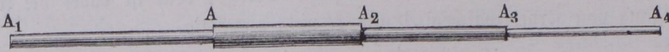
kraft übertragen, die sich nach beiden Seiten hin vertheilt, um in A_1 eine Leistung N_1 und in A_2, A_3 und A_4 nach einander die Arbeiten N_2, N_3, N_4

Fig. 60.



an die daselbst aufgestellten Arbeitsmaschinen abzugeben, so hat man das Wellenstück $A A_1$ auf N_1 Pferdekraft zu berechnen, während das Torsionsmoment für $A_3 A_4$ mit N_4, für $A_2 A_3$ mit $N_3 + N_4$ und für $A A_2$ mit $N_2 + N_3 + N_4$ proportional ist. Man könnte daher jedem dieser Wellenstücke andere Stärken geben. Um indessen nicht gar zu große Verschiedenheit der Lager, Nabenbohrungen ꝛc. zu erhalten, pflegt man meistens längere Stücke eines Wellenstranges von gleicher Stärke zu machen, was sich besonders dann empfiehlt, wenn die Anzahl der Kraftabgebestellen $A_2 A_3 A_4 \ldots$ sehr groß, die Kraftabgabe selbst in jedem Punkte aber nur gering ist (z. B. bei Transmissionen in Spinnereisälen ꝛc.). Aus der obigen Betrachtung ergiebt sich sofort die fernere praktische Regel, daß man beim Entwurfe einer Fabrikanlage gut thun wird, diejenigen Arbeitsmaschinen, welche die größte Arbeitskraft zum Betriebe erfordern, in möglichster Nähe des Motors aufzustellen, d. h. dem Kraftaufnahmepunkte A, Fig. 60, thunlichst nahe zu bringen, um hierdurch die Wellenstärken und die Gewichte der Transmission sowie die Reibungen möglichst zu reduciren. Wenn diese Regel auch nicht immer streng befolgt werden kann, da der Aufstellungsort einer Arbeitsmaschine meist mit Rücksicht auf eine bequeme Fabrikation zu bestimmen ist, so wird man doch überall, wo es angeht, die schweren Maschinen nahe dem Motor gruppiren.

Man findet daher in Mahlmühlen die Steine in die unmittelbare Nähe des Motors gestellt, während die leichteren Maschinen, wie Siebe und Winden ꝛc., durch längere Transmissionen bewegt werden. Ebenso wird man bei Sägemühlen die kraftzehrenden Vollgatter, die mit vielen Sägen arbeiten, möglichst direct von der Kraftmaschine betreiben und die vom Motor entfernteren Räumlichkeiten zur Aufstellung der leichteren einfachen Gatter und Kreissägen ꝛc. benutzen. Aehnliche Bemerkungen lassen sich für Spinnereien und viele andere technische Anlagen machen.

§. 21. **Geschwindigkeit der Transmissionswellen.** Von wesentlichem Einflusse auf den Wellendurchmesser ist ferner die Geschwindigkeit oder Umdrehungszahl n, und zwar wird der Formel $d = c \sqrt[4]{\frac{N}{n}}$ zufolge eine um so kleinere Wellenstärke genügen, je größer die Umdrehungszahl n ist. Wenn nun auch die Geschwindigkeit der Transmissionswellen bis zu gewissem Grade durch die aus fabrikativen Rücksichten bestimmten Geschwindigkeiten der Arbeitsmaschinen bedingt ist, so hat man doch in den meisten Fällen immer noch einen beträchtlichen Spielraum bei der Wahl der der Transmission zu gebenden Geschwindigkeit. Um den Einfluß zu erkennen, welchen die Größe der Umdrehungsgeschwindigkeit auf die Verhältnisse der Transmission ausübt, namentlich was die Wellenstärke und den Kraftverlust durch Reibung betrifft, sei angenommen, eine Transmissionswelle, welche N Pferdekräfte bei n Umdrehungen übertragen solle, müsse den Durchmesser d erhalten, und habe bei diesem Durchmesser das Gewicht G. Gesetzt nun, man ändere die Anordnung in der Weise ab, daß die Welle ν mal so viel Umdrehungen als vorher, also νn Umdrehungen pro Minute mache, so wird jetzt der Formel

$$d = c \sqrt[4]{\frac{N}{n}}$$

zufolge der Durchmesser

$$d_1 = \frac{d}{\sqrt[4]{\nu}}$$

erforderlich sein. Diesem Durchmesser entsprechend wird das Gewicht der Welle jetzt

$$G_1 = G\,\frac{d_1^2}{d^2} = \frac{G}{\sqrt{\nu}}$$

betragen. Bezeichnet man nun die durch das Eigengewicht der Welle erzeugte Reibung mit $F = \varphi\, G$, unter φ den Reibungscoefficienten der Zapfenreibung verstanden, so wird diese Reibung bei der ν fachen Geschwindigkeit

$$F_1 = \varphi\, G_1 = \varphi\,\frac{G}{\sqrt{\nu}}$$

betragen. Endlich hat man die Arbeitsleistung L, welche dieser Reibung entspricht, bei n Umdrehungen:

$$L = \pi d n \,.\, \varphi\, G$$

und bei der ν fachen Geschwindigkeit:

$$L_1 = \pi d_1 \nu n \,.\, \varphi\, G_1 = \pi d n \varphi\, G \sqrt[4]{\nu} = L \sqrt[4]{\nu}.$$

Aus dieser Betrachtung ergiebt sich zunächst, daß mit einer gesteigerten Geschwindigkeit zwar der Durchmesser und das Gewicht einer Transmissionswelle geringer wird, diejenige Reibungsarbeit aber, welche aus dem Eigengewichte der Welle entsteht, sich vergrößert und zwar in dem Verhältnisse

$$1 : \sqrt[4]{\nu}.$$

Nun muß man aber bemerken, daß die aus dem Eigengewichte der Welle selbst resultirende Reibung meist nur ein kleiner Theil der gesammten Reibung ist, welche hauptsächlich von den beträchtlichen Druckkräften herrührt, mit denen die Zahnräder gegen einander drücken, oder welche durch die Riemenspannungen erzeugt werden. Da diese Drucke aber bei der bestimmten Arbeit von N Pferdekräften der Geschwindigkeit n umgekehrt proportional sind, so erkennt man, daß, unter P die Summe dieser Drucke verstanden, wenn die Welle n Umdrehungen macht, die aus dieser Quelle stammende Reibungsarbeit sich ausdrückt durch

$$L_p = \pi d n \varphi P,$$

während die hieraus folgende Reibungsarbeit bei ν facher Geschwindigkeit:

$$L_{p_1} = \pi d_1 \nu n \varphi P_1 = \pi d n \varphi P \frac{1}{\sqrt[4]{\nu}}$$

beträgt. Man erkennt hieraus, daß die Reibungsarbeit und der damit im Zusammenhang stehende Kraftverlust und Verbrauch an Schmiermaterial im Allgemeinen geringer ausfallen werden, wenn man die Geschwindigkeit der Welle vermehrt. Da mit einer solchen Geschwindigkeitsvergrößerung außerdem noch andere Vortheile in Verbindung stehen, namentlich außer der Welle selbst auch die Räder, Riemscheiben, Lager und sämmtliche Transmissionstheile leichter und billiger werden, für die Radzähne kleinere Theilungen und für die Riemen geringere Breiten genügen ꝛc., so pflegt man mit der Geschwindigkeit von Transmissionswellen nicht gern unter ein gewisses Maaß herabzugehen. Umdrehungsgeschwindigkeiten zwischen 90 und 120 pro Minute sind für Fabriktransmissionen sehr gebräuchlich, doch kommen für sehr schnell gehende Arbeitsmaschinen auch noch größere Werthe vor, wie man andererseits jedoch zum Betriebe langsam gehender Maschinen oft mit der Geschwindigkeit der Transmission weit unter jene Größe herabgeht. Insbesondere pflegt man stehende Wellen, welche in mehrstöckigen Fabrikgebäuden den Betrieb der Transmissionswellen in den über einander liegenden Etagen vermitteln, nur langsam, selten über 60 mal in der Minute umgehen zu lassen. Allgemeine Regeln lassen sich hierüber natürlich nicht geben, da die passende Anordnung immer wesentlich von den speciellen Umständen abhängig sein wird.

Die Bestimmung der Stärken von Transmissionswellen hat immer nach der Elasticitätsformel (§. 15)

$$Pa = 0{,}00171 \frac{\alpha^0 d^4 C}{l}$$

zu geschehen. Nur würde bei den meist sehr beträchtlichen Längen der Wellen der Verdrehungswinkel α^0 immer noch sehr groß ausfallen, wollte man ihn, wie oben für Wellen angegeben, zu $\alpha^0 = \frac{l}{4000}$ annehmen. Um den Verdrehungswinkel auch bei sehr langen Transmissionen mäßig zu erhalten, giebt Reuleaux an, man solle den Winkel α^0 bei Transmissionswellen

$$\alpha^0 = \sqrt{\frac{L^{m}}{8}} = \sqrt{\frac{l^{mm}}{8000}}$$

annehmen. Diese Annahme giebt beiläufig für α^0 denselben Werth ($\alpha^0 = \frac{1}{2}^0$) wie die frühere Angabe

$$\alpha^0 = \frac{l}{4000},$$

wenn $l = 2000$ Millimeter vorausgesetzt wird. Unter l ist in jener Angabe die ganze Wellenlänge zu verstehen, wenn die Kraft an einem Ende ein- und am anderen austritt, dagegen die halbe Länge, wenn die Kraft auf der ganzen Wellenlänge gleichmäßig abgegeben wird. Im Allgemeinen soll man unter l den Abstand des Angriffsschwerpunktes von der Krafteintrittsstelle verstehen, d. h. desjenigen Schwerpunktes, welcher sich ergiebt, wenn man in den einzelnen Kraftabgabestellen Gewichte wirksam denkt, welche den in diesen Punkten abgegebenen Kraftmomenten proportional sind. Dieser Punkt S würde sich z. B. in Fig. 60 durch die Gleichung

$$AS = l = \frac{N_2 \,.\, AA_2 + N_3 \,.\, AA_3 + N_4 \,.\, AA_4}{N_2 + N_3 + N_4}$$

ergeben. Diese Länge unter l verstanden und

$$\alpha^0 = \sqrt{\frac{l}{8000}}$$

eingesetzt, erhält man die Formel für schmiedeeiserne Transmissionswellen:

$$Pa = 0{,}00171 \frac{d^4 C}{l} \sqrt{\frac{l}{8000}},$$

woraus

$$d = 1{,}60 \sqrt[4]{Pa} \sqrt[8]{l}$$

oder

$$d = 1{,}60 \sqrt[4]{716\,200 \frac{N}{n}} \sqrt[8]{l} = 46{,}6 \sqrt[4]{\frac{N}{n}} \sqrt[8]{l}$$

folgt.

Kuppelungen. Bei den großen Längen, in welchen die Transmissionswellen meistens auszuführen sind, verbietet sich die Herstellung derselben aus einem Stücke nicht nur durch die Schwierigkeit resp. Unmöglichkeit der Fabrikation, sondern auch durch die Rücksichten auf einen bequemen Transport und auf eine thunlichst einfache Montirung. Man pflegt daher die §. 22.