Der Maschinenbau

Redtenbacher, Ferdinand

Mannheim, 1863

Wasserradwellen für Räder mit steifen Armen

urn:nbn:de:bsz:31-270981

eines radialen Armes kann also auf folgende Art bestimmt werden. Man berechne das Gewicht aller äusseren Theile des Rades und dividire es durch die Anzahl der Armsysteme, deren gewöhnlich zwei vorhanden sind, so hat man das Gewicht, welches auf einen Arm wirkend gedacht wird. Dieses Gewicht dividire man durch den sechsten Theil der absoluten Festigkeit des Schmiedeeisens per 1^{qcm} also durch $\frac{3000}{6} = 500$, so erhält man den Querschnitt des Armes in Quadratcm. ausgedrückt. Für die Diagonalstangen und für die Umfangsstangen genügt es, wenn man den Durchmesser der ersteren $^3/_4$ und den der letzteren 0·6 von jenem der radialen Stangen annimmt.

Wenn man bedenkt, dass der Halbmesser des Rades insbesondere bei dem rückschlächtigen und oberschlächtigen, dem Gefälle, und die Breite der Wassermenge ungefähr proportional genommen wird, so kann man vermuthen, dass das Gewicht eines Rades, welches sich vorzugsweise nach dem Halbmesser und nach der Breite richtet, dem absoluten Effekte der Wasserkraft proportional ausfallen muss. Durch zahlreiche Gewichtsberechnungen von Rädern habe ich diese Vermuthung bestätigt gefunden, und durch diese Erfahrung ergeben sich manche sehr einfache praktische Regeln.

So z. B. habe ich gefunden, dass beim Zellenrade das Gewicht der äusseren Bestandtheile per Pferdekraft des absoluten Effekts 400^{Klg} beträgt, und daraus folgt nach der oben angegebenen Vorschrift, dass der Querschnitt eines jeden radialen Armes für jede Pferdekraft der absoluten Wasserkraft $^1/_3{}^{qcm}$ betragen soll, wenn wie es gewöhnlich der Fall ist, das Rad mit zwei Armsystemen versehen ist. Hierdurch hat man also eine äusserst einfache Regel zur Bestimmung dieser Radarme.

Wasserradwellen für Räder mit steifen Armen. Die Kräfte, welchen ein Wellbaum Widerstand zu leisten hat, richten sich, wie schon früher erklärt wurde, nach der Bauart des Rades. Bei den Rädern mit starren Armen sind die Wellbäume theils auf Torsion, theils auf respektive Festigkeit, bei den verspannten Rädern dagegen sind sie nur allein auf respektive Festigkeit in Anspruch genommen.

Nennt man N_1 den Effekt, welchen bei einem Rade mit steifen Armen irgend ein zwischen zwei Armsystemen befindliches Wellenstück der ganzen Welle zu übertragen hat, so muss dieses Wellenstück, vorausgesetzt dass es cylindrisch und von Eisen ist, einen Durchmesser

$$16\sqrt[3]{\frac{N_1}{n}}\ \text{Centimeter}$$

erhalten, um der Torsion mit Sicherheit widerstehen zu können; und mit diesem Durchmesser erhält auch die Welle hinreichende Stärke, um das Gewicht der Konstruktion zu tragen. Den Werth von n, d. h. die Anzahl der Umdrehungen des Rades in 1 Minute findet man durch die Formel

$$n = 9{\cdot}548\,\frac{v}{R}$$

Wie die Werthe von N_1 für die einzelnen Wellenstücke zu bestimmen sind, ist schon früher bei der Bauart der Räder im Allgemeinen gesagt worden.

Die Zapfen der Welle müssen nach dem Druck berechnet werden, welchem sie durch das Gewicht der Konstruktion ausgesetzt sind.

Nennt man bei einem Rade ohne Zahnkranz G das Gewicht des ganzen Rades sammt Welle, so ist $\frac{1}{2}G$ der Druck, welchen der Zapfen bei a, Tafel VII., Fig. 8, auszuhalten hat, und zur Bestimmung seines Durchmessers hat man die Formel:

$$0{\cdot}18\sqrt{\frac{G}{2}}\ \text{Centimeter}$$

in welcher der Coeffizient $0{\cdot}18$ nach einer grossen Anzahl von ausgeführten Rädern bestimmt worden ist.

Bei den Rädern ohne Zahnkranz muss die Welle bei c, Fig. 8, durch ein Lager unterstützt werden, und der Hals der Welle muss daselbst so stark sein, wie bei einer Transmissionswelle, welche einen Effekt von N_n Pferdekraft bei n Umdrehungen in 1 Minute überträgt; der Durchmesser dieses Halses ist daher gleich

$$16\sqrt[3]{\frac{N_n}{n}}\ \text{Centimeter}$$

zu nehmen. Das Wellenstück $\overline{c\,d}$, welches einen eben so grossen Durchmesser erhält, wird am besten bei c an die Wasserradswelle angekuppelt.

Bei einem Rade mit steifen Armen und mit Zahnkranz hat der auf der Seite des Zahnkranzes befindliche Zapfen nahe einen Druck $\frac{1}{2}G + Z$ und der andere Zapfen hat einen Druck $\frac{1}{2}G$ auszuhalten, wobei G das Gewicht der Konstruktion ohne Zahnkranz und Z das Gewicht dieses letzteren bezeichnet, die Diameter jener Zapfen sind demnach:

$$\left.\begin{array}{l} 0{\cdot}18\sqrt{\frac{1}{2}\,G+Z} \\ 0{\cdot}18\sqrt{\frac{1}{2}\,G} \end{array}\right\}\ \text{in Centimetern.}$$

Bei den ausgeführten Rädern sind immer beide Zapfen gleich stark gemacht, was die Aufstellung sehr erleichtert; will man sich an diese Praxis halten, so müssen beide Zapfen nach der ersteren von obigen Formeln bestimmt werden.

Die Berechnung der Gewichte G und Z ist mühsam und zeitraubend; will man dieser Mühe überhoben sein, so kann man den Erfahrungssatz benutzen, dass die Räder, sie mögen von Holz oder von Eisen konstruirt sein, für jede Pferdekraft des absoluten Effektes der Wasserkraft durchschnittlich 600 bis 700^{Klg} wiegen, hiernach wird der Durchmesser eines Zapfens:

$$0{\cdot}18\sqrt{\frac{600\ N_a}{2}}\ \text{bis}\ 0{\cdot}18\sqrt{\frac{700\ N_a}{2}}$$

oder:

$$3{\cdot}1\ \sqrt{N_a}\ \text{bis}\ 3{\cdot}4\ \sqrt{N_a}\ \text{Centimeter.}$$

Sicherer ist es aber doch immer, wenn man sich der mühsamen Gewichtsbestimmung unterzieht.

Die Zapfen sollen jederzeit so nahe als möglich an die Rosetten angebracht werden, damit das Wellenstück vom Zapfen an bis an die Rosette hin nicht zu stark ausfällt.

Nennt man l die Entfernung des Mittelpunktes des Zapfens von der Rosette, D den Durchmesser der Welle an der Rosette, d den Durchmesser und c die Länge des Zapfens, so ist

$$D = d\sqrt[3]{\frac{1}{\frac{1}{2}\,c}}$$

Die hölzernen Wellen müssten hinsichtlich der Festigkeit gegen Torsion wenigstens zweimal so stark gemacht werden, als die eisernen Wellen; allein nach dieser Regel würden sie zur Befestigung der Zapfen noch zu schwach werden.

Die hölzernen Wellen erhalten in jeder Hinsicht eine hinreichende Stärke, wenn man ihren Durchmesser fünf mal so gross nimmt, als jenen des Zapfens.

Wellen für Räder mit Spannstangen. Diese Wellbäume haben, wie schon mehrmals erwähnt wurde, nur allein das Gewicht der Konstruktion zu tragen, sind also nicht auf Torsion in Anspruch genommen.

Wenn man die Berechnung der Welle sehr genau nehmen will, verursacht das einseitige Vorhandensein eines Zahnkranzes weitläufige Rechnungen und Erklärungen. Viel einfacher und leichter verständlich wird die Sache, wenn wir uns denken, dass das Rad auf jeder Seite mit einem Zahnkranz versehen sei, und dass überhaupt die beiden Seiten des Rades übereinstimmen.

Nennen wir unter dieser Voraussetzung:

d den Durchmesser des Zapfens,
c die Länge des Zapfens,
D den Durchmesser der Welle in der mittleren Ebene der Rosette,
l die Entfernung des Zapfenmittels vom Mittelpunkt der Rosette,
G das Gewicht des Rades sammt Welle aber ohne Zahnkranz,
Z das Gewicht des Zahnkranzes,
M das Elastizitätsmoment eines in dem Abstande
x von einer Rosette befindlichen Querschnittes des Wellenstückes zwischen den 2 Rosetten,

dann ist

$\frac{1}{2} G + Z$ der Druck, welchen ein Zapfen auszuhalten hat, mithin:

$$d = 0{\cdot}18 \sqrt{\tfrac{1}{2} G + Z} \text{ und } c = 1{\cdot}2\, d$$

ferner ist:

$$D = d \sqrt[3]{\frac{l}{\frac{1}{2} c}}$$

Wenn man das Moment von dem Gewicht des Wellenstückes von der Länge $l + x$ vernachlässigt, und den Druck, welchen die Rosette gegen die Welle ausübt, gleich $\frac{1}{2} G + Z$ setzt, wodurch der wahre Werth dieses Druckes um das halbe Gewicht der Welle zu gross angenommen wird, so erhält man folgende annähernde Gleichung:

$$\left(\frac{1}{2} G + Z\right)\left(l + x\right) - \left(\frac{1}{2} G + Z\right) x = M$$

oder

$$\left(\frac{1}{2} G + Z\right) l = M$$

die jedoch hinreichend genau ist, indem der vernachlässigte Einfluss von dem Gewichte der Welle von keiner Bedeutung ist. Diese