

Versuche mit Druck-Turbinen

Autor(en): **Fliegner, A.**

Objektyp: **Article**

Zeitschrift: **Schweizerische Bauzeitung**

Band (Jahr): **15/16 (1890)**

Heft 17

PDF erstellt am: **21.07.2024**

Persistenter Link: <https://doi.org/10.5169/seals-16402>

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Inhalten der Zeitschriften. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern. Die auf der Plattform e-periodica veröffentlichten Dokumente stehen für nicht-kommerzielle Zwecke in Lehre und Forschung sowie für die private Nutzung frei zur Verfügung. Einzelne Dateien oder Ausdrucke aus diesem Angebot können zusammen mit diesen Nutzungsbedingungen und den korrekten Herkunftsbezeichnungen weitergegeben werden. Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. Die systematische Speicherung von Teilen des elektronischen Angebots auf anderen Servern bedarf ebenfalls des schriftlichen Einverständnisses der Rechteinhaber.

Haftungsausschluss

Alle Angaben erfolgen ohne Gewähr für Vollständigkeit oder Richtigkeit. Es wird keine Haftung übernommen für Schäden durch die Verwendung von Informationen aus diesem Online-Angebot oder durch das Fehlen von Informationen. Dies gilt auch für Inhalte Dritter, die über dieses Angebot zugänglich sind.

INHALT: Versuche mit Druck-Turbinen. Von Professor A. Fliegner. — Die Bosnabahn. — Miscellanea: Einheitliche Zeitrechnung. Flächenmess-Stab von Basler. Betoniren unter Wasser. Magnolia-Lager-Metall. Die grössten Brücken. Ein Schornstein von 138 m Höhe. Ueber

die Störungen der unterirdischen Leitungsanlagen durch atmosphärische Electricität. — Vereinsnachrichten: Gesellschaft ehemaliger Studirender der eidgenössischen polytechnischen Schule in Zürich. Stellenvermittlung.

Versuche mit Druck-Turbinen.

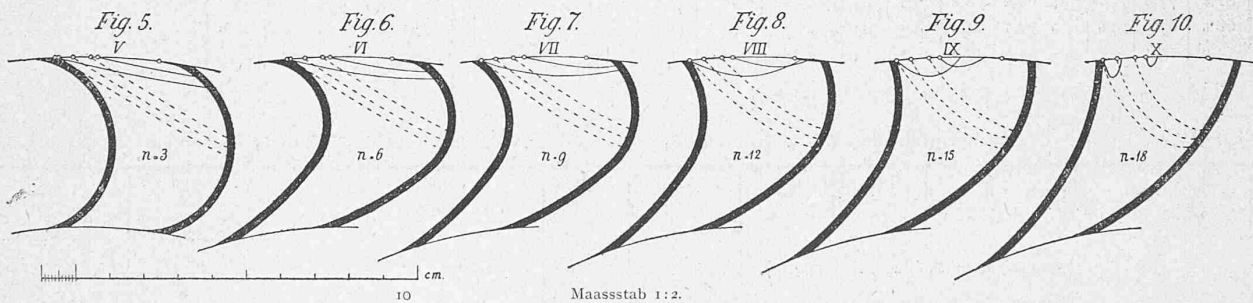
Von Professor A. Fliegner.
(Fortsetzung.)

§ 2. Versuche mit Tangentialrädern.

Die benutzten Tangentialräder waren mit folgenden Dimensionen ausgeführt worden, vergleiche auch Figur 5 bis 10. Alle hatten $r_1 = 180 \text{ mm}$ und ursprünglich r_2 gleich 130 mm , $b_1 = b_2 = 50 \text{ mm}$ und je 28 Schaufeln. Diese waren bei V, abweichend von den übrigen Rädern, nur nach einem einzigen Kreisbogen gekrümmt und schnitten die Umfänge unter $\alpha_1 = 12^\circ 23'$ und $\alpha_2 = 9^\circ 47'$. Bei VI bis X waren die Schaufeln an der Austrittsseite bis auf 20 mm radialer Breite congruent nach einem Kreisbogen von 100 mm Halbmesser gekrümmt. Weiterhin hatten sie unter sich verschiedene, aber doch stets kreisförmige Krümmung, so dass der Winkel α_1 folgende Werthe annahm: bei

VI	VII	VIII	IX	X
$13^\circ 41'$	$38^\circ 15'$	$59^\circ 26'$	$79^\circ 37\frac{1}{2}'$	$100^\circ 2'$

Um mit einer kleinen Anzahl von Turbinen eine grössere Verschiedenheit auch im Austrittswinkel α_2 erreichen zu können, wurden die Räder VI bis X nach Abschluss einer Versuchsreihe innen immer wieder ausgedreht. Die verschiedenen Fälle sind der Reihe nach mit *a* bis *e* bezeichnet, und es entspricht:



<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>d</i>	<i>e</i>
$r_2 = 130$	131	$132,5$	135	$137,5 \text{ mm}$
$\alpha_2 = 9^\circ 47'$	$14^\circ 32'$	$19^\circ 36'$	$25^\circ 52'$	$30^\circ 50'$

Die Winkel sind übrigens nicht an den Turbinen abgemessen, sondern aus einer Zeichnung berechnet.

Diese im Ganzen 26 verschiedenen Turbinen wurden, wenigstens theilweise, mit drei Einläufen von folgenden Dimensionen untersucht:

A. 3 Canäle mit $a = 5,10, 5,17, 5,27 \text{ mm}$; $b = 17,30, 17,20, 17,10 \text{ mm}$. Gesamtquerschnitt $F = 267,271 \text{ qmm}$; $\alpha = 10^\circ$.

B. 1 Canal mit $a = 15,10$; $b = 17,125$; $F = 258,587 \text{ qmm}$; $\alpha = 30^\circ$.

C. 1 Canal mit $a = 5,25 \text{ mm}$; $b = 49,95 \text{ mm}$; $F = 262,237 \text{ qmm}$; $\alpha = 10^\circ$.

Damit das aus dem Turbinenrade innen austretende Wasser nicht etwa in benachbarte Canäle gelangen und dort Störungen verursachen konnte, liess ich im Inneren des Rades einen Fächer aus radial gestellten Blechstreifen anbringen, von dem das Wasser abgefangen und nach unten abgelenkt wurde, wo es hinreichend Platz fand, um unter dem Rade fortströmen zu können.

Die Versuche mit den Tangentialrädern sind im Wesentlichen in gleicher Weise durchgeführt, wie die vorigen mit den Achsial-Turbinen. Nur habe ich bei weniger verschiedenen Pressungen gearbeitet. Zahlenangaben mache ich weiterhin nur über diejenigen Versuche, die bei dem höchsten mit Sicherheit stets erreichbaren Druck angestellt sind. Da dieser Druck nach einem Quecksilber-Manometer eingestellt

wurde, die einzelnen Einläufe aber nicht genau gleich hoch lagen, so waren die in Rechnung zu bringenden Druckhöhen etwas verschieden, und zwar bei

A	B	C
$H = 34,072 \text{ m}$	$34,074 \text{ m}$	$34,088 \text{ m}$

Der Unterschied ist so gering, dass auf eine etwaige Veränderlichkeit der Widerstände mit dem Drucke keine Rücksicht genommen zu werden braucht, dass vielmehr die Resultate der verschiedenen Einläufe unmittelbar untereinander verglichen werden können.

Zunächst wurde auch der Geschwindigkeitscoefficient der Einläufe bestimmt. Derselbe änderte sich gleichartig, wie bei den Einläufen der Achsial-Turbinen. Nach den gleichen Grundsätzen wie dort interpolirt, ergab sich die Austrittsgeschwindigkeit bei den drei Einläufen zu

A	B	C
$w = 18,914 \text{ m}$	$19,378 \text{ m}$	$21,846 \text{ m}$

Als Brems benutzte ich bei den Tangentialrädern einen selbstregulirenden, wie ich ihn in dieser Zeitschrift 1885, V, 13 beschrieben habe. Die Länge des Bremshebels betrug 340 mm . Die Belastung wurde in Abstufungen von je $0,5 \text{ kg}$ gesteigert. Nur bei den ersten Versuchen bis zu $1,5 \text{ kg}$ habe ich dieselbe um nur je $0,3 \text{ kg}$ zunehmen lassen. In den folgenden Tabellen sind aber die für die halben Kilogramme auf graphischem Wege interpolirten Werthe aufgenommen.

Die Anwendung eines selbstregulirenden Bremses machte eine Hülfe bei den Versuchen entbehrlich. Der Beobachter musste aber nicht nur das Manometer ununterbrochen im Auge behalten, um den Druck möglichst unveränderlich halten zu können, sondern er musste sich auch gelegentlich von der richtigen Stellung des Bremses überzeugen und, wenn nötig, dort nachhelfen. Bei den kleineren und den grössten Belastungen kam aber der Brems oft nur schwer zur Ruhe. Das ist wohl der Grund, warum die Versuchsergebnisse stellenweise etwas unregelmässig verlaufen.

Dazu kommt noch, dass bei den Versuchen verschiedene Beobachter thätig waren. Die Reihen *a* und *b* habe ich selbst untersucht, während die übrigen von meinen jeweiligen Assistenten, allerdings nach meiner Anleitung, erledigt worden sind.

Der Versuch, für diese Tangentialräder den Widerstandcoefficienten ζ nach der oben entwickelten Gleichung (6) zu berechnen, ergab auch keine brauchbaren Ergebnisse. Die eckige Klammer im Nenner des ersten Gliedes blieb für die grössere Anzahl der Bremsbelastungen negativ, so, dass ζ in der Nähe des günstigsten Ganges einen unendlich grossen Wert annahm. Dieses Verhalten von ζ deutet darauf hin, dass, ausser vielleicht bei den kleinsten Geschwindigkeiten, stets ein bedeutenderer Theil des Wassers wieder *am äusseren Umfange austrat*.

Es lässt sich aus den Versuchs-Ergebnissen auch unmittelbar nachweisen, dass das wirklich der Fall war. Bezeichnet *G* das in jeder Secunde in die Turbine gelangende Wassergewicht, G_0 denjenigen Theil desselben, der wieder

Tabelle III.

Tangentialräder V—X. Einlauf A.

Table with columns P (kg), V, and groups VI, VII, VIII, IX, X, each with sub-columns a, b, c, d, e. Rows represent pressure values from 0,0 to 6,0 kg.

Anzahl der Umdrehungen in einer Sekunde.

Table showing the number of revolutions per second for various pressure values from 0,0 to 6,0 kg across different turbine models.

Hydraulischer Wirkungsgrad in Procenten.

Table showing hydraulic efficiency in percent for various pressure values from 0,0 to 6,0 kg across different turbine models.

Tabelle IV.

Tangentialräder V—X. Einlauf B.

Table with columns P (kg), V, and groups VI, VII, VIII, IX, X, each with sub-columns a, b, c. Rows represent pressure values from 0,0 to 6,5 kg.

Anzahl der Umdrehungen in einer Sekunde, n,

Table showing the number of revolutions per second (n) for various pressure values from 0,0 to 6,5 kg across different turbine models.

Hydraulischer Wirkungsgrad, η, in Procenten.

Table showing hydraulic efficiency (η) in percent for various pressure values from 0,0 to 6,5 kg across different turbine models.

Tabelle V. Einfluss des Winkels α₂ bei Turbine VI bis X.

Table showing the influence of angle alpha_2 on turbine performance for models VI to X at various pressure values (0,0 to 5,0 kg).

Tabelle VI.

Einfluss des Winkels α₂ bei Turbine VI bis X und Einlauf A.

Table showing the influence of angle alpha_2 on turbine performance and inlet A for models VI to X, including difference analysis.

aussen austritt, so strömt nur ein Gewicht $G - G_0$ durch das Rad hindurch. Für dieses letztere gilt die frühere Gleichung (4) der Relativbewegung; nur ist hier bei den Tangentialrädern $H_0 = 0$.

Das gibt mit u_2 statt $(r_2/r_1)u_1$:

$$(G - G_0)(1 + \zeta)w_2^2 = (G - G_0)(w^2 - 2wu_1 \cos \alpha + u_2^2). \quad (7)$$

Eine entsprechende Gleichung lässt sich auch für das wieder zurückströmende Gewicht G_0 aufstellen. Für dieses sei die relative Austrittsgeschwindigkeit w_0 , der Widerstandscoefficient ζ_0 ; als Umfangsgeschwindigkeit an der Austrittsseite ist aber hier u_1 einzuführen. Daher erhält man:

$$G_0(1 + \zeta_0)w_0^2 = G_0(w^2 - 2wu_1 \cos \alpha + u_1^2). \quad (8)$$

Dividirt man (7) und (8) mit G und addirt beide Gleichungen, so folgt nach einfacher Umformung:

$$\left(1 - \frac{G_0}{G}\right)(1 + \zeta)w_2^2 + \frac{G_0}{G}(1 + \zeta_0)w_0^2 = (w^2 - 2wu_1 \cos \alpha + u_2^2) + \frac{G_0}{G}(u_1^2 - u_2^2). \quad (9)$$

Da G_0 nicht grösser als G werden kann, so muss die linke Seite dieser Gleichung *positiv* sein. Die rechte Seite ist es folglich auch. Das erste Glied rechts ergibt sich aber bei grossen Geschwindigkeiten negativ, folglich muss G_0/G der Grenzbedingung genügen:

$$\frac{G_0}{G} > \frac{2wu_1 \cos \alpha - w^2 - u_2^2}{u_1^2 - u_2^2}. \quad (10)$$

Ich habe diesen Wert für einige Reihen berechnet und gefunden, dass beim Leergang und den grösseren Geschwindigkeiten $G_0/G > 0,93 - 0,95$ sein muss. Hierbei tritt also jedenfalls *alles* Wasser an der *äusseren* Seite aus dem Rad. Der Grenzwert nimmt mit abnehmender Geschwindigkeit auch ab und wird, soweit ich ihn überhaupt berechnet habe, erst in der Nähe des günstigsten Ganges Null. G_0 selbst besitzt dort aber natürlich noch einen endlichen Wert. Eine rechnerische Untersuchung dieser Verhältnisse habe ich, soweit eine solche möglich ist, in dieser Zeitschrift, 1885, V, 126, durchgeführt und kann also auf dieselbe verweisen.

Die Berechnung der Widerstandscoefficienten ist hiernach für Tangentialräder auch nicht möglich gewesen. Zu brauchbaren Ergebnissen in dieser Richtung kann man jedenfalls nur bei *Radial-Turbinen mit innerer Beaufschlagung* gelangen, weil bei diesen sowohl alles Wasser durch das Rad hindurchströmen muss, ohne umkehren zu können, als auch die Radien r_1 und r_2 vollkommen genau und sicher bekannt sind.

Die Versuche mit den Tangentialrädern gestatten aber doch noch einige weitere Schlüsse auf die Wirkungsweise des Wassers in diesen Turbinen.

Um dieselben herleiten zu können, habe ich auch die Wirkungsgrade berechnet, aber hier die *hydraulischen*, η , da ich bei diesen Turbinen einen grösseren Einfluss der Schaufelform auf die Eigenwiderstände erwartete und mich von denselben unabhängig machen wollte. Die hydraulische Arbeit ergab sich wieder als Summe der Bremsarbeit und der auf Ueberwindung der Eigenwiderstände aufgewendeten Arbeit. Als disponibele Arbeit L_m musste hier, da $H_0 = 0$ ist, nur

$$L_m = \frac{1}{2} M w^2 \dots \dots \dots (11)$$

in Rechnung gebracht werden. Die so gefundenen Werte von η und die zugehörigen secundlichen Umdrehungszahlen n sind (soweit sie sich auf Versuche bei einem Druck von rund 34,1 m beziehen) in den Tabellen III und IV zusammengestellt.

Der Einfluss der einzelnen Grössen auf den Wirkungsgrad muss getrennt besprochen werden.

Einfluss des Winkels α_2 . Hierbei kommen nur die Turbinen VI bis X in Frage, da nur bei diesen α_2 geändert worden ist.

Aus den Tabellen III und IV lässt sich *nicht unmittelbar* erkennen, ob und wie sich η mit α_2 ändert. Die Schwankungen sind dazu weder hinreichend gross noch hinreichend regelmässig. Es ist also nöthig, in irgend welcher Art *Mittelwerthe* zu bilden. Das habe ich auf zwei Wegen versucht.

Einmal habe ich die arithmetischen Mittel der Wirkungsgrade je für die gleiche Bremsbelastung P und denselben Winkel α_2 bei allen fünf Turbinen berechnet. Tabelle V giebt diese Werthe in Procenten. Die eingeklammerten Werthe der letzten Zeile sind die Mittel aus weniger als fünf Werthen, weil einzelne Turbinen bei 5 kg Bremsbelastung nicht mehr gebremst werden konnten.

Bei den kleineren Bremsbelastungen und grösseren Geschwindigkeiten zeigen auch diese Mittelwerthe noch keinerlei gesetzmässigen Verlauf und überhaupt nur sehr geringe Veränderlichkeit. Bei diesen Versuchen ist aber auch entweder gar kein oder doch nur sehr wenig Wasser am inneren Umfang der Turbinen ausgeströmt, so dass der Winkel α_2 gar keinen Einfluss ausüben konnte. Erst bei grösseren Bremsbelastungen und kleineren Geschwindigkeiten beginnt sich eine gesetzmässige Aenderung der Wirkungsgrade zu zeigen, und zwar in dem Sinne, dass beim Einlauf $A\eta$ bis zu dem d entsprechenden Werthe von α_2 ganz entschieden und nicht unbedeutend zunimmt, während es von d bis e ebenso unverkennbar, wenn auch weniger stark, wieder abnimmt. Mit dem Einlauf B zeigt sich bei den grösseren Bremsbelastungen c auch besser als a . Die letzte Zeile entspricht schon sehr kleinen Geschwindigkeiten, bei denen die Bremsung schwieriger und daher weniger sicher war.

Man würde hiernach auf einen günstigsten Werth von α_2 schliessen müssen, der in der Nähe von d mit $\alpha_2 = 25^\circ 52'$, also bei 25° bis 26° zu suchen wäre.

Ich habe noch auf einem zweiten Wege Mittelwerthe zur Erkennung des Einflusses von α_2 gebildet, indem ich bei derselben Turbine und gleicher Bremsbelastung die *Differenzen* je zweier in Tabelle III horizontal nebeneinander stehender Werthe von η berechnet habe. Fallen diese Differenzen in dem Sinne $b-a$, $c-b$, $d-c$, $e-d$ positiv aus, so ist das ein Beweis dafür, dass η mit α_2 gleichzeitig zu- oder abnimmt, und umgekehrt. Dabei kommt es aber auch auf den absoluten Werth dieser Differenzen an. Um zur Ausgleichung der Beobachtungsfehler Mittelwerthe zu erhalten, habe ich diese Differenzen je für alle fünf Turbinen VI bis X zusammengefasst. Das ergab aus Tabelle III die Zusammenstellung in Tabelle VI, in welche aber nur diejenigen Bremsbelastungen aufgenommen sind, bei denen noch alle fünf Turbinen gebremst werden konnten.

Berücksichtigt man alle Bremsbelastungen von $P = 0$ bis $P = 4,5$ kg, so sind nur bei $c-b$ die positiven Differenzen der Anzahl nach im Ueberschuss. Dagegen werden in den drei ersten Fällen die absoluten Werthe dieser Differenzen im Mittel bedeutend grösser, als diejenigen der negativen, so dass die algebraischen Summen aller Differenzen positiv bleiben. Bei den Differenzen $e-d$ treten beide Vorzeichen gleich häufig auf; zwei Differenzen werden gleich Null. Hier sind aber die absoluten Werthe der negativen Differenzen erheblich grösser, so dass die algebraische Summe aller Differenzen das negative Vorzeichen erhält.

Lässt man wegen des äusseren Wasseraustrittes die Versuche mit den kleinsten Bremsbelastungen fort und berücksichtigt nur diejenigen mit $P = 2,0$ bis $4,5$ kg, so sind in den drei ersten Fällen der Zahl nach die positiven Differenzen im Ueberschuss, theilweise sogar bedeutend, bei $e-d$ die negativen. Ihre numerischen Werthe sind aber so beschaffen, dass sich an den Vorzeichen der algebraischen Summen gegen vorhin nichts ändert. Nur verlaufen die Summenwerthe selbst etwas unregelmässiger, wahrscheinlich, weil die ganze Anzahl der berücksichtigten Versuche zu klein geworden ist, um die Beobachtungsfehler noch genügend ausgleichen zu können.

Mit dem Einlauf B , Tabelle IV, sind nicht alle Winkel α_2 untersucht, namentlich fehlen die grösseren Werthe von α_2 . Ich habe daher nur einfach die Anzahl sämmtlicher positiver und negativer Differenzen $b-a$, $c-b$ und, wo b fehlte, $c-a$ gezählt und ihre numerischen Werthe berechnet. Das ergab für:

	$P = 0-5,5 \text{ kg} \quad 2-5,5 \text{ kg}$	
Anzahl der positiven Differenzen	42	34
„ „ negativen „	35	19
„ „ Differenzen Null	3	—
Summe der positiven Differenzen	+ 86,1	+ 78,1
„ „ negativen „	— 84,1	— 57,2
Algebraische Summe aller „	+ 2,0	+ 20,9

Der Winkel α_2 zeigt sich also auch bei dieser Art der Bildung von Mittelwerthen von wesentlich gleichem Einfluss, wie bei der vorigen. Bei B sind die Versuche aber nicht hinreichend weit fortgesetzt worden, um einen günstigsten Werth hervortreten zu lassen.

Dieses Verhalten des Winkels α_2 stimmt im Wesentlichen durchaus mit dem bei den Achsial-Turbinen gefundenen überein, nur dass dort wegen der geringen Anzahl der verschiedenen Werthe von α_2 nicht bestimmt werden konnte, ob α_2 einen günstigsten Werth besitzt und wie gross derselbe etwa ist.

Einfluss des Winkels α_1 . Auch bei dieser Untersuchung soll Turbine V unberücksichtigt bleiben.

Für die übrigen Turbinen muss man wieder in irgend einer Art Mittelwerthe einführen. Dabei kann man hier am einfachsten so vorgehen, dass man zählt, wievielmals bei den einzelnen Turbinen ein Werth von η , grösser als ein beliebig gewählter Grenzwert, vorkommt. Dieser Weg hätte vorhin bei Untersuchung des Einflusses von α_2 nicht zum Ziele geführt, weil sich η mit α_2 viel weniger stark ändert, als mit α_1 .

Die Zählung der Wirkungsgrade, und zwar je für alle Reihen a bis e einer Turbine zusammengenommen, ergibt hier, zunächst für den Einlauf A , Tabelle III, die Anzahl der Werthe von η :

η	bei VI	VII	VIII	IX	X
> 80 0/0	15	8	3	0	0
> 70 0/0	28	24	18	12	0
> 60 0/0	37	32	28	22	15.

Da mit wachsender Nummer der Turbine auch α_1 wächst, so folgt aus dieser Zusammenstellung, dass für Tangentialräder bei $\alpha = 10^\circ (A)$ der Schaufelwinkel α_1 am Eintritt *klein* gemacht werden muss.

Aus Tabelle IV, Einlauf B , sind für diese Zählung nur die bei allen Turbinen untersuchten Columnen a und c berücksichtigt. In diesen kommt η in folgender Zahl vor:

η	bei VI	VII	VIII	IX	X
> 70 0/0	4	8	8	5	0
> 60 0/0	11	13	13	10	8

Hier zeigt sich deutlich ein günstiger Werth für α_1 . Derselbe liegt bei rund $\alpha_1 = 50^\circ$, während beim Einlauf B $\alpha = 30^\circ$ beträgt. Für $\alpha_1 < 50^\circ$ ist die relative Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers gegen den Rücken der Schaufeln gerichtet, was die hydraulischen Widerstände bedeutend vergrössert.

Der Winkel α_1 spielt hiernach bei den Tangentialrädern eine andere Rolle, als bei den Achsial-Turbinen. Dieser Unterschied hängt mit dem Verspritzen des Wassers nach aussen zusammen. Ein grosser Werth von α_1 begünstigt dasselbe. (Schluss folgt.)

Die Bosnabahn.

Eine der eigenartigsten Bahnanlagen der neuern Zeit, die in ihrem Bau und in ihrer Weiterentwicklung aus primitiven Anfängen vielleicht das lehrreichste Beispiel für den Nutzen und die Leistungsfähigkeit der Schmalspur bildet, ist offenbar die Bosnabahn. Unter den denkbar schwierigsten Verhältnissen, zur Kriegszeit und nur für vorübergehende militärische Bedürfnisse gebaut, hat sie sich in der kurzen Zeit von 10 Jahren zu einem den dortigen Bedürfnissen vollkommen entsprechenden und in seiner Art mustergültigen Verkehrsmittel entwickelt.

Die Beamten dieser Bahn haben ihrem ausscheidenden ersten Director und Bauleiter, General Tomaschek, als Zeichen der Verehrung eine Schrift über Bau und Ent-

wicklung dieser Bahn gewidmet, welche uns zwar nicht zur Verfügung steht, die aber Herrn Oberst Knappe Veranlassung zu einem Vortrag im Berliner Verein für Eisenbahnkunde über die ihm auch aus eigener Anschauung bekannte Bahn bot*), welchem wir das Wichtigste entnehmen.

Als Ende Juli 1878 die österreichischen Truppen in Bosnien einmarschirt waren, zeigte sich bald, dass die dortigen sogenannten Weganlagen namentlich in ihrem durch langen Regen aufgeweichten Zustande die Nachführung der nothwendigsten Bedürfnisse einfach zur Unmöglichkeit machten. Die Hunderte von Wagencolonnen blieben vielfach stecken, die Beladung der Wagen musste zur Verpflegung der Führer und Pferde dienen und erreichte die Armee nicht mehr und vielfach kamen die Pferde vor Erschöpfung um. Es wurde also die Herstellung einer „feldmässigen Schlepplahn mit dem einzigen Zweck der Vermittelung des Nachschubes für die Armee für die Dauer einiger Monate“ beschlossen und rasch mit einer Generalunternehmung ein Vertrag abgeschlossen. Man hoffte in zwei Monaten die Linie von Brod an der Save bis durch den Vranducker Engpass, auf eine Länge von 145 km erstellt zu haben. Massgebend war nur dieses Ziel, das „Wie“, die Art des Baues und auch die Grösse der Leistungsfähigkeit der Bahn kamen vorläufig kaum in Betracht, denn *viel besser* als die vorhandenen Strassen war sie auf alle Fälle. Ohne Detailproject und ohne Kostenanschlag wurde gebaut; die Spurweite von 76 cm wurde durch den Zufall bedingt, dass die Unternehmer eben einige Locomotiven dieser Spurweite besaßen.

Trotz dieser bescheidenen Anforderungen konnte der Bau nicht in der vorgesehen kurzen Frist durchgeführt werden, denn vorerst traten, gegen Ende October, unerhörte Regengüsse und Ueberschwemmungen im Savegebiet ein, welche schliesslich auch den Lagerplatz der Unternehmung mit allen Schuppen und Vorräthen unter Wasser setzten. Die Schienen mussten aus dem Wasser herausgefischt und durch ein kleines Nebenflüsschen nach der Station Novoselo geschleppt werden und einen vollen Monat dauerte es, bis wieder ein unmittelbarer Verkehr zwischen den Saveschiffen und der Schlepplahn möglich wurde. Zur Weiterbeförderung des Materials war aber nur die eine, von den Wagenreihen der Heerverpflegung benutzte und durch diese und die langdauernden Regenfälle in ein Kothmeer verwandelte Strasse vorhanden, auf welcher ein mit einem Paar bester Pferde bespannter Wagen eine Last von 7—800 kg im Tag nur 5—6 km weit brachte!

Die gleichzeitig unternommenen Strassenbauten trieben die Arbeitslöhne enorm in die Höhe, einheimische Arbeiter waren nicht zu haben, der Winter stand vor der Thür, kurz die Schwierigkeiten schienen unüberwindlich. Dennoch waren 80 km Ende Januar 1879, 120 km bis Ende März fahrbar und im letzten Drittel des April gelangte man zum 145. km, war aber damit nicht, wie man erwartet hatte, am Ziel angelangt, sondern noch etwa 30 km von demselben entfernt. Erst Anfang Juni war es erreicht und konnte der Betrieb auf der ganzen Strecke Brod-Zenica eröffnet werden. Aber freilich waren die 190 km Bahn, die etwa 1 000 000 m³ Erd- und Felsbewegung nothwendig gemacht, eine Menge Uferschutzbauten und 870 Brücken (worunter 4 grössere) und Durchlässe erfordert hatte, nicht in normalien gemäsem Zustand! Es waren wohl einige Bauregeln festgestellt worden, aber diese hatten nicht inne gehalten werden können. Die Schienen, deren man drei Profile vorausgesehen hatte, von welchen die leichtern in der Ebene und in Geraden, die schwereren auf der Bergstrecke und in den Bogen hätten verwendet werden sollen, lagen in der Reihenfolge ihrer Ankunft von den Werken, und gerade die leichtesten waren auf die Bergstrecke gelangt. Statt der drei Typen waren vielleicht zehne verlegt worden, weil noch ein Dutzend weiterer Werke als beabsichtigt gewesen, hatten zur Lieferung herbeigezogen werden müssen. Sie lagen auf im Saft ge-

*) Abgedruckt im 6. Heft Band XXVI der Annalen für Gewerbe und Bauwesen, herausgegeben von F. C. Glaser.