

Zur Beurtheilung der continuirlichen Eisenbahn-Bremsen

Autor(en): **Fliegner, Albert**

Objektyp: **Article**

Zeitschrift: **Schweizerische Bauzeitung**

Band (Jahr): **5/6 (1885)**

Heft 4

PDF erstellt am: **19.05.2024**

Persistenter Link: <https://doi.org/10.5169/seals-12888>

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: Zur Beurtheilung der continuirlichen Eisenbahn-Bremsen. Von Albert Fliegner, Prof. der theoret. Maschinenlehre am eidgen. Polytechnikum. — Concurrenz für ein eidg. Parlaments- und Verwaltungs-Gebäude in Bern. IV. — Scott's Luftcompressor. — Patentliste. — Correspondenz. — Miscellanea: Casein-Malerei. Entwerthung der Metalle.

Zur Beurtheilung der continuirlichen Eisenbahn-Bremsen.

Von *Albert Fliegner*, Professor der theor. Maschinenlehre am eidgen. Polytechnikum.

Die in neuester Zeit auf schweizerischen Eisenbahnen angestellten Versuche mit continuirlichen Bremsen legen die Frage nahe, welchem unter den dabei angewandten, und auch den übrigen Systemen der Vorzug einzuräumen sei. Eine abschliessende Beantwortung dieser Frage müsste allerdings auf mancherlei Umstände Rücksicht nehmen, wie Anschaffungs-, Betriebs- und Unterhaltungskosten, Leichtigkeit der Handhabung, Sicherheit vor Versagen, Raschheit des Anhaltens des Zuges u. s. w. Von allen diesen Umständen soll aber hier nur auf den letzten, also auf die *Raschheit des Anhaltens des Zuges* eingegangen und gezeigt werden, wie man die Systeme in dieser Richtung mit einander vergleichen kann.

Sehr einfach wäre die Aufgabe zu lösen, und das wäre auch der sicherste Weg, wenn man bei den Versuchen mit den verschiedenen Bremssystemen immer dieselben oder doch gleichartige Bahnstrecken benutzen, gleich grosse Theile des ganzen Zuges bremsbar machen und auch je dieselben Anfangsgeschwindigkeiten anwenden könnte. Dann würden nämlich die bis zum Stillstande verstrichenen Zeiten, oder die zurückgelegten Wege, unmittelbar einen Masstab für den gegenseitigen Werth der Systeme abgeben. Gewöhnlich müssen aber alle diese Grössen mehr oder weniger verschieden angenommen werden. Trotzdem würde noch eine einfachere Reduction möglich bleiben, wenn die beim Anhalten wirksamen Kräfte von der Geschwindigkeit unabhängig wären. Da das aber weder beim Zugwiderstande, noch bei dem Reibungswiderstande zwischen den Bremsklötzen und den Radumfängen der Fall ist, so muss ein anderer, wenn auch längerer, Weg für die Vergleichung gesucht werden, welcher auf den Einfluss der Geschwindigkeit Rücksicht zu nehmen gestattet.

Der nächstliegende Weg dürfte folgender sein: Unter Berücksichtigung der jedesmaligen Zusammensetzung des Zuges und der Verhältnisse der Bahn, dagegen unter der Annahme einer denkbar vollkommensten Einwirkung des Bremses, berechnet man die *Zeit* oder den *Weg* vom Beginne des Bremsens bis zum Stillstande des Zuges. Diese Werthe vergleicht man mit der wirklich verflorenen Zeit, oder dem wirklich zurückgelegten Wege. Der Quotient je der zusammengehörigen Grössen gestattet dann ein Urtheil nicht nur über den relativen, sondern auch über den absoluten Werth der Systeme. Da sich aber von den beiden massgebenden Grössen die Zeit verhältnissmässig leicht, der Weg dagegen nicht berechnen lässt, so muss man sich auf eine Benutzung der Zeit beschränken. Bei Versuchen sollte aber der Weg doch immer mit bestimmt werden.

Ehe zu einer Berechnung dieser theoretischen Zeit geschritten werden kann, müssen noch einige Bemerkungen über den Reibungscoefficienten zwischen Radumfang und Bremsklotz vorausgeschickt werden.

Ueber die Abhängigkeit dieses Coefficienten, μ , von der Geschwindigkeit, w , sind durch *Douglas Galton* umfassende Versuche angestellt worden,*) allerdings nur mit guss-

Regulirung des Rheins von Mainz bis Bingen. Regulirung der Donau zwischen Wien und Budapest. Zahnradbahn auf den Gaisberg bei Salzburg. — Necrologie: † Architect Bareis. — Concurrenzen: Kunstgewerbliche Gegenstände. Rathhaus in Aachen. Schulgebäude zu Lüdenscheid.

eisernen Bremsklötzen, die aber bei continuirlichen Bremsen wohl allein in Frage kommen können. Diese Versuche lassen sich mit guter Uebereinstimmung durch die empirische Formel

$$\mu = \frac{14.7470}{44.8663 + w} \quad (1)$$

ausdrücken, in welcher w in Kilometern pro Stunde einzusetzen ist. Die beistehende Tabelle enthält eine Zusammenstellung der von *Galton* beobachteten und der nach dieser Gleichung berechneten Werthe von μ . Eine starke Abweichung zeigt sich nur bei der grössten untersuchten Geschwindigkeit,

w km	μ nach <i>Galton</i>			μ nach Formel 1
	Max.	Min.	Mittel	
96,359	0,123	0,058	0,074	0,104
88,877	0,136	0,060	0,111	0,110
80,100	0,153	0,050	0,116	0,118
72,418	0,179	0,083	0,127	0,126
64,739	0,194	0,088	0,140	0,135
55,958	0,197	0,087	0,142	0,146
48,280	0,196	0,098	0,164	0,158
40,050	0,205	0,108	0,166	0,174
31,820	0,240	0,133	0,192	0,192
24,138	0,280	0,131	0,223	0,214
15,908	0,281	0,161	0,242	0,243
12,071	0,325	0,123	0,244	0,259
0	—	—	0,330	0,329

welche aber die namentlich in der Schweiz benutzbare Grenze weit übersteigt. Da übrigens *Galton* sowohl den Bremsdruck, als auch den Reibungswiderstand direct durch Indicatoren beobachtet hat, und zwar während der normalen Fahrt, so verdienen seine Versuche vollstes Zutrauen.

Zur Bremsfrage selbst übergehend muss zunächst auf die bekannte Erfahrung hingewiesen werden, die sich aber auch leicht auf dem Wege der Rechnung herleiten lässt, dass die Bremsen dann am besten wirken, wenn sie so stark angezogen sind, dass die Räder möglichst nahe an die Grenze des Gleitens gebracht werden, ohne dass jedoch Letzteres wirklich eintreten darf. Da μ bei grösserer Geschwindigkeit kleiner ist, so müsste hiernach der Bremsdruck mit der Geschwindigkeit wachsen oder abnehmen. Eine solche Anordnung wäre aber für den Betrieb zu unbequem und in der Wirkung doch unsicher. Man wird daher an eine gute Bremsvorrichtung nur die Anforderung stellen dürfen, aber auch müssen, dass ein Bremsdruck angewendet werde, welcher gerade im Stande ist, die Räder unmittelbar vor dem Stillstande des Wagens an die Grenze des Gleitens zu bringen. Setzt man dann noch voraus, der Reibungscoefficient zwischen Radumfang und Schiene sei gleich demjenigen zwischen Radumfang und Bremsklotz, so wird der gesammte Bremsdruck an einer Achse gleich der Belastung der Achse selbst sein müssen, und der, am Umfange der Räder hervorgerufene Reibungswiderstand in Kilogrammen, R' , nimmt, wenn T' die Belastung der Achse in Tonnen bedeutet, den Werth an:

$$R' = 1000 \mu T' \quad (2)$$

Vernachlässigt man angenähert die in den rotirenden Rädern angehäuften Arbeit als klein gegenüber der angehäuften Arbeit der fortschreitenden Bewegung des Zuges, so ist R' auch der durch das Bremsen parallel zur Bahn erzeugte Widerstand. Bezeichnet T das Gewicht des ganzen Zuges, mit Einschluss der Locomotive, βT den bremsbaren Theil desselben, so würde der normale Widerstand bei der Bremsung für den ganzen Zug sich mit Gl. (1) ergeben zu

$$R = \frac{14.747}{44.8663 + w} \beta T. \quad (3)$$

*) *S. Engineering* 1879, Bd. XXVII, p. 371—375 und *Civilingenieur* 1882, Bd. XXVIII, p. 211. Am letzteren Orte, p. 217, stellt *Franke* eine empirische Formel für den Reibungscoefficienten auf, die aber für die nachfolgende Rechnung zu unbequem ist. In der Berechnung der Zeit für das Anhalten weiche ich von *Franke* auch in einigen Punkten ab.

Ausser diesem Widerstande wirken beim Anhalten des Zuges noch die gewöhnlichen Bahnwiderstände mit. Diese ändern sich auch mit der Geschwindigkeit. Da sie aber gegenüber der Einwirkung der Bremsen von ziemlich untergeordnetem Einflusse sind, so sollen sie, um eine einfachere Schlussformel zu erhalten, mit w direct proportional angenommen werden. Setzt man sie in Kilogrammen pro Tonne Zuggewicht gleich $0,16 w km$, so erhält man ganz befriedigende Uebereinstimmung mit in der Literatur gelegentlich gemachten Angaben über die Abhängigkeit des Zugwiderstandes von der Geschwindigkeit. Endlich verursacht eine Steigung von $\alpha^0/100$ noch für jede Tonne Zuggewicht einen Widerstand von α Kilogrammen. Bei einem Gefälle müsste α negativ eingeführt werden. Der gesammte Bahnwiderstand ergibt sich hiernach zu:

$$W = (0,16 w \pm \alpha) T. \quad (4)$$

Die Masse des ganzen Zuges ist $M = 1000 T/g$ und seine Geschwindigkeit in Metern pro Secunde $w/3,6$. Zwischen Kräften, Masse, Geschwindigkeit und Zeit t besteht dann die bekannte Beziehung:

$$R + W = -M \frac{dw^m}{dt}, \quad (5)$$

und hieraus folgt, indem man die Werthe von R , W und M einsetzt, nach leichter Umformung:

$$dt = - \frac{1000}{3,6 g} \cdot \frac{(44,8663 + w) dw}{14747 \beta + (44,8663 + w) (0,16 w \pm \alpha)} \quad (6)$$

Multiplicirt man die Klammern im Nenner aus, dividirt dann zur Vereinfachung der späteren numerischen Rechnungen Zähler und Nenner mit dem Factor von w^2 , und setzt, theilweise etwas abgerundet:

$$\left. \begin{aligned} A &= 7940, \\ B &= 177, \\ a &= 92170 \beta + 280 \alpha, \\ b &= 44,8663 \pm 6,25 \alpha, \end{aligned} \right\} \begin{aligned} & \\ & \\ & (+ \text{Steigung}) \\ & (- \text{Gefälle}) \end{aligned} \quad (7)$$

so nimmt Gleichung (6) die Gestalt an:

$$dt = - \frac{A + Bw}{a + bw + w^2} dw. \quad (8)$$

Die Integration dieses Ausdruckes von w , der Geschwindigkeit des Zuges beim Beginne des Bremsens, bis zum Stillstande, mit $w = 0$, ergibt, da stets $4a > b^2$ ist, die *theoretische Zeit für das Anhalten zu*

$$t_0 = \frac{B}{2} \lg n \frac{a + bw + w^2}{a} + \frac{2A - Bb}{\sqrt{4a - b^2}} \left(\arctg \frac{b + 2w}{\sqrt{4a - b^2}} - \arctg \frac{b}{\sqrt{4a - b^2}} \right). \quad (9)$$

Diese Formel ist allerdings für numerische Berechnungen ziemlich unbequem; ich habe daher eine einfachere wenn auch weniger genaue, aufzustellen gesucht, aber ohne Erfolg. Da es sich jedoch hier um eine Berechnung handelt, welche der Natur der Sache nach nur sehr selten einmal wird durchgeführt werden, so habe ich weitere Versuche in dieser Richtung aufgegeben.

Um zu sehen, wie sich diese Formel ausgeführten Proben gegenüber verhält, habe ich eine Anzahl mir gerade leicht zugänglicher Versuche nachgerechnet. Es sind zunächst die in dieser Zeitschrift 1885, V, S. 134 und 147 mitgetheilten Versuche an der Gotthardbahn und der Nordostbahn mit der *Körting'schen Vacuum-* und der *Wenger'schen Luftdruck-Bremse*. Dann habe ich noch aus einer kleinen Schrift: „*Grimm, automatische und einfache Vacuum-Bremse*, Vortrag gehalten am 2. December 1882 im Berliner Bezirksverein deutscher Ingenieure,“ eine Anzahl Versuchsangaben, soweit sie hinreichend vollständig waren, über die *Hardy-Vacuum-* und die *Westinghouse-Luftdruckbremse* mit herangezogen. Die massgebenden Beobachtungsergebnisse, die theoretischen Zeiten t_0 und die Quotienten t/t_0 sind in der folgenden Tabelle zusammengestellt.

Die Quotienten t/t_0 zeigen sich allerdings, auch bei demselben System, sehr verschieden. Es ist möglich, dass zu weit gehende Annäherungen bei Entwicklung der Formel für t_0 hieran mit Schuld sind; jedenfalls aber nur zum kleineren Theile, da sich leicht andere Ursachen für bedeutende Schwankungen des Werthes von t/t_0 angeben lassen.

β	α	w	t	t_0	$\frac{t}{t_0}$	
I. <i>Körting-Vacuum-Bremse</i> am Gotthard.						
0,60	— 25	50,4	25	13,549	1,845	
0,60	0	48,4	17	9,587	1,773	
0,60	— 16	50,7	21	12,540	1,675	
0,60	— 3,2	60,2	19	14,096	1,348	
0,60	0	58,6	19	13,236	1,436	
0,60	— 25	40,3	15	9,989	1,502	
0,60	0	39,6	16,5	7,213	2,288	
0,60	— 16	43,0	20	10,055	1,989	
0,60	— 3,2	51,6	19	11,493	1,653	
0,60	0	54,8	20	12,118	1,650	
0,48	+ 26	30	11	5,763	1,909	} Zugstrennung.
1,00	+ 26	30	3	2,732	1,098	
II. <i>Wenger-Luftdruckbremse</i> der Nordostbahn.						
0,467	0	68	25	20,389	1,226	
0,467	+ 12	37	13	8,478	1,533	
0,467	0	39	13	9,968	1,304	
0,467	— 4	56	18	16,503	1,091	
0,467	+ 9,5	34	14	7,749	1,807	
III. <i>Hardy-Vacuum-Bremse</i> (<i>Grimm</i>).						
0,5	0	70	21	19,182	1,056	Versuch in Frankr. (S. 19 unt.)
0,55	0	49	20	11,397	1,755	} Versuche in Frankreich (S. 20 oben).
0,55	0	94	32	27,002	1,185	
0,86	— 10	63	19,5	11,002	1,772	
0,86	— 10	62	18	10,746	1,675	
0,86	— 7	53	16	8,531	1,876	
0,86	— 6,4	68	21	11,923	1,761	
0,82	+ 4,5	55	13	8,757	1,484	
0,82	+ 0,9	72	19	16,516	1,150	} Versuche in Oesterreich (S. 22 u. 23).
0,82	+ 0,1	66	16	11,380	1,406	
0,82	+ 3,3	50	14	7,797	1,795	
0,82	— 18,2	35	11	5,549	1,982	
0,82	— 18,2	34	14	5,347	2,618	
0,87	— 25	35	12	5,416	2,216	
0,87	— 25	25	8	3,539	2,261	
IV. <i>Westinghouse-Luftdruck-Bremse</i> (<i>Grimm</i>).						
0,55	0	42	16	9,344	1,712	} Versuche in Frankreich (S. 20 oben).
0,55	0	52	19	12,299	1,545	
0,55	+ 1	63	19	15,670	1,212	
0,82	+ 4,5	55	14	8,757	1,599	
0,82	— 7	48	13	7,850	1,656	
0,82	— 6,4	62	15	11,029	1,360	} Versuche in Oesterreich (S. 24 u. 25).
0,82	— 25	33	15	4,903	3,059	
0,87	+ 0,9	60	14	9,522	1,470	
0,87	— 18,2	34	11	5,014	2,194	
0,87	— 18,2	35	19	5,202	3,653	

Zunächst sind bei der Kürze der Zeit zum Anhalten kleine Fehler in der Beobachtung der Zeit von verhältnissmässig grossem Einflusse. Vielleicht liegen auch stellenweise sonst ungenaue Angaben vor. Letzteres vermute ich z. B. bei derjenigen Versuchsreihe, welcher der erste in der Tabelle aufgeführte Versuch mit der *Hardy-Bremse* entnommen ist. Ein Versuch dieser Reihe ergibt sogar $t/t_0 < 1$, die übrigen wenigstens auffallend kleine Werthe.

Ein anderer Grund für Schwankungen des Quotienten t/t_0 liegt in dem Umstande, dass der Coefficient μ nicht immer gerade den der Berechnung von t_0 zu Grunde liegenden Werth der Formel (1) erreicht haben wird. So starke Differenzen, wie sie *Galton* unmittelbar gefunden hat, dürften allerdings kaum der Wirklichkeit entsprechen; dieselben sind jedenfalls mit durch ungenaue Aufzeichnungen der Apparate in Folge der Erschütterungen während der Fahrt veranlasst.

Der Hauptgrund für die Verschiedenheit der Werthe von t/t_0 liegt aber wahrscheinlich an einer anderen Stelle. Wenn man nämlich bei denjenigen Versuchen, bei welchen der Druck in der Luftleitung während des Bremsens angegeben ist, diesen mit dem Quotienten t/t_0 vergleicht, so zeigt sich, dass im Allgemeinen den längeren Bremszeiten ein geringeres Vacuum, oder ein geringerer Ueberdruck,

Concurrenz für Entwürfe zu einem eidg. Parlaments- und Verwaltungs-Gebäude in Bern.

Entwurf von *Alex. Girardet* und *Felix Benzenet*, Architekten in Paris.

(Text hierzu auf Seite 22.)

Eidg. Parlamentsgebäude.

Vierter Preis.

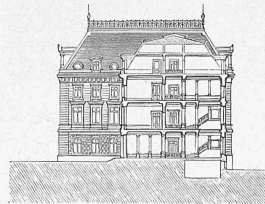
Eidg. Verwaltungsgebäude.

Legende zum Grundriss des Verwaltungsgebäudes.

1. Empfangszimmer d. Departementschef.
2. Arbeitszimmer des Departementschef.
3. I. Secretär.
4. II. Secretär.
5. Kanzlei.
6. Kanzlei.
7. Schriftenmagazin.
8. Waffenchef.
9. Secretär.
10. Kanzlei.
11. Schriftenmagazin.
12. Oberpfendarzt.
13. Kanzlei.
14. Schriftenmagazin.
15. Waffenchef.
16. Secretär u. Kanzlei.
17. Schriftenmagazin.
18. Waffenchef.
19. Kanzlei.
20. Schriftenmagazin.
21. Weibezimmer.
- 22 u. 23. Oberfeldarzt.
24. Kanzlei.
25. Wart-u. Lesezimmer.
26. Aerztlicher Gehilfe.
27. Magazin.
28. Statistiker.
29. Statistiker.
30. Statistiker.
31. Revisoren.
32. Revisoren.
33. Disponibel.



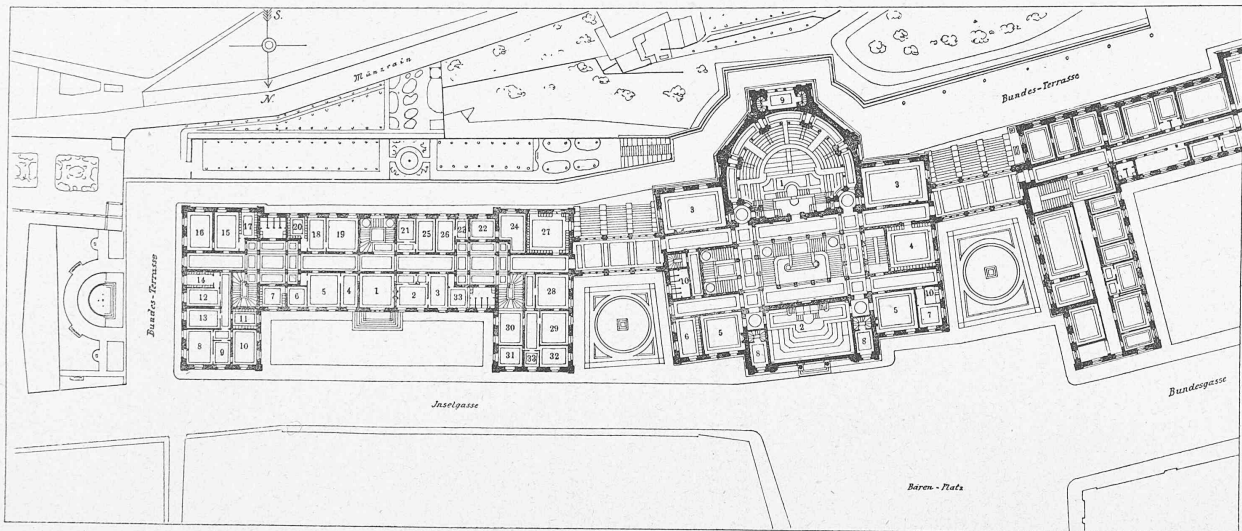
Schnitt.



Schnitt.

Legende zum Grundriss des Parlamentsgebäudes.

1. Nationalrathssaal.
2. Ständerathssaal.
3. Vorsäle zum Nationalrathssaal.
4. Garderobe zum Nationalrathssaal.
5. Vorsäle zum Ständerathssaal.
6. Garderobe zum Ständerathssaal.
7. Weibezimmer.
8. Garderobe für die Tribünen.
9. Tribünenentreppe.
10. Aborte.



Situation und Grundriss vom ersten Stock.

Masstab 1:1000.

also stets ein kleinerer Bremsdruck entspricht. Leider habe ich keine Mittheilung darüber gefunden, ob diese Reduction des Druckes beabsichtigt war oder nicht. Im ersten Falle dürfte man dieselbe dem System natürlich nicht zur Last legen und es wäre, um sie zu berücksichtigen, bei der Berechnung von t_0 am einfachsten β entsprechend mit zu reduciren gewesen. Dadurch wäre t_0 grösser t/t_0 kleiner ausgefallen, und die Quotienten t/t_0 hätten geringere Verschiedenheit gezeigt.

Handelt es sich dagegen hierbei um Druckschwankungen, wie sie während des normalen Betriebes nicht vermieden werden können, so müsste man denjenigen Systemen den Vorzug zugestehen, bei welchen solche Schwankungen in geringerem Grade auftreten. Dann würden also die in der Tabelle enthaltenen Quotienten t/t_0 ohne irgend welche Aenderung bei der Beurtheilung benutzt werden müssen.

Vorstehende Untersuchung soll übrigens durchaus kein abschliessendes Urtheil über die vier in der Tabelle berücksichtigten Systeme enthalten. Dazu sind die Versuche namentlich mit den beiden ersten zu wenig zahlreich. Auch waren die bei den Proben mit diesen Systemen benutzten Apparate noch neu, während diejenigen der beiden anderen sich schon längere Zeit im Betriebe befunden hatten. Zweck der Mittheilung war nur, zu zeigen, wie in rationeller Weise unter verschiedenen Verhältnissen angestellte Versuche dieser Art miteinander verglichen werden können.

Zürich, Juli 1885.

Concurrenz für ein eidg. Parlaments- und Verwaltungs-Gebäude in Bern.

(Hiezu die Tafel in letzter und die Zeichnungen auf Seite 21 dieser Nummer.)

IV.

Das Project der Herren Alex. Girardet und Felix Bezencenet in Paris zeigt, was sowol die Gesamtdisposition als auch speciell die Grundrissdurchbildung des Parlamentshauses anbelangt, in mancher Beziehung Verwandtes mit den beiden erstprämiierten Projecten.

Auch in diesem Entwurfe liegt der Nationalrathssaal südlich und der Ständerathssaal nördlich von dem die Mitte einnehmenden, geräumigen und lichten Treppenhaus. Aehnlich wie im Projecte Auer bildet der südliche Corridor desselben zugleich die directe Verbindung mit den beiden Verwaltungsgebäuden.

So sehr nun aber die Treppe selber in richtigem Verhältniss zu der Grösse der beiden Hauptsäle steht, so kann speciell der Austritt des Treppenlaufes in der Hauptetage nicht als gelungen bezeichnet werden.

Die Treppe, welche von der I. in die II. Etage führt, entspricht hingegen allen Anforderungen.

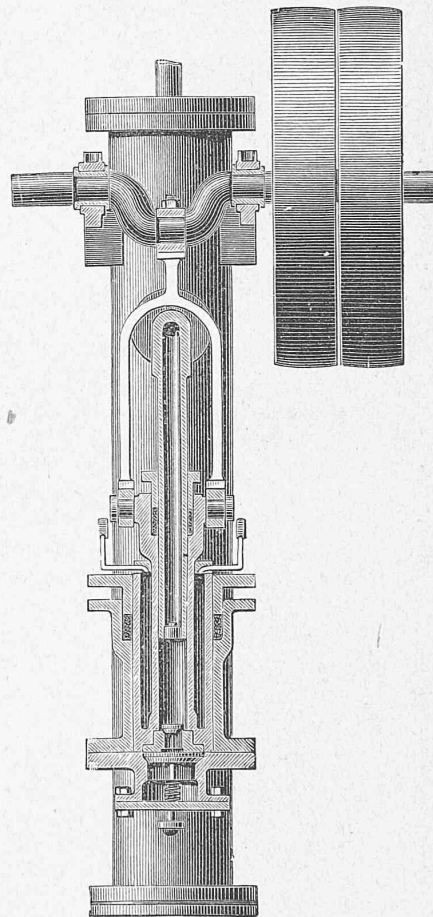
Ganz gut sind auch die Tribünen in beiden Sälen disponirt. Weniger glücklich ist die jeweilig einseitige Anordnung der Garderoben. Wie die Grundrissdisposition ist auch die Durchbildung der Innenarchitectur eine recht anerkennungswerthe Leistung, die Decoration ist eine harmonische, der Bedeutung der Räume entsprechende. Die äussere Architectur des Parlamentshauses hält jedoch mit der innern Durchführung nicht Schritt. Es fehlt derselben die einfache, dominirende und monumentale Grösse. Die Lösung für das Verwaltungsgebäude steht gegenüber derjenigen für das Parlamentsgebäude bedeutend zurück. Vor Allem vermissen wir im Grundrisse die nothwendige Einfachheit und Klarheit. Die Entfernung der einzelnen Gebäude von einander beträgt 18 m resp. 20 m.

Scott's Luftcompressor.

In Anbetracht der sich beständig ausdehnenden Anwendung von stark comprimierter Luft, z. B. zur Uebertragung von Betriebskraft auf grosse Entfernung, besonders in Gruben und Tunnels, und zur Erzeugung des nöthigen Druckes in

Filtern ist eine gute Compressionsmaschine ein vielfach gefühltes Bedürfniss geworden. Für hohen Druck, bis zu 60 Atmosphären, geschieht die Compression gewöhnlich in zwei Stadien, mittelst einer direct wirkenden horizontalen Dampfmaschine. Es ist dabei ausser zweckmässiger Construction der Ventile und Kolben und richtigen Querschnittsverhältnissen hauptsächlich auf gute Abkühlung der Compressionscylinder zu sehen.

Die Firma George Scott & Son in London hat einen doppelten Compressor ausgestellt, der sich wegen seiner verticalen Anordnung mit Riemenbetrieb hauptsächlich für kleinere Installationen eignet, und sich durch rationelle und einfache Construction auszeichnet. Wie aus untenstehender Zeichnung ersichtlich, hat der Compressor einen hohlen Plunger oder Doppelkolben mit äusserer Packung, welcher gegenüber den gewöhnlichen Kolbenconstructions den Vor-



theil bietet, dass eine allfällige Undichtheit leicht entdeckt und beseitigt werden kann. Beim Aufgange des Kolbens öffnet sich ein im Boden des Cylinders befindliches und mittelst Federn im Gleichgewicht erhaltenes Ventil und der Cylinder füllt sich mit atmosphärischer Luft. Beim Niedergange des Kolbens schliesst sich das Saugventil, die eingeschlossene Luft wird allmählig comprimirt, öffnet das im Boden des Kolbens befindliche Druckventil und dringt in den innern Hohlraum des Kolbens. In diesen Hohlraum erstreckt sich ein Rohr, welches unten durch ein Druckventil geschlossen ist, oben nach einem Windkessel oder Luftreservoir führt und dem Kolben gleichzeitig zur Führung dient. Beim nächsten Aufgange des Doppelkolbens wird die im Innern desselben befindliche Luft nochmals comprimirt und durch das Druckrohr in den Windkessel gedrückt. Zwischen dem innern Theil des Doppelkolbens und der Aussenwand ist ein ringförmiger Raum gebildet, durch welchen fortwährend Wasser circulirt. Der Zufluss und Abfluss des Kühlwassers geschieht durch zwei Röhren, die sich am einen Ende um eine Achse drehen können und mit dem