

Zeitschrift: Die Eisenbahn = Le chemin de fer
Herausgeber: A. Waldner
Band: 16/17 (1882)
Heft: 2

Artikel: Ueber den Einfluss der Luftlöcher bei Girard-Turbinen
Autor: Fliegner, Albert
DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-10278>

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: 21.12.2024

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

werden. Andere suchten die neuen Uebelstände zu beseitigen durch Verschiebung der Längsaxe aus der Mitte des Gebäudes, wie Kayser und von Grossheim; noch andere aber suchten die Lösung in der Mitte. So ist ein sonst sehr tüchtiges Project da, in welchem Foyer und Saal so in die Längsaxe gelegt sind, dass die Queraxe mitten zwischen ihnen durchgeht. Beide Säle sind durchaus analog über das Gebäude hinausgeführt und über dasselbe erheben sich zwei Kuppeln, die mit einer Art Brücke verbunden sind.

So geschickt in mancher Hinsicht diese Lösung durchgeführt worden ist, so muss sie doch wohl als ein künstlerischer Irrthum bezeichnet werden.

Eine weitere Schwierigkeit, welche die Durchführung der Längs- als Hauptaxe im Gefolge hatte, lag darin, dass es unmöglich war, Foyer und Saal in dieselbe zu legen und doch Restauration und Lesesaal symmetrisch zur Queraxe an den Königsplatz, die für sie am vorzüglichsten geeignete Stelle, so zu legen, dass nicht die Rechte, beziehungsweise die Linke, in der Benutzung dieser Räume ungünstiger situirt war, als ihre Collegen der andern Partei. — In Folge dessen wurde denn auch die Längsaxe meistens gebrochen und der Zutritt in den Saal auf der Queraxe gewonnen.

sitzungssaal nothwendig werdende Vestibul durch zwei ebensolche seitlich des Saales zu ersetzen, wodurch sie dann für einen monumentalen Aufgang genügend Platz erhielten. In einer Anzahl von solchen Projecten ist auch von Anfang an das Foyer hinter den Sitzungssaal gelegt, nämlich so, dass zwischen ihm und dem Haupteingang sammt Treppe der Sitzungssaal liegt.

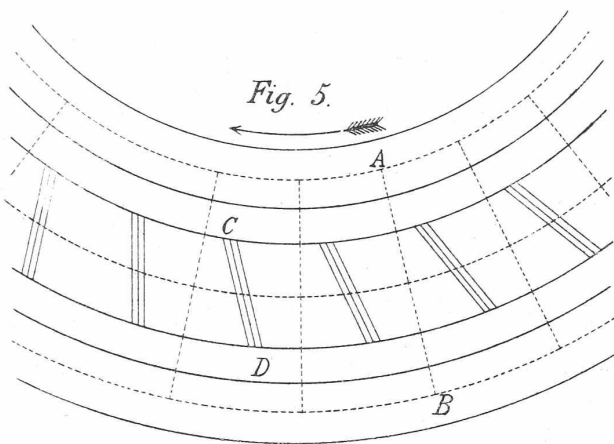
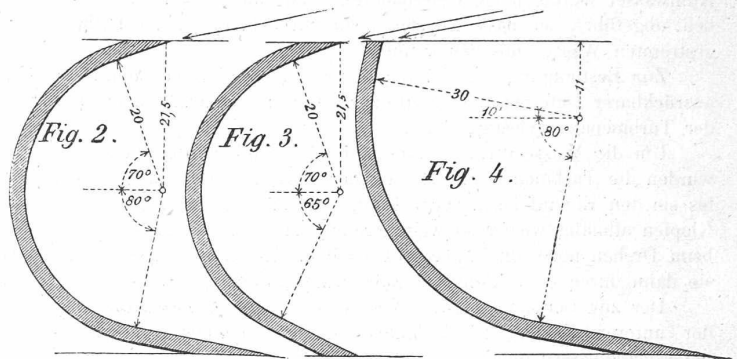
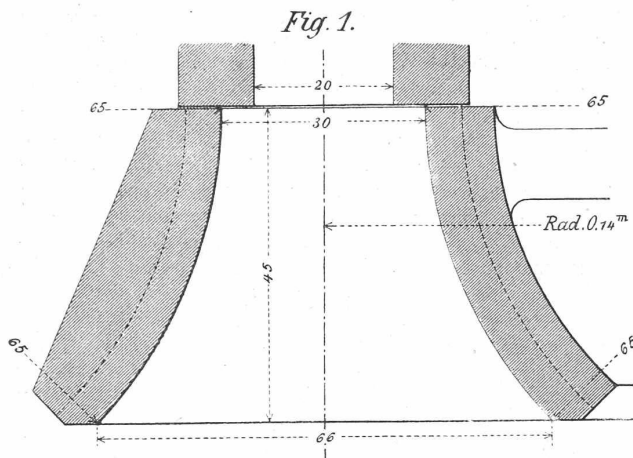
(Fortsetzung folgt.)

Ueber den Einfluss der Luftlöcher bei Girard-Turbinen.

Von Albert Fliegner,

Professor der theoret. Maschinenlehre am eidg. Polytechnikum.

Im Verlaufe einer noch nicht abgeschlossenen Versuchsreihe zur Bestimmung der Widerstände, welche das Wasser bei seiner Bewegung längs den Schaufeln einer Partial-Turbine zu überwinden hat, war es mir möglich, die Frage nach dem Nutzen der Luft-



Wurde aber die Queraxe als Hauptaxe durchgeführt, so hatte man in erster Linie mit der zu geringen Tiefe des Bauplatzes zu kämpfen. Nur von wenigen Concurrenten wurde in diesem Falle der Haupteingang nach der Sommerstrasse gelegt. War dies an und für sich vielleicht ein verzeihlicher Irrthum, so waren doch jedenfalls die nun auftauchenden Schwierigkeiten nahezu unlösbar, da der Raum für ein Vestibul unten und ein eben solches oben mit der Treppe in der Mitte nur dadurch gewonnen werden konnte, dass der Saal gegen den Königsplatz hin verschoben wurde, während es von Anfang wünschenswerth erscheinen musste, wenn überhaupt der Saal aus der langen Axe herausgeschoben werden sollte, dass dies in der Richtung nach der Sommerstrasse hin geschehe, wo nur nahe Standpunkte für den äusseren Anblick einnehmbar sind. Wurde aber die centrale Lage des Saales beibehalten, so ergaben sich für die Haupttreppe unannehmbar kleine Dimensionen. Eine Anzahl von Concurrenten hat mit Glück versucht, das in diesem Falle vor dem Haupt-

löcher in den Wandungen der Girard-Turbinen einer experimentellen Untersuchung zu unterziehen.

Die Versuche sind mit vier kleinen Axial-Turbinen angestellt, deren mittlerer Durchmesser 280 mm beträgt. Alle haben einerlei Kranzquerschnitt, den Fig. 1 in natürlicher Grösse zeigt. In Fig. 2 bis 4 sind die mittleren Schaufelcurven abgewickelt. Fig. 2 gilt dabei für die weiterhin mit Nr. I bezeichnete Turbine, Fig. 3 für Nr. II, Fig. 4 endlich für Nr. III und IV. Die Schaufeln der Turbinen I, II und III sind in gewöhnlicher Weise geformt, d. h. als windschiefe Flächen mit geradlinigen Erzeugenden, welche letzteren durch die aufgewickelte Curve gehen und zugleich die Rotationsaxe der Turbine stets, und zwar senkrecht, schneiden. Die Turbine IV hat dagegen *cylindrische* Schaufeln, deren Erzeugende also alle unter sich parallel sind. Ihre Richtung ist durch die unterste Erzeugende bestimmt, welche ihrerseits *radial* angenommen wurde, wie *AB* in der in halber natürlicher Grösse gezeichneten Fig. 5. Dadurch erhält die Schaufel an der Eintrittsseite des Wassers eine *schräge* Lage, *CD* in Fig. 5. Der zugehörige Drehungssinn der Turbine ist durch den Pfeil angedeutet. Die *Anzahl* der Schaufeln ist je 28.

In den Fig. 1 bis 4 sind die Maasse eingetragen, so weit sie für die folgende Mittheilung Bedeutung haben. Aus denselben ist ersichtlich, dass die Schaufelcurven an beiden Enden je ein kurzes Stück *geradlinig* gemacht wurden. Es ist das geschehen, damit die Winkel um so sicherer eingehalten werden konnten. Eine nachträgliche Messung der Winkel habe ich allerdings, als doch zu unsicher, nicht vorgenommen. Ich glaube mich auf die Genauigkeit der Ausführung um so mehr verlassen zu können, als der Fabrik der Herren *Escher, Wyss & Co.* in *Zürich*, welche die Herstellung der Modelle, den Guss und die weitere Bearbeitung der Rädchen übernommen hatte, möglichste Sorgfalt noch ganz besonders anempfohlen worden war.

Der *Einlauf* war wesentlich anders construirt als bei gewöhnlichen Turbinen. Zu der in erster Linie mit den Versuchen beab-

sichtigten Ermittlung der Widerstände musste nämlich der Querschnitt der Leitcanäle möglichst genau bestimmt werden. Bei der gebräuchlichen Anordnung dieser Canäle sind die Wandungen an der Austrittsstelle aber nicht parallel und das macht eine genaue Rechnung unmöglich. Ich habe daher die Einlaufcanäle *rechteckig prismatisch* herstellen lassen. Leider konnte ich mit Rücksicht auf die mir verfügbaren Aichgefässe nur *zwei* solche Canäle anwenden. Dieselben sind sorgfältig gehobelt. Ihre Axe tangirt den mittleren Cylindermantel des Laufrades. Die Canäle haben eine radiale Breite von zwischen 20 und 21 mm, und normal dazu 4,75 und 5 mm Lichtweite. Der Winkel, welchen die Canalaxen mit der Richtung der Turbinenaxe einschliessen, beträgt 80°. Der Einlauf ist in Fig. 1 angedeutet, in Fig. 2 bis 4 wenigstens die Richtung der Canalaxe.

Auf der Turbinenaxe befand sich eine Bremscheibe aufgekeilt. Der Bremshebel, dessen Länge 260 mm beträgt, war am Ende mit einem concentrischen Bogen versehen, auf welchem sich die Schnur abwickelte, die, nachdem sie über eine sehr leicht drehbare Rolle geführt war, eine Schale zur Aufnahme der Bremsbelastung trug. Um seitliche Pressungen auf die Turbinenaxe durch diese Belastung zu verhindern, war in der Mitte des Bremses eine zweite Schnur befestigt, welche, im entgegengesetzten Sinne fortgeleitet, je gleich stark belastet wurde, wie der Brems. Das für den Brems nöthige Kühlwasser wurde in einer besonderen Schale aufgefangen und seitlich abgeführt, so dass es sich nicht mit dem durch die Turbine geströmten Wasser mischen konnte.

Zur Bestimmung der Umdrehungszahlen der Turbine diente ein ausdrückbarer Differential-Tourenzähler, dessen Schnecke oben auf der Turbinenaxe befestigt war.

Um die Wasserverluste am Spalt möglichst herunterzuziehen, wurden die Turbinen zunächst an der Axe in die Höhe gehoben, bis sie den Einlauf berührten. Dann wurden sie durch schwaches Klopfen allmählig wieder so weit gesenkt, dass sie gerade aufhörten, beim Drehen noch am Einlauf zu streifen. In dieser Lage wurden sie dann durch eine Klemmschraube festgehalten.

Der zur Berechnung der Versuche nöthige Wasserdruck über der unteren Ebene des Einlaufes wurde mit offenen Quecksilbergfässmanometern gemessen. Anfänglich hatte ich dabei die Hähne am hydraulischen Apparat jedesmal fest eingestellt und notirte die Schwankungen des Druckes, um das Mittel zwischen den beobachteten Grenzwerten als mittleren constanten Druck für den Versuch einzuführen. Später habe ich zur Erleichterung der Nachrechnung möglichst constanten Druck im Apparat zu erhalten gesucht und zwar durch ununterbrochenes Einstellen an den Hähnen. Vollkommene Constanz ist bei den bedeutenden Schwankungen in der städtischen Leitung nicht erreichbar.

Die Versuche wurden nun in der Art durchgeführt, dass zunächst alle Turbinen mit *offenen* Luftlöchern bei verschiedenen Pressungen und Bremsbelastungen gebremst wurden. Dann wurden alle Luftlöcher in den inneren und äusseren Wandungen mit Glaserkitt geschlossen und die Versuche wiederholt. Zur Abkürzung der Bezeichnung ist weiterhin bei offenen Luftlöchern der Nummer der Turbine ein *o*, bei geschlossenen ein *z* als Index beigefügt.

Als Vorversuch wurden für jede Turbine die *Eigenwiderstände* bestimmt. Zu diesem Zwecke wurde die Turbine mittelst einer über die Bremscheibe gelegten Schnur in rasche Umdrehung versetzt. War eine Geschwindigkeit von 20 bis 25 Umdrehungen in der Secunde erreicht, so wurde die Schnur durchgeschnitten und die Turbine sich selbst überlassen. Mit dem Tourenzähler wurde auf electrischem Wege die Zeit für je 50 Umdrehungen auf einer Schreibuhr notirt, bis die Turbine still stehen blieb. Auf graphischem Wege ging dann zunächst der zurückgelegte Drehwinkel in Function der Zeit aufzutragen und daraus die Winkelacceleration zu bestimmen. Aus Pendelversuchen mit der Turbine ging ferner das Trägheitsmoment derselben zu berechnen und damit endlich das Moment des Eigenwiderstandes. Dieses Moment nahm mit wachsender Geschwindigkeit anfangs ab, erreichte bei etwa 1 bis 2 Umdrehungen in der Secunde ein Minimum und stieg dann rasch, wenn auch nicht immer mit continuirlicher Krümmung. Die Curve geht angenähert durch eine Parabel mit verticaler Axe darzustellen.

Dieser Verlauf der Curven lässt schliessen, dass der grösste Theil der Eigenwiderstände auf *Luftwiderstände* zurückzuführen ist. Dann lässt sich aber erwarten, dass bei *geschlossenen* Luftlöchern die Eigenwiderstände *kleiner* sind, als bei offenen, weil die

Aussenseite der Kränze im ersten Falle glätter ist und die Luft auch nicht mehr durch die inneren Oeffnungen angesaugt und durch die äusseren wieder ausgestossen werden kann. Die Versuche haben das auch bestätigt und zwar ist die Abnahme der Eigenwiderstände meist ziemlich bedeutend. Die Zeit bis zum Stillstande betrug für die Turbinen II, III und IV im Mittel 300 Secunden bei geschlossenen Luftlöchern, gegenüber etwa 200 bei offenen. Nur die Turbine I zeigte einen geringeren Unterschied, aber doch im gleichen Sinne.

Jedenfalls sind also die *Luftlöcher* in *dieser* Hinsicht *nachtheilig*.

Da aber die Eigenwiderstände im Ganzen verhältnissmässig klein bleiben, so wird der Werth der Luftlöcher namentlich davon abhängen, ob und wie die *Einwirkung des Wassers auf die Turbinenschaufeln* durch dieselben beeinflusst wird. In dieser Richtung lässt sich Folgendes erwarten: Das aus den Leitcanälen ausgetretene Wasser hat das Bestreben, sich in einer Tangentialebene an dem mittleren Cylinder weiter zu bewegen und sich gegenüber dieser Bewegung noch in Folge der Richtungsänderung seitlich auszubreiten. Es muss sich daher, bei der benutzten symmetrischen Form des Turbinenkranzes, mehr dessen äusserer Wandung nähern. Bleibt es genügend lange Zeit im Rade, und das ist nur bei ganz geringen Geschwindigkeiten nicht mehr der Fall, so wird es die äussere Wandung auch erreichen. Findet es in derselben Oeffnungen, so muss es durch diese theilweise austreten, also die Turbine verlassen, ehe es seine angehäuften Arbeit so vollständig als möglich an das Rad abgegeben hat. Bei geschlossenen Luftlöchern tritt dieser Arbeitsverlust nicht auf. Es ist also zu erwarten, dass auch in dieser Hinsicht Turbinen ohne Luftlöcher günstiger arbeiten werden.

Die Versuche haben nun auch diese Erwartungen vollkommen bestätigt. Um das zu zeigen, sind in der folgenden Tabelle die Anzahlen von Umdrehungen in einer Secunde zusammengestellt, welche die verschiedenen Turbinen bei einigen Pressungen (*h*) und Bremsbelastungen ergeben haben. Wo die Werthe von *h* mit nur zwei Decimalen angegeben sind, waren bei den Versuchen die Hähne und Schieber am hydraulischen Apparat fest eingestellt, so dass der Druck während der ganzen Reihe stärker um den angegebenen Mittelwerth schwankte. Bei Turbine I, war die Bremsbelastung in anderen Intervallen gesteigert worden; die Tabellenwerthe sind graphisch interpolirt. In der vierten Columnne ist unter *G* noch das in jeder Secunde durch die Turbine geströmte Wassergewicht in *kg* angegeben, mit Einschluss des am Spalt verlorenen, welches nicht getrennt aufzufangen ging.

Die Zusammenstellung zeigt nun für die Turbinen I, II und IV bei geschlossenen Luftlöchern *stets* grössere Geschwindigkeiten als bei offenen. Der Unterschied steigt bis an 10%. Nur bei den stärksten Bremsbelastungen scheint sich das Verhältniss stellenweise umzukehren. Wo das der Fall ist, war aber der benutzte Wasserdruck bei offenen Luftlöchern grösser als bei geschlossenen. Trotzdem war, wo der Unterschied nicht zu gross ist, bei geschlossenen Luftlöchern gelegentlich sogar eine stärkere Bremsbelastung erreichbar. Uebrigens sind diese letzten Versuche auch unsicherer, da sich die Turbine bei denselben schon leicht festbremste, der Bremsler also unwillkürlich den Brems gelegentlich im Mittel zu wenig angezogen haben mag.

Ein abweichendes Verhalten zeigt Turbine III, indem sie mit geschlossenen Luftlöchern bei den kleinen Bremsbelastungen rascher, bei den grösseren dagegen langsamer läuft, als mit offenen Löchern. Trotzdem gestattete III_z bei *h* = 31,292 und *h* = 23,115 eine stärkere Belastung des Bremses als III_o. Diese beiden Ergebnisse widersprechen sich gegenseitig, so dass auf einen grösseren Beobachtungsfehler geschlossen werden muss. Mir scheint das Richtigste, unter Festhalten an der erreichten höheren Bremsbelastung, anzunehmen, dass bei Turbine III, die Bremsklötze entweder noch nicht ordentlich eingelaufen, oder schon zu stark abgenutzt waren (die Klötze sind während der Versuche ausgewechselt worden, ich habe aber leider vergessen zu notiren, zwischen welchen Reihen), dass die Turbine daher, vielleicht unterstützt durch die Schaufelform, überhaupt ungleichförmiger lief und schwerer zu bremsen war, und dass in Folge dessen der Brems bei den stärkeren Belastungen stets zu wenig angezogen war. Unter dieser Annahme würde das Verhalten der Turbine III mit demjenigen der übrigen Turbinen nicht mehr im Widerspruche stehen.

Von einigem Interesse ist auch noch eine Vergleichung der

Nr. der Turbine	Luftlöcher	h m	G kg	Bremsbelastung (kg)											
				0,0	0,4	0,8	1,2	1,6	2,0	2,4	2,8	3,2	3,6	4,0	4,4
I	offen zu	31,62	3,350	15,70	14,78	13,83	12,86	11,87	10,83	9,77	8,64	7,43	6,08	4,62	3,06
		31,292	3,241	17,830	16,181	14,735	13,493	12,407	11,218	10,119	8,887	7,600	6,157	4,652	3,117
II	offen zu	31,45	3,250	16,615	15,548	14,389	13,538	12,529	11,435	10,290	9,070	7,821	6,444	5,022	3,536
		31,292	3,247	17,693	16,217	15,016	13,825	12,795	11,628	10,525	9,334	7,991	6,587	4,973	3,509
III	offen zu	31,292	3,244	18,612	17,446	16,275	15,010	13,581	12,095	10,495	9,093	7,600	6,144	4,593	
		31,292	3,246	20,480	19,218	17,300	15,677	14,039	12,461	10,903	9,221	7,493	5,899	4,300	3,103
IV	offen zu	31,292	3,229	19,796	18,325	16,941	15,339	13,617	12,161	10,535	8,858	7,066	5,330	3,594	
		31,292	3,250	20,657	19,067	17,412	15,742	14,155	12,488	10,922	9,248	7,586	5,856	3,978	2,115
I	offen zu	23,26	2,906	13,20	12,08	10,94	9,77	8,57	7,29	5,96	4,56				
		23,115	2,905	14,897	13,143	11,676	10,377	9,051	7,751	6,210	4,630	3,423			
II	offen zu	23,30	2,913	13,867	12,687	11,517	10,463	9,168	8,002	6,723	5,099	3,246			
		23,115	2,906	14,733	13,192	11,877	10,681	9,386	8,128	6,751	5,236	3,426			
III	offen zu	23,115	2,900	15,586	14,395	12,935	11,360	9,711	8,050	6,326	4,684				
		23,115	2,904	17,076	15,234	13,411	11,586	9,770	7,852	5,957	4,181	2,176			
IV	offen zu	23,115	2,892	16,544	14,890	13,127	11,390	9,597	7,785	5,864	3,937				
		23,115	2,904	17,270	15,469	13,624	11,795	9,985	8,275	6,377	4,362	2,018			
I	offen zu	15,15	2,486	10,24	8,93	7,59	6,21	4,78	3,12						
		14,938	2,490	11,576	9,595	8,055	6,582	4,804	2,791						
II	offen zu	15,10	2,504	10,585	9,295	8,087	6,717	5,161	3,384						
		14,938	2,499	11,343	9,657	8,213	6,781	5,201	3,402	1,690					
III	offen zu	14,938	2,508	12,060	10,601	8,817	6,925	4,916	3,065						
		14,938	2,508	13,179	11,127	8,995	6,863	4,391	2,757						
IV	offen zu	14,938	2,494	12,659	10,823	8,807	6,707	4,500	2,215						
		14,938	2,510	13,329	11,245	9,168	7,078	4,870	2,627						

Nr. der Turbine	Luftlöcher	h m	G kg	Bremsbelastung (kg)					
				0,0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,8
I	offen zu	7,25	1,734	6,96	6,50	6,02	5,56	5,05	2,90
		6,964	1,693	7,731	6,961	6,327	5,776	5,197	2,722
II	offen zu	7,15	1,737	7,148	6,679	6,253	5,896	5,367	3,001
		6,964	1,709	7,618	6,944	6,404	5,875	5,365	3,091
III	offen zu	7,010	1,727	8,150	7,664	6,956	6,217	5,573	2,741
		6,964	1,723	8,679	8,008	7,210	6,546	5,755	2,638
IV	offen zu	7,014	1,716	8,466	7,727	7,042	6,354	5,602	2,451
		6,964	1,728	8,889	8,208	7,446	6,626	5,903	2,889

Turbinen III und IV je bei offenen oder geschlossenen Luftlöchern. Bei *offenen* Luftlöchern läuft IV zunächst rascher als III, bis gegen 5%, bei höheren Bremsbelastungen dagegen erheblich langsamer. Sind die Geschwindigkeiten von III, dabei zu gross beobachtet, so würde dieser Unterschied allerdings geringer werden. Bei *geschlossenen* Luftlöchern läuft IV zwar meistens auch rascher als III, aber stets *weit weniger*. Eine geringere Geschwindigkeit hat sie nur bei den stärksten Bremsbelastungen. Hieraus muss geschlossen werden, dass das Wasser bei Turbine IV durch die schräge Stellung der Schaufeln an der Eintrittsseite sofort eine radial nach einwärts gerichtete Relativgeschwindigkeit erhält. Es kommt also weniger Wasser

an die äusseren Luftlöcher, so dass, wenn die letzteren offen sind, auch weniger verspritzt kann. Daher rührt die dortige grössere Differenz der Geschwindigkeiten. Bei geschlossenen Luftlöchern wird dagegen der Unterschied in der Einwirkung des Wassers nur durch Aenderungen in den Wirbelbildungen bedingt, sowie wohl namentlich dadurch, dass das Wasser bei IV im Mittel näher an der Axe austritt.

Aus den mitgetheilten Versuchen folgt also, dass die Turbinen bei geschlossenen Luftlöchern unter sonst gleichen Verhältnissen rascher laufen als bei offenen. Da nun bei denselben Werthen von *h* auch *G* als constant angesehen werden darf (die Abweichungen in der Tabelle liegen innerhalb der Grenzen der Beobachtungsfehler), so ist mit *h* auch die disponible Arbeit constant. Die effective Leistung ist dagegen proportional mit der Bremsbelastung und der Umdrehungszahl. Folglich ist der Wirkungsgrad bei gleichem Druck und gleicher Bremsbelastung proportional mit der Geschwindigkeit. Die *Turbinen mit geschlossenen Luftlöchern arbeiten* also auch *günstiger* als diejenigen mit offenen. Die Hauptursache der Verbesserung ist dabei in der Vermeidung der Wasserverluste durch die Luftlöcher zu suchen, nicht in der Verminderung der Eigenwiderstände, da die letzteren mit zunehmender Bremsbelastung ganz in den Hintergrund treten.

Aus der Praxis sind mir allerdings Mittheilungen zugegangen, wonach Turbinen mit Luftlöchern besser sein sollen, als ohne solche. Ich habe aber Ursache, anzunehmen, dass sich diese Angaben auf Turbinen der bisher gebräuchlichen Construction beziehen, bei denen die radiale Breite des Laufrades an der Eintrittsseite *gleich* ist derselben Dimension des Leitrades. Ist dann die

Schauflung nicht ganz passend angeordnet, oder läuft die Turbine nicht mit der normalen Geschwindigkeit, so können sich die Canäle an der Eintrittsseite leicht ganz anfüllen. Bei Abwesenheit von Luftlöchern kann dann die Berührung zwischen Canalwandungen und Wasser durch Adhäsion erhalten bleiben, so dass der Canal in seiner ganzen Länge voll läuft. Dann arbeitet die Turbine als Vollturbine, aber mit dafür sehr ungünstigen Schauflerformen. Diesem Fehler helfen die Luftlöcher allerdings ab. Sie sind aber dann doch nur als *kleinere von zwei Uebeln* anzusehen. Construiert man die Turbine so, dass sie auch an der Eintrittsstelle nie voll laufen kann, so sind Luftlöcher aus diesem Grunde nicht mehr nöthig. Das Volllaufen der Canäle vermeidet man aber am einfachsten, wenn man, wie es schon von einigen Fabriken geschieht und wie ich es auch seit einigen Jahren in meinen Vorlesungen empfehle, das Laufrad an der Eintrittsseite erheblich breiter macht als den Einlauf. Bei so construirten Turbinen müssen auf Grund der vorstehend mitgetheilten Versuche Luftlöcher als fehlerhaft bezeichnet werden.

Zürich, März 1882.

Miscellanea.

Verein deutscher Locomotivführer. — Am 8. Juli fand in Meiningen die achte Generalversammlung dieses Vereins statt.

Stadtbahn in Neapel. — Auch Neapel will in die Reihe derjenigen Grossstädte treten, welche ihren internen Verkehr durch eine Stadtbahn bewältigen. Den Terrainschwierigkeiten entsprechend, soll die projectirte Stadtbahn zum grossen Theil unterirdisch gebaut werden. Zum Betrieb ist comprimirt Luft in Aussicht genommen.

Berliner Stadtbahn. — Seit dem 1. Juli ist der Verkehr auf der Berliner Stadtbahn in vollem Umfang durchgeführt. Zur Feier der Vollendung des bedeutenden Werkes fand am 26. Juni ein Festmahl im Englischen Hause statt, an welchem der Minister Maybach, die höheren Eisenbahnbeamten Berlins und die an der Ausführung thätig gewesenen Baubeamten Theil nahmen.

Internationale Ausstellung für Hygiene in Genf. — Am 4. September dieses Jahres findet in Genf der vierte internationale Congress für Gesundheitspflege statt, mit welchem eine Ausstellung der neuesten Errungenschaften auf dem Gebiete der öffentlichen Gesundheitspflege verbunden wird.

Arlbergbahn. — Nach dem bisherigen Arbeitsfortschritt zu urtheilen, können die Tunnelarbeiten, trotz der vielen Schwierigkeiten, welche die Westseite des Arlbergtunnels bietet, mit Ende nächsten Jahres nahezu vollendet sein. Im Juli 1884 hofft man den Tunnel dem Verkehr übergeben zu können. Die Zufahrtlinien zum Arlbergtunnel: Landeck-St. Anton und Langen-Bludenz sind am 3. d. M. zur Bauvergebung ausgeschrieben worden. Dieselbe erfolgt entweder getrennt nach neun Baulosen oder im Ganzen. Ausschliesslich der Lieferung der eisernen Brückenconstructions, der Oberbaumaterialien und der Gebäudeausrüstung betragen die approximativen Kosten der gesammten ausgeschrieben Arbeiten 5711280 Gulden österr. Währg. Die bezüglichen Offerten sind bis spätestens am 29. Juli d. J., Mittags 12 Uhr, bei der Direction für Staatseisenbahnbauten in Wien einzureichen, wo auch die näheren Bestimmungen der Ausschreibung erhalten werden können.

Theaterbrände. — Das am 26. Juni abgebrannte Rigaer Stadttheater wurde in den Jahren 1860 bis 1863 von Professor Ludwig Bohnstedt erbaut. Es fasste 2000 Personen und kostete 304000 Silberrubel. Es war eines der ersten Theater, bei welchen die Anbringung der Beleuchtungskörper über der Decke erfolgte. — Das am 4. dies niedergebrannte *Arcadientheater* in St. Petersburg soll 400000 Rubel gekostet haben.

Ueber die Anwendung des Telephons bei Localbahnen hat der schweiz. Bundesrath am 4. dies einen Beschluss erlassen, nach welchem das Post- und Eisenbahndepartement ermächtigt wird, für den Bahndienst der Localbahnen die Einführung und Anwendung des Telephons an Stelle der gewöhnlichen electricischen Telegraphen versuchsweise zu gestatten.

Galizische Transversalbahn. — Am 18. dies findet die Entgegennahme der Offerten für die im Gesammten ungefähr 406 km langen

Strecken: Saybusch-Neusandec, Grybow-Zagorz und Stanislaw-Husiatyn der galizischen Transversalbahn statt. Die Arbeiten werden gegen eine Pauschalsumme vergeben.

Redaction: A. WALDNER,
Claridenstrasse Nr. 30, Zürich.

Vereinsnachrichten.

Technischer Verein Winterthur.

Vorträge Januar bis Mai 1882.

Sitzung vom 5. Januar.

Vorsitzender: Herr Hirzel-Gysi, Maschineningenieur.

Vortrag von Herrn Ingenieur Stammbach über den logarithmischen Rechenschieber. Der Vortrag hat den Zweck, den Grad der Genauigkeit und Anwendbarkeit darzuthun und die Vortheile bei Combinationen von Multiplikationen und Divisionen hervorzuheben. Es wird auch das Rechnen mit höheren Operationen erläutert und des Rechenschiebers mit zifferblattförmiger Eintheilung Erwähnung gethan.

Sitzung vom 19. Januar.

Vorsitzender: Herr Hirzel-Gysi, Maschineningenieur.

Herr Maschineningenieur Müller zeigt und erläutert ein Modell, welches in anschaulicher Weise den verschränkten Riemtrieb in allen vorkommenden Verschränkungen zwischen 0 und 180° darstellt.

Herr Hirzel-Gysi macht Mittheilungen über Drahtgeschütze, von Professor Schultze an der Militärademie in Paris construiert und erprobt. Das Bodestück des betreffenden Geschützes hatte nur 3 cm Wandstärke. Statt auf dieses Stück weitere Ringe warm aufzuziehen, wurde es mit Stahldraht von 1 mm Stärke, von 20000 kg Tragkraft per cm² in vielen Schichten umwunden. Der Zug in der Anrichtung wurde durch mehrere Schraubenbolzen, die eine vordere und hintere Flansche verbanden, aufgenommen.

(Fortsetzung folgt.)

Gesellschaft ehemaliger Studirender

der eidgenössischen polytechnischen Schule zu Zürich.

Stellenvermittlung.

Gesucht:

In eine Druckerei und Färberei Russlands als Gehülfe des technischen Directors einen Chemiker, der in dieser Branche genügende praktische Erfahrung besitzt. (296)

Auskunft ertheilt:

Der Secretär: H. Paur, Ingenieur, Bahnhofstrasse-Münzplatz 4, Zürich.

Culmann-Denkmal und -Stiftung.

Uebertrag von Nr. 1 des XVII. Bandes Fr. 3967.55

Weitere Beiträge sind eingegangen von den Herren B. Adami, Ing. in Vira 20 Fr.; Ing. Kuersteiner in Cincinnati 25 Fr.; Ing. Charbonnier in Paris 10 Fr.; Tit. R. Scuola d'Applicazione per gl'Ingegneri di Roma, R. Università di Pavia, di Napoli, di Pisa, R. Scuola d'Applicazione di Napoli, di Padova, sowie von verschiedenen Herren Professoren und Ingenieuren in Italien durch gef. Vermittelung des Herrn Ing. Carlo Moleschott in Rom 512.35 Lire oder 498.50 Fr.; von vier Herren Professoren der Ingenieurschule des Polytechnikums in Stuttgart 50 Mark oder 61.40 Fr.; von HH. Ing. Otto Schmitz in Boulder (Colo.), Nordamerika 50 Fr.; Armand Favre, Charles Hisely, Michel Joannidès und Otto Sand, sous-chefs de section du chemin de fer de Neufchâteau à Merrey (Haute-Marne) 50 Fr.; von den Herren Studirenden des eidg. Polytechnikums durch den Verein der Polytechniker zu Zürich 622.60 Fr.; Ertrag einer Collecte der Herren Ingenieure in Amsteg, Wasen und Göschenen (Gotthardbahn) 98 Fr.; Milan Milasinovic, königl. serb. Eisenbahningenieur in Alexinat 1 Ducaten v. 12 Fr.; Peter Welimirovic, königl. serb. Eisenbahnspector in Leskovac 1 Ducaten von 12 Fr. Zusammen „ 1459.70

Bei der Redaction der „Eisenbahn“ sind bis zum 13. dies eingegangen: Von den HH. Ing. Westphalen in Astrachan 50 Fr.; Ing. Gasiorowski in Lüttich 20 Fr.; Ing. Foepl in Leipzig 20 Fr. Zusammen „ 90.—

Total Fr. 5517.25

Der Quästor.