

**Zeitschrift:** Schweizerische Bauzeitung  
**Herausgeber:** Verlags-AG der akademischen technischen Vereine  
**Band:** 15/16 (1890)  
**Heft:** 16

**Artikel:** Versuche mit Druck-Turbinen  
**Autor:** Fliegner, A.  
**DOI:** <https://doi.org/10.5169/seals-16399>

### **Nutzungsbedingungen**

Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Zeitschriften und ist nicht verantwortlich für deren Inhalte. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern beziehungsweise den externen Rechteinhabern. [Siehe Rechtliche Hinweise.](#)

### **Conditions d'utilisation**

L'ETH Library est le fournisseur des revues numérisées. Elle ne détient aucun droit d'auteur sur les revues et n'est pas responsable de leur contenu. En règle générale, les droits sont détenus par les éditeurs ou les détenteurs de droits externes. [Voir Informations légales.](#)

### **Terms of use**

The ETH Library is the provider of the digitised journals. It does not own any copyrights to the journals and is not responsible for their content. The rights usually lie with the publishers or the external rights holders. [See Legal notice.](#)

**Download PDF:** 14.03.2025

**ETH-Bibliothek Zürich, E-Periodica, <https://www.e-periodica.ch>**

INHALT: Versuche mit Druck-Turbinen. Von Professor A. Fliegner. — Villa zum „Bürgli“ in St. Gallen. Von Arch. A. Hardegger. II. — Neues von der Jungfraubahn. — Miscellanea: Ergebnisse der Probebelastung der Forthbrücke. Cylindrische Radreifen auf flachköpfigen Schienen. Die Ueberwachung eiserner Brücken. „Feuergefährlichkeit

verschiedener Beleuchtungsanlagen. Zur Frage der Reinigung der Abfallwässer. — Concurrenzen: Neues Schulgebäude in Zürich. Baumgartner-Denkmal. — Vereinsnachrichten: Stellenvermittlung.

Hiezu eine Lichtdrucktafel: Erker der Villa zum „Bürgli“ in St. Gallen.

**Versuche mit Druck-Turbinen.**

Von Professor A. Fliegner.

Seit einer längeren Reihe von Jahren habe ich mich mit Versuchen beschäftigt, die eigentlich den Zweck hatten, festzustellen, in welcher Art sich die Canalwiderstände bei Druck-Turbinen mit der Drehungsgeschwindigkeit der letzteren ändern. In dieser Richtung bin ich allerdings bis jetzt noch zu keinen brauchbaren Ergebnissen gelangt. Doch gestatten die gegenwärtig vorliegenden Versuche immerhin, in verschiedenen anderen Richtungen Schlüsse auf die Wirkungsweise des Wassers in solchen Turbinen zu ziehen. Einige dieser Ergebnisse habe ich schon früher veröffentlicht.\*) Die übrigen will ich jetzt hier folgen lassen, trotzdem sie noch lückenhaft sind, da ich die Versuche in absehbarer Zeit kaum werde wieder aufnehmen können. Gleichzeitig will ich auch angeben, warum meine ursprünglichen Bemühungen erfolglos geblieben sind. Vielleicht kann ich damit dem Einen oder Anderen einen Fingerzeig geben, wie er es bei etwaigen ähnlichen Versuchen — nicht machen darf.

Zu den ersten Versuchen hatte ich *Turbinen-Stangen* benützt, das sind nach *v. Reiche's* Benennung Stücke von Kränzen mit unendlich grossem Halbmesser. Dieselben waren auf Rollen gestellt und stützten sich in horizontaler Richtung gegen eine Schnellwaage, so dass also der Wasserdruck auf die Schaufeln unmittelbar gemessen wurde. Aus ihm liess sich dann der gesuchte Widerstandscoefficient berechnen. Die verschiedenen relativen Eintrittsrichtungen des Wassers, welche durch verschiedene Geschwindigkeiten der Turbine hervorgerufen werden, wurden durch entsprechende Neigung des Einlauf-Canals erreicht. Mit jeder Zusammenstellung von Turbinenstange und Einlauf wurden verschiedene Versuche bei je immer grösserem Drucke durchgeführt.

Der berechnete Widerstandscoefficient,  $\zeta$ , zeigte sich in hohem Grade abhängig von der Stellung, welche der Einlauf gegenüber dem obersten Querschnitt des Turbinen-Canals gerade einnahm. Die stärksten Schwankungen von  $\zeta$ , welche ich, allerdings bei nur einer Versuchsreihe, gefunden habe, sind weniger als 12 und mehr als 1300. Wenn sich die Einstellungen der Turbinen-Stange unter dem Einlauf in angenähert gleichen Zwischenräumen gefolgt wären, so wäre es trotzdem möglich gewesen, durch graphische Interpolation einen einigermaßen sicheren Mittelwerth für  $\zeta$  zu finden. In Wirklichkeit machte sich aber die Sache so, dass, wenn bei zunehmendem Druck und in Folge dessen fortrückender Turbinen-Stange die untere Seite des Wasserstrahles die nächste Schaufel zu fassen begann und kräftiger wirken konnte, die Stange ein unverhältnissmässig grosses Stück vorgeschoben wurde. Der Einlauf konnte also gewisse Stellungen gegenüber dem Turbinen-Canal gar nicht einnehmen. Eine graphische Interpolation wäre daher zu unsicher gewesen, und ich habe in Folge dessen auf eine weitere Verwerthung dieser Versuche ganz verzichtet.

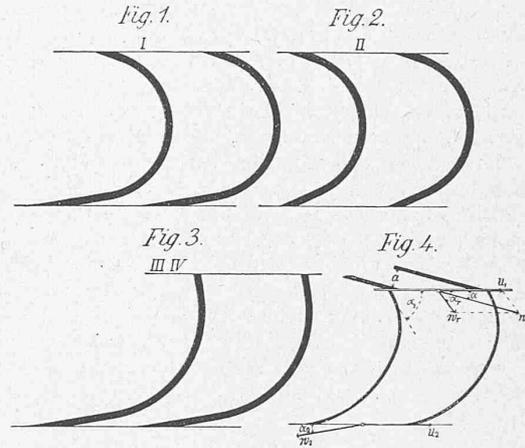
Dieser Misserfolg mit Turbinen-Stangen veranlasste mich, weiterhin eigentliche Turbinen zu verwenden, und zwar habe ich bis jetzt Achsial-Turbinen und Tangentialräder untersucht.

**§. 1. Versuche mit Achsial-Turbinen.**

Die bei diesen Versuchen benutzten Turbinen habe ich zwar schon bei einer früheren Gelegenheit beschrieben.

\*) „Ueber den Einfluss der Luftlöcher bei Girard-Turbinen“, Eisenbahn 1882, XVII, 9 und „Beiträge zur Theorie der Turbinen, 2. die Bewegung des Wassers durch die Canäle einer Druck-Turbine“, Schweizerische Bauzeitung, 1885, V, 126.

Der Vollständigkeit wegen gebe ich aber doch in Fig. 1 bis 3 die Zeichnung der Schaufelung derselben noch einmal und wiederhole auch die Angabe der sonstigen wichtigen Dimensionen.



Alle Turbinen hatten einen mittleren Kranz-Halbmesser von  $r = 140 \text{ mm}$ , eine radiale Kranzbreite am Eintritt von  $b_1 = 30 \text{ mm}$ , am Austritt von  $b_2 = 66 \text{ mm}$ , die Kranzhöhe betrug  $H_0 = 45 \text{ mm}$ . Die Schaufeln, 28 an der Zahl, waren auf dem grössten Theil ihrer Länge nach einem Kreisbogen gekrümmt; an beiden Enden schloss sich an diese Krümmung je ein kurzes gerades Stück an. Die Schaufel-Winkel waren, siehe Figur 4, bei Turbine

Nr. I	$\alpha_1 = 20^\circ$	$\alpha_2 = 10^\circ$
„ II	$\alpha_1 = 20^\circ$	$\alpha_2 = 25^\circ$
„ III und IV	$\alpha_1 = 80^\circ$	$\alpha_2 = 10^\circ$ .

I bis III hatten in gewöhnlicher Weise geformte Schaufeln, die also windschiefe Regelflächen bildeten. Die Schaufeln von IV waren dagegen Cylinderflächen, deren Erzeugende an der Austrittsseite radial stand. Die beiden benutzten Einläufe, mit A und B bezeichnet, hatten genau prismatische Canäle mit folgenden Dimensionen (s. Fig. 4, b bedeutet die zur Zeichnungsebene senkrechte, also hier radiale, Breite):

A: zwei Canäle mit  $a = 4,75$  und  $4,95 \text{ mm}$ ;  $b = 20,80$  und  $20,65 \text{ mm}$ ; Gesamtquerschnitt  $F = 201,0175 \text{ qmm}$ ; Winkel  $\alpha = 10^\circ$ .

B: zwei Canäle mit je  $a = 5,00 \text{ mm}$ ;  $b = 20,05 \text{ mm}$ ; Gesamtquerschnitt  $F = 200,500 \text{ qmm}$ ; Winkel  $\alpha = 30^\circ$ .

Die Turbinen waren mit verticaler Achse aufgestellt. Der Gang der Versuche und ihrer Berechnung war folgender:

Zunächst wurde durch Druckbeobachtung und Wassermessung mittels eines Aichkastens der Geschwindigkeitscoefficient  $\varphi$  der Einläufe bestimmt. Derselbe nahm mit wachsendem Drucke anfangs zu, später dagegen wieder ab. In der Nähe des Maximums änderte er sich nur sehr langsam. Die spätere Abnahme von  $\varphi$  hat ihren Grund darin, dass bei höheren Pressungen ein Theil der vom Wasser absorbirten Luft frei wird. Durch die Mündungsebene bewegt sich daher ein Gemenge von Wasser und Luft mit einem kleineren specifischen Gewicht, während letzteres bei Berechnung von  $\varphi$  constant gleich 1000 angenommen wurde. Da es nicht möglich ist, anzugeben, wie viel frei gewordene Luft das Wasser in der Mündungsebene beigemischt enthält, so habe ich bei den höheren Pressungen  $\varphi$  constant gleich ungefähr seinem Maximalwerth in Rechnung gebracht. Die weiterhin mitgetheilten Versuche sind meistens bei einem Wasserdruck von  $31,3 \text{ m}$  angestellt. Für diesen er-

gab sich die Ausflussgeschwindigkeit  $w$  aus den Canälen des Einlaufes zu:

$$A: w = 18,098 \text{ m}; \quad B: w = 17,689 \text{ m}.$$

Die dieser Geschwindigkeit entsprechende angehäuften Arbeit ist für die Turbine verfügbar. Ausserdem sinkt das Wasser in letzterer um die Radhöhe  $H_0$ . Bezeichnet  $M$  die in einer Secunde ausgeströmte Wassermasse, die bei den Versuchen mit den Turbinen auch in einem Aichkasten gemessen wurde, so folgt als *disponibele Arbeit*:

$$L_m = \frac{1}{2} M (w^2 + 2 g H_0) \text{ m.kg/Secd.} \quad (1)$$

Als weitere Vorversuche musste ich noch die Eigenwiderstände der Turbinen in Function der Umdrehungszahl bestimmen (s. „Eisenbahn“ 1882. XVII. 10).

Die Turbinen wurden bei den Hauptversuchen mittels einer von Hand regulirten Backenbremse gebremst. Die Länge des Bremshebels betrug 260 mm. Seine Belastung  $P$  wurde bei den kleineren Pressungen in Abstufungen von je 0,2 kg, bei den grösseren von je 0,4 kg gesteigert.

Um die Formeln in allgemeinerer Gestalt zu erhalten, sollen zunächst die Radhalbmesser und Umfangsgeschwindigkeiten für die Ein- und Austrittsseite verschieden eingeführt werden, und zwar mit  $r_1, u_1$ , beziehungsweise  $r_2, u_2$ . Bezeichnet ferner  $R$  sämmtliche vom Wasser überwindene und auf den Abstand  $r_1$  von der Drehachse bezogene Widerstände, Bremsbelastung und Eigenwiderstände zusammengekommen, so berechnet sich die verrichtete *hydraulische Arbeit* zu

$$L = R u \text{ m.kg/Secd.} \quad (2)$$

Der gesuchte Widerstandcoefficient  $\zeta$  für die Turbinen-canäle lässt sich nun auf folgendem Wege herleiten:

Da in den Canälen einer richtig construirten Druckturbine eine Aenderung des hydraulischen Druckes nicht auftritt, so nimmt die bekannte Gleichung für die Relativbewegung des Wassers durch gleichförmig rotirende Canäle in diesem Falle die einfachere Gestalt an:

$$(1 + \zeta) w_2^2 = w_r^2 + 2 g H_0 + \left[ \left( \frac{r_2}{r_1} \right)^2 - 1 \right] u_1^2 \quad (3)$$

Hierin ist  $w_r$  die relative Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers in das Rad, also nach Fig. 4  $w_r^2 = w^2 + u_1^2 - 2 w u_1 \cos \alpha$ . Setzt man diesen Werth in (3) ein, so folgt:

$$(1 + \zeta) w_2^2 = w^2 - 2 w u_1 \cos \alpha + 2 g H_0 + \left( \frac{r_2}{r_1} \right)^2 u_1^2 \quad (4)$$

Die hydraulische Arbeit lässt sich auch darstellen als die Differenz der disponibelen Arbeit  $L_m$ , vermindert um die Arbeitsverluste im Turbinenrade. Letztere sind, in m.kg/Secd.: die Canalreibung mit  $\frac{1}{2} M \zeta w_2^2$  und die absolute Austrittsgeschwindigkeit aus dem Rade mit  $\frac{1}{2} M (w_2^2 + u_2^2 - 2 w_2 u_2 \cos \alpha_2)$ . In  $\zeta$  sind dabei alle Widerstände im Turbinen canal zusammengefasst. Hiermit und mit (1) wird

$$L = \frac{1}{2} M \left[ w^2 + 2 g H_0 - (1 + \zeta) w_2^2 - \left( \frac{r_2}{r_1} \right)^2 u_1^2 + 2 \frac{r_2}{r_1} w_2 u_1 \cos \alpha \right].$$

Führt man hier  $(1 + \zeta) w_2^2$  aus (4) ein, so folgt:

$$L = M u_1 \left[ w \cos \alpha + \left( \frac{r_2}{r_1} \right) w_2 \cos \alpha_2 - \left( \frac{r_2}{r_1} \right)^2 u_1 \right]. \quad (5)$$

Setzt man diesen Werth für  $L$  dem in (2) gefundenen gleich, so fällt  $u_1$  fort, und man erhält eine Gleichung mit der einzigen Unbekannten  $w_2$ . Drückt man  $w_2$  aus derselben aus und führt diesen Werth in (4) ein, so ergibt sich zur Berechnung von  $\zeta$  die Gleichung:

$$\zeta = \frac{w^2 - 2 w u_1 \cos \alpha + 2 g H_0 + \left( \frac{r_2}{r_1} \right)^2 u_1^2}{\left[ \left( \frac{R}{M} - w \cos \alpha \right) \left( \frac{r_1}{r_2} \right) + \left( \frac{r_2}{r_1} \right) u_1 \right]^2} \cos^2 \alpha_2 - 1. \quad (6)$$

Bei Untersuchungen über Achsial-Turbinen wird ganz allgemein  $r_1 = r_2$  gesetzt, namentlich, wenn sich, wie bei den vorliegenden, der Kranz nach der Austrittsseite hin symmetrisch erweitert. Ich hatte daher  $\zeta$  auch zunächst unter dieser Annahme berechnet. Dabei zeigte sich aber, dass der Ausdruck in der eckigen Klammer im Nenner bei den kleinsten Bremsbelastungen und grössten Geschwindigkeiten *negativ* wurde, weiterhin dagegen positiv.  $\zeta$  ging daher, allerdings immer positiv bleibend, durch das Unend-

liche hindurch. Einen solchen Werth kann  $\zeta$  aber natürlich in Wirklichkeit nicht annehmen. Dieser Verlauf deutet vielmehr darauf hin, dass der Wasserstrahl, der Richtung des Einlauf-Canals folgend, sich immer mehr von der Rotationsachse entfernt, so dass seine Mitte das Rad in einem Abstände  $r_2 > r_1$  verlässt. Bei den grösseren Geschwindigkeiten der Turbine legt sich der Strahl jedenfalls schliesslich ziemlich vollständig an den äusseren Kranz an, so dass  $r_2$  angenähert gleich  $r_1 + \frac{1}{2} b_2$  sein wird, hier also  $r_2 = 173 \text{ mm}$ . Bei kleineren Geschwindigkeiten wird der Strahl in seiner absoluten Bewegung rascher abgelenkt, so dass er sich nicht so weit von der Rotationsachse entfernen kann. Es muss sogar eine bestimmte Geschwindigkeit geben, bei welcher  $r_2 = r_1$  wird. Geht die Turbine noch langsamer, so wird der Strahl nach rückwärts zu abgelenkt und  $r_2$  wächst wieder. Aus den Versuchen lässt sich aber der wirkliche Werth von  $r_2$  nicht berechnen.

Bei den kleineren Geschwindigkeiten ist der Einfluss von  $r_2$  auf  $\zeta$  geringer. Ich habe daher alle Versuche unter der Annahme durchgerechnet, dass das Wasser stets am äusseren Kranz austrete, dass also immer  $r_2 = 173 \text{ mm}$  gesetzt werden dürfe. Da diese Annahme den wirklichen Verhältnissen aber doch nicht entspricht, so unterlasse ich eine ausführlichere Mittheilung der gefundenen Werthe von  $\zeta$ . Doch muss ich die wesentlichen Ergebnisse kurz besprechen.

Wenn, wie bei den Turbinen I und II mit dem Einlauf B, der Strahl stets relativ gegen den Rücken der Schaufeln trifft, so nimmt  $\zeta$  mit abnehmender Geschwindigkeit auch ununterbrochen ab. In den übrigen Fällen hat dagegen  $\zeta$  ein Minimum, welches in der Nähe der halben Leergang-Geschwindigkeit liegt. In Tabelle I sind diese Minimalwerthe für einige der untersuchten Pressungen angegeben. Sie sind übrigens in keiner Weise ausgeglichen, sondern ich habe einfach je den kleinsten Werth, so wie er sich aus der Rechnung ergeben hatte, unmittelbar in die Tabelle aufgenommen.

Tabelle I.  
Minimalwerthe von  $\zeta$  für die Achsialturbinen I-IV.

Turbine	Einlauf	Druck in Metern Wassersäule:			
		31,3	23,1	14,9	7,0
I	A	0,89	1,54	2,29	2,98
II	A	0,52	0,77	1,26	1,53
III	A	0,64	1,05	1,55	1,83
IV	A	0,64	0,92	1,38	1,62
IV	B	0,34	0,49	0,90	1,07

Aus dieser Zusammenstellung lassen sich einige Folgerungen über den Verlauf von  $\zeta$  ziehen.

Zunächst zeigt sich eine entschiedene Zunahme von  $\zeta$  bei Abnahme des Druckes, eine Eigenschaft, welche dieser Widerstandcoefficient mit den übrigen hydraulischen Widerstandcoefficienten gemein hat.

Von bedeutendem Einfluss auf  $\zeta$  sind die Winkel. Die ungünstigsten Werthe ergaben sich in dieser Richtung bei I, A. II, A mit um  $15^\circ$  grösserem Austrittswinkel  $\alpha_2$  ist ganz bedeutend günstiger,  $\zeta$  sinkt im Mittel auf fast die Hälfte der vorigen Werthe. Zwischen beiden Zusammenstellungen, aber nur wenig schlechter als die letzte stehen III und IV, A. Dass IV besser scheint, als III, liegt jedenfalls daran, dass bei IV in Folge der cylindrischen Schaufelform das Wasser von Anfang an mehr nach einwärts gedrängt wird, also in einem kleineren Abstand  $r_2$  austritt, als der Rechnung zu Grunde gelegt wurde. Die weitaus kleinsten Werthe von  $\zeta$  finden sich jedoch bei IV, B. Alle Werthe von  $\zeta$  sind aber grösser, als man gewöhnlich annimmt.

Einen diesem Verhalten von  $\zeta$  im Wesentlichen entsprechenden Verlauf zeigt auch der *effective* Wirkungsgrad  $\eta_0$ , der für einen Druck von 31,3 m in Tabelle II angegeben ist, und zwar in Procenten. Die Columnen  $n$  enthalten die zugehörige Anzahl von Umdrehungen in einer

Secunde. In der ersten Columnne ist unter *P* die Belastung des Bremshebels in *kg* aufgenommen.

Tabelle II. Achsial-Turbinen, I—IV.

<i>P</i> <i>kg</i>	Einlauf A.								Einlauf B.							
	I		II		III		IV		I		II		IV			
	<i>n</i>	$\eta_e$	<i>n</i>	$\eta_e$	<i>n</i>	$\eta_e$	<i>n</i>	$\eta_e$	<i>n</i>	$\eta_e$	<i>n</i>	$\eta_e$	<i>n</i>	$\eta_e$		
0,0	17,83	0	17,69	0	20,48	0	20,66	0	14,12	0	14,45	0	22,00	0		
0,4	16,18	19,5	16,22	19,5	19,55	23,5	19,07	22,9	11,99	17,6	13,03	17,9	20,05	26,1		
0,8	14,73	35,6	15,02	36,2	17,30	41,6	17,41	41,8	10,25	29,9	11,59	31,6	18,10	47,2		
1,2	13,49	48,8	13,83	49,9	15,68	56,6	15,74	56,6	8,12	35,5	10,23	41,7	16,27	63,6		
1,6	12,41	58,8	12,80	61,7	14,04	67,5	14,15	67,9	6,84	39,4	8,81	47,9	14,39	75,1		
2,0	11,22	67,5	11,63	70,1	12,46	74,9	12,49	75,0	5,55	39,8	7,58	51,4	12,45	81,2		
2,4	10,12	73,0	10,53	76,1	10,90	78,6	10,92	78,7	4,55	38,8	6,56	52,8	10,30	80,6		
2,8	8,89	74,9	9,33	78,6	9,22	77,5	9,23	77,8	3,64	36,0	5,50	51,6	8,46	77,2		
3,2	7,60	73,2	7,99	77,0	7,49	72,1	7,59	72,9	—	—	4,50	48,3	6,87	71,7		
3,6	6,16	66,7	6,59	70,9	5,90	63,9	5,86	63,5	—	—	—	—	4,99	58,6		
4,0	4,65	56,0	4,97	59,8	4,30	51,7	3,97	47,7	—	—	—	—	3,24	42,3		
4,4	3,12	41,3	3,51	46,1	3,10	41,0	2,12	28,0	—	—	—	—	—	—		

Beim Einlauf *A* ist Turbine I entschieden die ungünstigste. II bis IV haben ungefähr den gleichen günstigsten Wirkungsgrad, nur ist die zugehörige Geschwindigkeit bei II kleiner. III und IV stimmen mit Ausnahme der kleinsten Geschwindigkeiten fast vollkommen unter sich überein. Die schliesslichen Abweichungen haben ihren Grund wahrscheinlich in der dort grösseren Schwierigkeit des Bremsens.

Der Einlauf *B* gibt mit Turbine I und II sehr schlechte Wirkungsgrade, weil das Wasser auf den Rücken der Schaufeln trifft und daher mehr in den Canälen umhergeworfen wird. Immerhin zeigt sich aber II, *B* erheblich günstiger, als I, *B*. Von allen untersuchten Fällen ist aber auch mit Rücksicht auf den Wirkungsgrad IV, *B* der beste, nur liessen sich bei ihm keine so grossen Bremsbelastungen erreichen, als bei *A*.

Aus diesem Verlaufe von  $\zeta$  und  $\eta_e$  muss man den Schluss ziehen, dass bei den achsialen Druck-Turbinen keiner der drei Winkel  $\alpha$ ,  $\alpha_1$  und  $\alpha_2$  zu klein werden darf. Eine Vergrösserung eines jeden derselben hat, wenigstens innerhalb der untersuchten Grenzen, eine Verkleinerung von  $\zeta$  und eine Vergrösserung von  $\eta_e$  zur Folge. Nur müssen  $\alpha$  und  $\alpha_1$  gegenseitig so gewählt werden, dass das Wasser nicht gegen den Rücken der Schaufeln trifft.

Was übrigens die gefundene Abhängigkeit des Wirkungsgrades von den Winkeln  $\alpha_1$  und  $\alpha_2$  anbetrifft, so hätte ich dieselbe schon aus der früher in der „Eisenbahn“ 1882, XVII, 11 mitgetheilten Tabelle nachweisen können. Ich habe es damals noch unterlassen, weil ich erst weiteres Versuchsmaterial sammeln wollte. Dazu mussten die Winkel in kleineren Zwischenräumen geändert werden. Da ausserdem bei Achsial-Turbinen die Unkenntniss des Austrittsradius  $r_2$  Schwierigkeiten bereitet hätte, so entschloss ich mich, zu den weiteren Versuchen Radial-Turbinen zu verwenden. Und zwar wählte ich Tangentialräder, weil sich der Apparat bequemer auf solche umändern liess, als auf radiale Turbinen mit innerer Beaufschlagung. (Forts. folgt.)

### Villa zum „Bürgli“ in St. Gallen.

Architekt: A. Hardegger.  
(Mit einer Lichtdruck-Tafel).

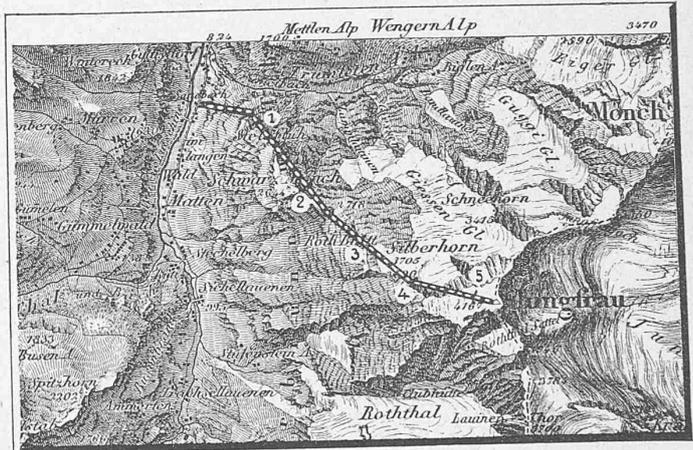
#### II.

Dem unter obigem Titel in unserer letzten Nummer erschienenen Artikel lassen wir heute eine Detail-Ansicht der Erkerpartie dieses Villenbaues folgen.

### Neues von der Jungfraubahn.

In erster Linie führen wir unsern Lesern Situation und Längenprofil des Trautweiler'schen Jungfraubahnprojectes vor. Weitere Erklärungen haben wir nicht beizufügen, da die Leser der Bauzeitung eine ausführliche Beschreibung der Anlage schon in Nr. 25 des letzten vierzehnten Bandes gefunden haben. Wir wollen nur bemerken, dass die mit 1 bis 5 bezeichneten Stellen im Situationsplan die Enden der einzelnen Seilbahnstrecken, also die Umsteige- und Aussichtsstellen angeben. Im Längenprofil sind die von 33% bis 98% wechselnden Steigungen eingeschrieben, wie auch die zwischen 1380 und 1880 m wechselnde Länge der einzelnen Strecken. In die nämliche Figur ist aber auch das fünf

Situation.

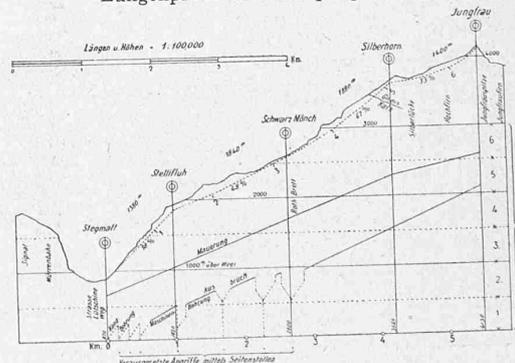


1:100000



Bearbeitet nach der Dufour-Karte mit Bewilligung des eidgen. topographischen Bureau's.

### Längenprofil und Bauprogramm.



Jahre umfassende Bauprogramm eingetragen. Wir entnehmen über dasselbe einer brieflichen Mittheilung des Herrn Trautweiler die folgenden Stellen:

„Es ist vorausgesetzt, dass der Bau im April beginne mit Stollenangriffen bei vier von der Thalsole aus leicht zugänglichen Punkten. Während des Vortreibens dieser Stellen mittelst Handbohrung würden die Installationen für die Maschinenbohrung eingerichtet und Drahtseil-Hochbahnen an verschiedene Punkte des Nordabhanges des Schwarz-Mönch erstellt, um die Materialzufuhr zu den dort vorgesehenen seitlichen Angriffen bewerkstelligen zu können. Es ist ferner vorausgesetzt, dass am 1. October mit der Maschinenbohrung begonnen werden könne. Während des Winters würde die Handbohrung eingestellt. Für die Handbohrung ist ein mittlerer täglicher Fortschritt von 1,20 m, für die Maschinenbohrung ein solcher von 3,50 m angenommen. Das Gestein ist auf  $\frac{3}{4}$  der ganzen Länge sehr günstiger, standfester, aber leicht zu bearbeitender Kalk.