sigma_{zIII} = \frac{Q + Z_3}{F_{III}}. \quad (752)$$

Auch diese Spannung ist aus den gleichen Gründen wie  $\sigma_{zI}$  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  $45^\circ$

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:

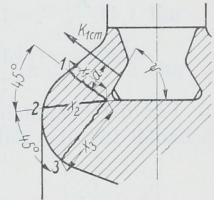


Abb. 2269. Zur Berechnung von Turbinenradkränzen.

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

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/cm<sup>2</sup> 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.

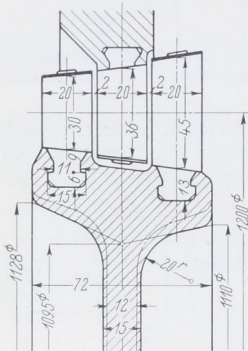


Abb. 2270. Kranz mit zwei Geschwindigkeitstufen und Befestigung der Schaufeln durch Hammerfüße.

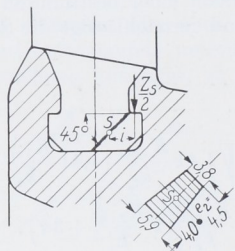


Abb. 2271. Zur Berechnung des Hammerfußes an den Schaufeln Abb. 2270.

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  $45^\circ$  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.

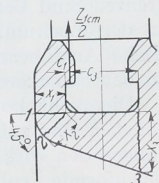


Abb. 2272. Berechnung der Kranzabmessungen im Fall der Befestigung der Schaufeln durch Hammerfüße.

## 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-