§. 228.

Theilung und Zahnbreite der Triebwerkräder.

Die Spannung $\mathfrak{S}$, welche bei der statischen Beanspruchung durch P in den Zähnen eintreten würde, wählt man meist bei den Triebwerkrädern um so kleiner, je grösser die Umfangsgeschwindigkeit v der Räder ist, damit die dynamischen Einflüsse, Stösse und Erschütterungen ausgeglichen werden. Man kann nehmen bei Gusseisen:

$$\mathfrak{S} = \frac{34{,}5}{v + 11} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (222)$$

für Gussstahl $3^1/_3$ und für Holz $^6/_{10}$ mal so viel. Man erhält hieraus für Gusseisen, bei:

$v =$	0,5	1	2	4	6	8	10	12	16 m
$\mathfrak{S} =$	3,00	2,89	2,65	2,30	2,03	1,81	1,64	1,50	1,38
				für Gussstahl:					
$\mathfrak{S} =$	10,00	9,63	8,83	7,67	6,77	6,03	5,47	5,00	4,60
				und für Holz:					
$\mathfrak{S} =$	1,80	1,73	1,59	1,38	1,22	1,09	0,98	0,90	0,83

Die Geschwindigkeit v in m berechnet sich bei gegebenem n und R (in mm) aus der Formel:

$$v = \frac{\pi R n}{30 . 1000} = 0{,}10472 \left(\frac{R n}{1000}\right) \sim \frac{R n}{10000} \quad . \quad (223)$$

Dass eine blosse Schätzung von v schon genügt, wird sich weiter unten noch zeigen.

Ferner findet man die Zahnbreite b mit P wachsend genommen. Tredgold empfahl, den Druck auf 1 mm Zahnbreite, d. i. $P:b$ nicht über 7,15 kg zu nehmen. Doch wurde dies nicht befolgt, da bei guten Ausführungen $P:b$ höher, sogar bis zu 25 vorkommt. Einleuchtend ist aber, dass wegen Kleinhaltung der Abnützung das Produkt aus $P:b$ und n nicht zu gross werden darf. Man findet $(P:b)\,n$ bis zu 1200 gehend, doch treten dann auch störende Abnützungen auf. In Räderpaaren, bei welchen Eisen auf Eisen arbeitet, ist es das kleinere Rad im Paare, welches die grösste Abnützung erfährt. Bei diesen ist zu empfehlen,

$$\frac{P n}{b} \text{ nicht über } 500 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (224)$$

gehen zu lassen, wenn thunlich noch weniger zu nehmen; für geringe Kräfte lässt sich mit dieser Konstanten, welche man den Abnützungskoëffizienten nennen kann und die durch A bezeichnet werden möge, leicht bis zu 200 und sogar gegen 100 herabgehen, ohne auf unbequeme Abmessungen zu kommen. Bei Holz-Eisenrädern kann die Abnützung der Eisenzähne unberücksichtigt bleiben, da die Abnützung sich hier fast ganz auf die Holzzähne wirft. Es ist sehr empfehlenswerth, bei dem Rade mit Holzzähnen ebenfalls den Werth A nicht über 500 gehen zu lassen, aber lieber bei 300 bis 400 zu bleiben*). Ganz feste Vorschriften lassen sich hier nicht geben, da Ausführungsschwierigkeiten allerlei Art, ferner die Rücksicht auf vorhandene Modelle u. s. w. mit in Betracht kommen; es muss daher dem Konstruirenden überlassen bleiben, wie weit er sich etwa von den erprobten und empfehlenswerthen Verhältnissen entfernen will.

Dabei wolle man beachten, dass bei verschiedenen Annahmen von A man nicht etwa verschieden sicher baut, sondern nur die Abnützung mehr oder weniger günstig gestaltet. Hat man Raum, und lässt sich ohne Schwierigkeiten ein niedriger Abnützungskoëffizient wählen, so thue man es; kann dies nicht geschehen, so gibt der gewählte Koëffizient wenigstens eine gewisse Klarheit in Bezug auf die zu erwartende Abnützung.

Für Gruppenräder, d. h. solche, bei denen mehrere Räder mit einem einzigen zusammenwirken, ist statt der Umlaufzahl beim Mittelrade die Zahl von dessen Zahnberührungen, d. h. das Produkt aus der Umlaufzahl und der Zahl der Seitenräder einzuführen.

Ist R gegeben, wie oft bei Wasserradkränzen, Schwungrädern und dergl., so kennt man auch P und hat nun, nachdem man A gewählt:

$$b = \frac{Pn}{A} = \frac{716\,200}{A}\,\frac{N}{R}$$

sowie nach (213) für gewöhnliche Verzahnung

$$t = \frac{16{,}8\,P}{\mathfrak{S}\,b} = \frac{16{,}8\,A}{\mathfrak{S}\,n} \qquad \ldots\ldots \quad (225)$$

und für die Daumenverzahnung

$$t' = \frac{8{,}4\,P}{\mathfrak{S}\,b} = \frac{8{,}4\,A}{\mathfrak{S}\,n}$$

*) Vergl. übrigens das 10. Beispiel in §. 229.

Ist aber, wie in der Mehrzahl der Fälle, R nicht im voraus bekannt, so steht die Wahl von $\mathfrak{Z}$ frei. Dieses einführend erhält man für die Zahnbreite:

$$b = \frac{4\,500\,000}{A} \frac{N}{\mathfrak{Z}t} \quad \ldots \ldots \quad (226)$$

Je nachdem nun $A = 1000$, 900 ..... 150, 100 gewählt wird, gehen die allgemeinen Ausdrücke in die folgenden numerischen über:

Gewöhnl. und Daumenverz. Gewöhnl. Verz. Daumen-Verz.

$$\left.\begin{array}{llll}
b = \dfrac{Pn}{1000} = 716\dfrac{N}{R} & = 4\,500\dfrac{N}{\mathfrak{Z}t}; & t = \dfrac{16\,800}{n\mathfrak{S}}; & t' = \dfrac{8400}{n\mathfrak{S}} \\
\;\;" = \dfrac{Pn}{900} = 796 \;\;" & = 5\,000 \;\;" & \;\;" = \dfrac{15\,120}{n\mathfrak{S}} & \;\;" = \dfrac{7560}{n\mathfrak{S}} \\
\;\;" = \dfrac{Pn}{800} = 895 \;\;" & = 5\,625 \;\;" & \;\;" = \dfrac{13\,430}{n\mathfrak{S}} & \;\;" = \dfrac{6765}{n\mathfrak{S}} \\
\;\;" = \dfrac{Pn}{700} = 1023 \;\;" & = 6\,429 \;\;" & \;\;" = \dfrac{11\,760}{n\mathfrak{S}} & \;\;" = \dfrac{5880}{n\mathfrak{S}} \\
\;\;" = \dfrac{Pn}{600} = 1194 \;\;" & = 7\,500 \;\;" & \;\;" = \dfrac{10\,080}{n\mathfrak{S}} & \;\;" = \dfrac{5040}{n\mathfrak{S}} \\
\;\;" = \dfrac{Pn}{500} = 1432 \;\;" & = 9\,000 \;\;" & \;\;" = \dfrac{8\,400}{n\mathfrak{S}} & \;\;" = \dfrac{4200}{n\mathfrak{S}} \\
\;\;" = \dfrac{Pn}{400} = 1790 \;\;" & = 11\,250 \;\;" & \;\;" = \dfrac{6\,720}{n\mathfrak{S}} & \;\;" = \dfrac{3360}{n\mathfrak{S}} \\
\;\;" = \dfrac{Pn}{300} = 2387 \;\;" & = 15\,000 \;\;" & \;\;" = \dfrac{5\,040}{n\mathfrak{S}} & \;\;" = \dfrac{2520}{n\mathfrak{S}} \\
\;\;" = \dfrac{Pn}{200} = 3581 \;\;" & = 22\,500 \;\;" & \;\;" = \dfrac{3\,360}{n\mathfrak{S}} & \;\;" = \dfrac{1680}{n\mathfrak{S}} \\
\;\;" = \dfrac{Pn}{150} = 4774 \;\;" & = 30\,000 \;\;" & \;\;" = \dfrac{2\,520}{n\mathfrak{S}} & \;\;" = \dfrac{1260}{n\mathfrak{S}} \\
\;\;" = \dfrac{Pn}{100} = 7160 \;\;" & = 45\,000 \;\;" & \;\;" = \dfrac{1\,680}{n\mathfrak{S}} & \;\;" = \dfrac{840}{n\mathfrak{S}}
\end{array}\right\} (227)$$

Die Zähnezahl wählt man bei Triebwerkrädern nicht unter 20, damit die unvermeidlichen Ausführungsfehler nicht zu sehr störend wirken können; man muss in der Regel wegen der Abnützung mit $\mathfrak{Z}$ höher und zwar um so höher hinaufgehen, je grösser die Umlaufzahlen sind. So zählen die Räder rasch laufender Turbinen selten weniger als 40, oft über 80 Zähne. Bei Holz-Eisenrädern ist es günstig für geringe Abnützung, die Holzzähne dem treibenden Rade zu geben, weil an diesen der Eingriffpunkt vom Zahnfuss nach dem Kopfe hinläuft, während er am getriebenen Rade den umgekehrten Weg nimmt.

Statt versuchsweise vorzugehen, kann man auch durch Rechnung solche Werthe von $\mathfrak{Z}$ voraus ermitteln, welche ein gewünschtes Breitenverhältniss $b:t$ liefern. Verbindet man die Formeln (225) und (226), so erhält man nach kleiner Umformung den lehrreichen Ausdruck:

$$\mathfrak{Z} = \frac{4\,500\,000}{16{,}8^2 A^3} \frac{n^2 \mathfrak{S}^2 N}{\left(\frac{b}{t}\right)} \quad . \; . \; . \; . \; . \quad (228)$$

Er zeigt den gewaltigen Einfluss von A auf $\mathfrak{Z}$, oder umgekehrt den der Zähnezahl auf die Abnützung; auch ist die starke Einwirkung der Zahnprofilverhältnisse ersichtlich, indem die Konstante 16,8 (bei der Daumenverzahnung 8,4) im Quadrat vorkommt. Sodann bemerken wir, dass $\mathfrak{Z}$ mit dem Quadrat von n zunehmen sollte, auch mit dem Quadrat von $\mathfrak{S}$, wenn die übrigen Werthe konstant sind. Dieser Umstand erklärt zum Theil die Vorliebe für niedrige Spannungen. Numerisch erhält man aus (228):

Für die gewöhnlichen Verzahnungen:										
wenn A = 1000	900	800	700	600	500	400	300	200	150	100
$\frac{4\,500\,000}{16{,}8^2 A^3}$ = $\frac{0{,}016}{1000}$	$\frac{0{,}022}{1000}$	$\frac{0{,}031}{1000}$	$\frac{0{,}046}{1000}$	$\frac{0{,}074}{1000}$	$\frac{0{,}128}{1000}$	$\frac{0{,}25}{1000}$	$\frac{0{,}59}{1000}$	$\frac{2{,}00}{1000}$	$\frac{4{,}72}{1000}$	$\frac{16{,}0}{1000}$
und für die Daumenverzahnung:										
$\frac{4\,500\,000}{8{,}4^2 A^3}$ = $\frac{0{,}064}{1000}$	$\frac{0{,}088}{1000}$	$\frac{0{,}124}{1000}$	$\frac{0{,}184}{1000}$	$\frac{0{,}296}{1000}$	$\frac{0{,}512}{1000}$	$\frac{1{,}00}{1000}$	$\frac{2{,}36}{1000}$	$\frac{8{,}00}{1000}$	$\frac{18{,}88}{1000}$	$\frac{63{,}8}{1000}$

$b:t$ findet man bis 5 gewählt. Bei noch grösser sich ergebenden Werthen, oft auch bei kleineren, wird der Zahnkranz in zwei neben einander liegende aufgelöst.

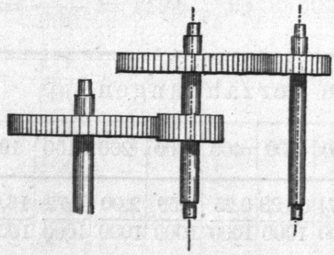
1. Beispiel. Ein 60pferdiges Wasserrad von 8 m Durchmesser und 1,3 m Umfangsgeschwindigkeit ist mit einem innenverzahnten eisernen Zahnkranze zu versehen, dessen Theilkreis mit dem inneren Umfang des 400 mm breiten Radkranzes ungefähr zusammenfallen und ein eisernes Triebrad von 40 minutlichen Umdrehungen treiben soll. Man hat hier: $n = 30 \,.\, 1{,}3 : \pi \,.\, 4 = 3{,}1$, *also* $n_1 : n = 40 : 3{,}1$; *ferner* $v \backsim 1{,}3\,(4000 - 400) : 4000 = 1{,}17\,m$, *somit* $P = 75 \,.\, 60 : 1{,}17 = 3846\,kg$. *Wir haben nun nach dem*

Obigen $\mathfrak{S}$ *zwischen 2,89 und 2,65 zu wählen und nehmen* $\mathfrak{S} = 2{,}85$. *Ferner wählen wir* $Pn : b$ *beim kleineren Rade* $= 500$. *Dann haben wir* $P : b = 500 : n_1 = 500 : 40 = 12{,}5$ *und damit zunächst* $b = P : 12{,}5 = 3846 : 12{,}5 = 307{,}7 \backsim 310$ *mm. Aus (227) folgt sodann* $t = 8400 : 40 \,.\, 2{,}85 = 73{,}6 \backsim 75$ *mm. Dies gibt vorläufig* $\mathfrak{Z} = 2\pi R : t = 2 \,.\, \pi\, 3600 : 75 = 306$. *Machen wir* $\mathfrak{Z} = 312$, *so lässt sich der Zahnkranz in 12 Segmente zu 26 Zähnen zerlegen. Nun kommt* $R = 3720$ *mm, was ebenfalls annehmbar ist. Endlich haben wir noch für das getriebene Rad* $\mathfrak{Z}_1 = (n_1 : n)\, \mathfrak{Z} = (3{,}1 : 40)\; 312 = 24{,}18 \backsim 24$, *woraus* $R_1 = 24 \,.\, 75 : 2\pi =$ *sehr nahe 287 mm.*

2. Beispiel. Eine 100pferdige Turbine mit stehender Welle von 96 minutlichen Umdrehungen soll eine liegende Welle mit 144 Umgängen treiben; das erforderliche Winkelräderpaar ist zu bestimmen. Wir wählen Holz-Eisenräder und geben dem treibenden Rade die Holzzähne. Nach ungefährer Schätzung wird v *zwischen 6 und 7 m fallen, wonach wir für* $\mathfrak{S}$ *etwa 1,2 einsetzen können. Wir wünschen nun* $b : t = 3$ *zu erhalten und wählen* $A = 500$. *Dann haben wir nach (228) für die Zähnezahl:* $\mathfrak{Z} = (0{,}128 : 1000)\, 96^2 \,.\, 1{,}2^2\, 100 : 3$, *woraus kommt* $\mathfrak{Z} = 56{,}6 \backsim 60$. *Damit kommt* $\mathfrak{Z}_1 = (96 : 144)\, 60 = 40$. *Nun ergibt sich* $t = 8400 : 96 \,.\, 1{,}2 = 72{,}9 \backsim 75$ *mm,* $b = 3\,t = 225$ *mm.* v *kommt* $= 7{,}2$.

3. Beispiel. Wenn in einem zusammengesetzten Räderwerke, Fig. 646, die auf einander folgenden Räderpaare gleiche Grösse haben, so verhalten sich die Umfangskräfte verkehrt wie die Umlaufzahlen; um daher in einem solchen Falle die Koëffizienten der Abnutzung $Pn : b$ *bei allen Paaren gleich zu halten, **brauch*t *man nur die Radbreiten alle gleich zu machen. Die Rädervorgelege der Spindelstöcke an Drehbänken zeigen die Gebräuchlichkeit dieser Einrichtung.*

Fig. 646.



4. Beispiel. Für $N = 5$, $n = n_1 = 60$ *soll ein recht dauerhaftes Paar von Holzeisenrädern konstruirt werden, wobei* $b : t = 2$ *gewünscht wird.* v *zu 2,4 m schätzend, wählen wir nach (222)* $\mathfrak{S} = 1{,}41$, *sodann der verlangten grossen Dauerhaftigkeit wegen* $A = 150$ *und finden nun zunächst aus (228)* $\mathfrak{Z} = (4{,}72 : 1000)\, 3600 \,.\, 1{,}41^2 \,.\, 5 : 2 = 18 \,.\, 4{,}72 \backsim 85$, *wofür wir 84 nehmen. Nach (227) kommt nun* $t = 2520 : 60 \,.\, 1{,}41 \backsim 30$ *mm, und* $b = 30\,000 \,.\, 5 : 84 \,.\, 30 = 59{,}8 \backsim 60$ *mm* $= 2t$, *wie kommen sollte.*

5. Beispiel. Für $N = 40$, $n = 30$, $n_1 = 50$ *sollen Eisenräder, zunächst mit gewöhnlicher Verzahnung, für* $b : t = 2{,}5$ *konstruirt werden. Indem wir* v *auf 1,5 m schätzen, wählen wir* $\mathfrak{S} = 2{,}7$ *und haben nun bei* $A = 500$ *für das getriebene Rad:* $\mathfrak{Z}_1 = (0{,}128 : 1000)\, 2500 \,.\, 2{,}7^2 \,.\, 40 : 2{,}5 = 0{,}128 \,.\, 7{,}29 : 40 \backsim 37$, *wofür wir 36 wählen und* $\mathfrak{Z} = {}^5\!/_3 \,.\, \mathfrak{Z}_1 = 60$ *erhalten. Nun kommt* $t = 8400 : 50 \,.\, 2{,}7 \backsim 62$ *mm und* $b = 2{,}5 \,.\, t = 155$ *mm. Wählen wir aber nun Daumenverzahnung statt gewöhnlicher und setzen dabei* $b : t = 3{,}5$, *so kommt* $\mathfrak{Z}_1 = (0{,}512 : 1000)\, 2500 \,.\, 7{,}29 \,.\, 40 : 3{,}5 = 106{,}6$, *wofür wir 105 nehmen und* $\mathfrak{Z}_1 = 175$ *bekommen.* t' *wird* $= 4200 : 50 . 2{,}7 = 31{,}1 \backsim 32$ *mm,* $b = 112$ *mm. Die Zahndimensionen fallen geringer, die Halbmesser aber grösser aus als vorhin. Man erhält nämlich* $R_1 = 5{,}73 . 62 = 355{,}26$ *mm und* $R_1' = 534{,}72$ *mm, was aber annehmbar.*

Für den Gussstahl als Radmaterial treten eigenthümliche Ver hältnisse ein. Man geht gewiss nicht zu weit, wenn man den Abnützungskoëffizienten A bei Gussstahl doppelt so hoch einführt, als bei Gusseisen *). Die Spannung $\mathfrak{S}$ ist aber, um die ausgezeichneten Festigkeitseigenschaften des Materials auszunutzen, rund $3^1/_3$ mal so hoch als bei Gusseisen zu nehmen. Der Erfolg ist nach Formel (228), dass A zwar die erforderliche Zähnezahl auf $^1/_8$ vermindern, $\mathfrak{S}$ sie aber auf das $(^{10}/_3)^2$, d. i. 11fache steigern würde, so dass sich schliesslich die $^{11}/_8$ fache Zahl ergibt, wenn die übrigen Verhältnisse gleichgesetzt werden. Wir haben also den gussstählernen Triebwerkrädern im allgemeinen etwas grössere Zähnezahlen zu geben, als den gusseisernen. Herabziehen kann man die Zähnezahl durch Wahl eines grossen Breitenverhältnisses. Hierzu bietet sich aber die beste Gelegenheit bei den Pfeilrädern. Das Breitenverhältniss $b : \tau$ ist daselbst unschwer zu 7 und 8 und höher herauszubringen. Bei Vorhandensein der Seitenleisten kann man zur Berechnung die Formeln für Daumenverzahnung benutzen (während die gewöhnliche Verzahnung angewandt wird), indem die Konstante 8,4 die Verhältnisse genügend genau berücksichtigt. Die ermittelte Grösse der Theilung gilt für die Normaltheilung $\tau = t \sin \gamma$, die ermittelte Zahnbreite aber für die wirkliche Breite der Radkrone (b in Fig. 627, $2\,b'$ in Fig. 628).

6. Beispiel. Die Räder aus Beispiel 5 seien in Gussstahl als Pfeilräder auszuführen. Wir wählen $A = 1000$ *und vorläufig* $b : \tau = 6$, *bei* $\mathfrak{S} = 3^1/_3 . 2{,}7 = 9$. *Es kommt zunächst* $\mathfrak{Z}_1 = (0{,}064 : 1000)\, 2500 . 81 . 40 : 6 = 86{,}4$. *Sodann* $\tau = 8400 : 50 . 9 = 18{,}7$, *damit* $b = 4500 . 40 : 86{,}4 . 9 = 111{,}3$. *Wir nehmen* $\mathfrak{Z}_1 = 84$, *damit* $\mathfrak{Z} = 140$, *ferner* $b = 115$. *Wird* $\gamma = 60^0$ *gemacht, so ist* $t = \tau : \sin 60 = \tau : 0{,}866 \backsim 21$ *mm; wir nehmen* $t = 22$ *mm, womit* $\tau = 0{,}866\, t = 19$ *mm und* $b : \tau = 115 : 19 \backsim 6$. *Der Sprung beträgt* $0{,}5\, b . \cot g\, \gamma = 0{,}5 . 115 . 0{,}577 = 33$ *mm, was weit mehr als eine Theilung ist, somit völlig ausreicht. Es kommt jetzt* $R_1 = 13{,}37 . 22 = 294{,}14$ *mm,* $R = 22{,}28 . 22 = 450{,}16$ *mm, also sehr kleine Räder.*

Es folgen nun zwanzig interessante Beispiele aus der Praxis.

---

*) Bei dem in Fig. 628 dargestellten Rade ist die Gesammtbreite $b = 2\,b' = 1000$ mm. P berechnet sich zu 25 000 kg. Dies gibt $P : b = 25$ und bei $n = 40$ für $Pn : b$ den Werth 1000. Vorzügliche Haltbarkeit der Räder ist bestätigt (Kehrwalzwerk der Gebr. Stumm in Neunkirchen).

Stirnräder.

Nr.	N	n	R	$\mathfrak{Z}$	t	b	v	P	$\mathfrak{S}$	$\frac{P}{b}$	$\frac{Pn}{b}$	Bemerkungen
1	1000	$\frac{36,67}{114,8}$	$\frac{3050}{972}$	$\frac{144}{46}$	133	610	11,7	6410	1,32	10,5	$\frac{385}{1205}$	*E/E* Dampfmaschine
2	300	$\frac{25}{100}$	$\frac{3724}{939}$	$\frac{230}{58}$	102	356	9,70	2320	1,1	6,52	$\frac{2.163}{622}$	*E/E* „
3	270	$\frac{60}{12}$	$\frac{498}{2490}$	$\frac{19}{95}$	158	525	3,13	6500	1,3	12,40	$\frac{744}{149}$	*E/E* „
4	240	$\frac{13,3}{44}$	$\frac{2790}{843}$	$\frac{208}{68}$	79	406	3,89	4633	2,3	11,60	$\frac{154}{510}$	*E/E* Triebwerk zu Nr. 8
5	192	$\frac{1,33}{15,14}$	$\frac{10193}{897}$	$\frac{704}{62}$	91	381	1,42	10110	5,1	26,53	$\frac{35}{402}$	*E/E* Wasserrad
6	192	$\frac{15,14}{50}$	$\frac{2691}{815}$	$\frac{208}{63}$	81	381	4,27	3375	1,6	8,86	$\frac{134}{443}$	*E/E* Triebwerk z. vor.
7	140	$\frac{30}{55}$	$\frac{1485}{815}$	$\frac{132}{72}$	71	218	4,62	2273	$\frac{3,0}{3,4}$	10,42	$\frac{313}{573}$	*E/E* Dampfmaschine
8	140	$\frac{30}{54,5}$	$\frac{1690}{905}$	$\frac{138}{76}$	77	330	5,31	1977	2,6	5,99	$\frac{180}{326}$	*E/E* „
9	120	$\frac{1,51}{13,3}$	$\frac{7391}{838}$	$\frac{560}{80}$	79	381	1,22	7377	4,0	19,36	$\frac{29,2}{257}$	*E/E* Wasserrad
10	100	$\frac{45}{158,8}$	$\frac{2148}{610}$	$\frac{176}{50}$	76	254	10,09	743	0,65	2,92	$\frac{131}{520}$	*H/E* Dampfmaschine
11	90	$\frac{26}{80}$	$\frac{2170}{705}$	$\frac{228}{74}$	60	150	5,91	1142	2,1	7,61	$\frac{198}{609}$	*H/E* „
12	82,5	$\frac{54}{83}$	$\frac{1400}{910}$	$\frac{114}{74}$	78	$\frac{2.120}{300}$	7,92	1563	$\frac{1,3}{1,0}$	6,50	$\frac{351}{2.540}$	*H/E* Schraubenschiff

Stirnräder.												
13	50	4,0/7,32	1282/700	96/52	83	270	0,53	7075	5,3	26,20	105/192	*E/E* Wasserrad
14	20	7,74/40	2170/420	248/48	55	160	1,67	900	1,7	5,60	43/224	*E/E* „
Kegelräder.												
15	300	93/50	620/1160	50/93	78	330	6,04	3730	2,3/2,6	11,23	1044/562	*E/E* Turbine
16	300	100/111,8	755/679	55/49	68	254	8,01	2806	2,7	11,04	110/123	*E/E* Triebwerk zu Nr. 1
17	240	44/44	1067	75	89	457	4,92	3659	1,5	7,70	389	*E/E* „ „ „ 3
18	200	41/80	1500/765	98/50	96	300	6,40	2344	1,4	7,80	320/624	*H/E* Turbine
19	130	93/124	795/630	80/60	62	204	7,74	1260	1,6/1,7	6,18	575/766	*H/E* „
20	100	93/144,7	595/380	70/45	53	160	5,79	1300	2,1/2,7	8,14	757/1178	*H/E* „
21	50	93/218	645/275	75/32	54	160	6,28	597	1,1/1,3	3,70	344/807	*H/E* „
Hyperbelräder.												
20	16	72/81,6	549/483	68/60	50,7/50,6	150	4,13	291	0,65/0,88	1,94	140/158	*E/H* Triebwerk