Ueber Flüssigkeitsbewegungen in Rotationshohlräumen

Autor(en): **Prášil, Franz**

Objekttyp: **Article**

Zeitschrift: **Schweizerische Bauzeitung**

Band (Jahr): **41/42 (1903)**

Heft 26

PDF erstellt am: **24.05.2024**

Persistenter Link: https://doi.org/10.5169/seals-24005

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.

Ein Dienst der *ETH-Bibliothek*
ETH Zürich, Rämistrasse 101, 8092 Zürich, Schweiz, www.library.ethz.ch

http://www.e-periodica.ch

Neuere Schnellzuglokomotiven.

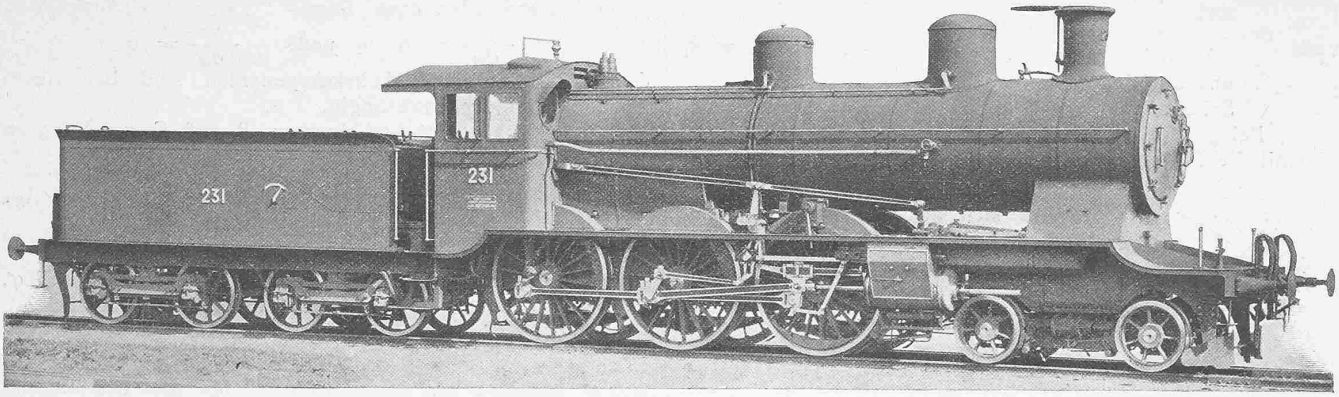


Abb. 6. Die Vierzylinder-Verbundlokomotive der Jura-Simplon-Bahn.
Gebaut von der *Schweizerischen Lokomotiv- & Maschinenfabrik* in Winterthur.

Die Lokomotive befördert Züge von 300 *t* auf Steigungen von 10 ‰ mit 50 *km* Geschwindigkeit. Der Gang der Lokomotive ist auch bei der als Maximum festgesetzten Geschwindigkeit von 100 *km*/Std. durchaus ruhig.

Die bisher in Europa noch nicht zur Ausführung gelangte $^3/_6$ *Lokomotive* mit vorderem Drehgestell und hinterer Laufachse ist auf einigen amerikanischen Bahnen in Gebrauch. In Tabelle Nr. 7 sind die Abmessungen einer $^3/_6$ *Lokomotive der Chicago & Alton Bahn* (Abb. 8) enthalten. Das Triebwerk dieser Maschine ist ähnlich demjenigen der weiter oben beschriebenen Atlantic Lokomotive der New-York-Central-Bahn angeordnet: zwei aussen liegende Zylinder, innere Steuerung mit Rockerwelle und äussere Kolbenschieber. Der Kessel erscheint ungewöhnlich lang (Siederohrlänge 6,096 *m*), da die Feuerbüchse hinter den Kuppelrädern liegt. Dem entsprechend ist auch die Heizfläche gewaltig, wenn auch relativ nicht sehr wirksam. Diese Lokomotive ist ebenfalls mit dem „traction increaser" ausgerüstet, der das normale Reibungsgewicht der drei Triebachsen von 64 *t* auf 70,8 *t* erhöht. Der Achsdruck der hinteren Laufachse beträgt 19 *t*. Der Tender fasst 9 *t* Kohlen und 32 m^3 Wasser; das Dienstgewicht der Lokomotive mit Tender dürfte demnach etwa 170 *t* betragen.

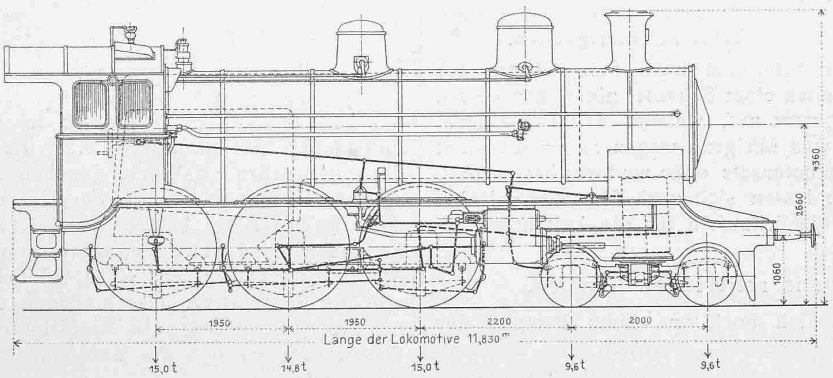


Abb. 7. Die Vierzylinder-Verbundlokomotive der Jura-Simplon-Bahn. — 1 : 100.
Gebaut von der *Schweiz. Lokomotiv- & Maschinenfabrik* in Winterthur.

Eine wesentlich gesteigerte Leistung dieser Lokomotivbauart gegenüber der Atlantic-Lokomotive ist kaum zu erwarten, da die Rostfläche bei gleichem Achsdruck der Laufachse nicht grösser wird. Dagegen wird dieser Lokomotivtyp der $^3/_5$ Lokomotive in der Leistung überlegen sein, es sei denn, man wähle für die $^3/_5$ Lokomotive die Anordnung der Halb-Tenderlokomotive der Adriatischen Bahn[1]) mit über dem Drehgestell liegender Feuerbüchse, wobei sehr grosse Rostfläche und direkte Heizfläche zu erreichen sind.

Aus dem Gesagten mag hervorgehen, dass die Dampflokomotive auch heute noch nicht an der Grenze der erreichbaren Leistungsfähigkeit angelangt ist. Ob die Dampflokomotive im *Schnellbahnverkehr* auf die Dauer mit der elektrischen Lokomotive wird konkurrieren können, müssen die mit letzterer anzustellenden grössern Versuche zeigen. Durch besondere Triebwerksanordnung lassen sich die sogenannten störenden Bewegungen auch bei der Dampflokomotive auf ein kaum merkbares Mass vermindern. Die erste Bedingung für den ruhigen Gang eines Fahrzeuges ist ein gutes Geleise und ein genügend starker Oberbau. Sind diese Bedingungen nicht erfüllt, dann ist auch bei der elektrischen Lokomotive, dem idealen Fahrzeug ohne „störende Bewegungen", ein ganz ruhiger Gang nicht zu erreichen.

[1]) Bd. XXXVII Nr. 20.

Ueber Flüssigkeitsbewegungen in Rotationshohlräumen.

Von Prof. Dr. *F. Prášil* in Zürich.

(Schluss.)

IV. Strömungen in festen Leitkanälen.

Die festen Leitkanäle sind in einem Rotationshohlraum in der Weise gruppiert angenommen, wie dies bei voll-, d. i. am ganzen Umfang beaufschlagten Turbinen der Fall ist; die Wandstärke der Kanalwände, welche die einzelnen Flüssigkeitspartien von einander trennen, wird als verschwindend klein angenommen.

Es ist leicht zu erkennen, dass solche Kanalwände für Bewegungsformen der früheren Art wie folgt bestimmt werden können:

Zieht man in einem festen Rohr, in welchem eine einfache Strömung der früheren Art bestehen kann, Linien, welche von der Achse oder der inneren Begrenzung bis zur äusseren Begrenzung reichen, und nimmt diese Linien als Leitlinien von Flächen, deren Erzeugende die Stromlinien sind, die die Leitlinien schneiden, so können diese Flächen materiell als Kanalwände ausgeführt werden; die Räume zwischen den Rohrbegrenzungen und je zwei solchen Kanalwänden bilden dann die Leitkanäle. Die Pressungen sind in diesem Fall an beiden Seiten der Kanalwände gleich gross.

Es sei dies an folgendem Beispiel erläutert:

Bei Francisturbinen sind sehr häufig die Leitschaufeln zwischen zwei parallelen, zur Turbinen-Achse senkrecht stehenden Ebenen angeordnet, die also in diesem Falle die Rohrbegrenzungen bilden; die Turbinenachse ist die *Z*-Achse.

Bei kontinuierlicher Strömung wird $w = 0$ und folgt daraus für wirbelfreie Bewegung

mit $2\lambda = \frac{\partial w}{\partial r} - \frac{\partial v}{\partial z} = 0$; $\Big| : \frac{\partial w}{\partial r} = 0 : \Big| \frac{\partial v}{\partial z} = 0$

und

mit $\frac{\partial rw}{\partial z} + \frac{\partial rv}{\partial r} = 0$; $\Big| : \frac{\partial rw}{\partial z} = 0 : \Big| rv = \text{Konst.} = k_1$

und aus den Ableitungen auf Seite 283 $ru = \text{Konst.} = k_2$

Bei gegebenen Werten der Konstanten k_1 und k_2 ist hiemit die Bewegung vollkommen bestimmt.

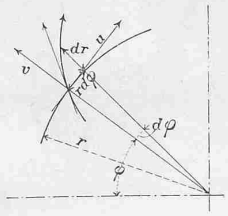


Abb. 14.

Die Gleichung der Stromlinien ergibt sich aus der, durch nebenstehende Abbildung 14 genügend erläuterten Relation

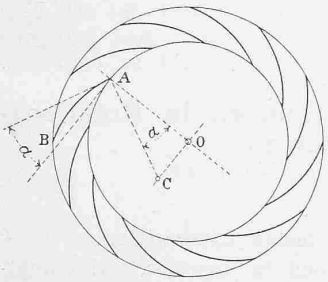
$$\frac{dr}{rd\varphi} = \frac{v}{u} \quad \text{mit}$$

$$\frac{dr}{rd\varphi} = \frac{k_1}{k_2} \quad \text{oder}$$

$$r = r_0\, e^{\frac{k_1}{k_2}\varphi} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots *$$

d. h. die Stromlinien sind logarithmische Spiralen.

Als Leitlinien können nun zur Achse parallele, in einer koachsialen Kreiszylinderfläche gleichmässig verteilte Gerade angenommen werden, woraus sich die Schaufelung eines solchen Leitapparates nach nebenstehender Abb. 15 ergibt. Eine korrekte Zuleitung des Wassers zu einem solchen Leitapparat erfordert ein Spiralgehäuse und man erkennt, dass die moderne Spiralturbine in diesem Sinne den Anforderungen der Theorie nahe kommt. Die Bestimmung der Konstanten k_1 und k_2 bietet bei den bekannten geometrischen Eigenschaften der logarithmischen Spirale keine Schwierigkeiten.



A C Krümmungsradius der logarithmischen Spirale A B für den Punkt A.

Abb. 15.

Da bei solcher Schaufelform nach dem Obigen die Pressungen an beiden Seiten einer Schaufel gleich gross sind, so tritt hiebei kein Moment auf, welches den Leitapparat zu verdrehen trachtet, was übrigens wegen ur = Konstant aus dem bekannten Momentensatz ohne weiteres hervorgeht.

In gleicher Weise lassen sich auch für andere Rohr- und Bewegungsformen die Schaufeln für die Leitkanäle bestimmen.

V. Strömungen in rotierenden Kanälen.

Es sei nun schliesslich noch an einem Beispiel der Fall von Strömungen in Kanälen untersucht, die in einem Rotationshohlraum im Sinne von Turbinenrädern gruppiert sind und mit konstanter Winkelgeschwindigkeit ω um die Z Achse rotieren. Die Seitenwände der Kanäle seien zwei parallele, auf die Z Achse senkrecht stehende Ebenen, wie früher für die Leitkanäle angenommen, sodass überall $w = 0$ wird, ferner sei Beharrungszustand vorhanden; dann ergeben sich die Fundamentalgleichungen:

$$-g - \frac{g}{\gamma}\frac{\partial u}{\partial z} = 0 \quad \ldots\ldots \quad (A$$

$$r\omega^2 + 2u\omega + \frac{u^2}{r} - \frac{g}{\gamma}\frac{\partial p}{\partial r} = v\frac{\partial v}{\partial r} + \frac{u}{r}\frac{\partial v}{\partial \varphi} \quad \ldots (B$$

$$-2v\omega - \frac{uv}{r} - \frac{g}{\gamma}\frac{1}{r}\frac{\partial p}{\partial \varphi} = v\frac{\partial u}{\partial r} + \frac{u}{r}\frac{\partial u}{\partial \varphi} \quad \ldots (C$$

$$\frac{v}{r} + \frac{\partial v}{\partial r} + \frac{1}{r}\frac{\partial u}{\partial \varphi} = 0 \quad \ldots\ldots (D$$

Unendlich dünne Schaufeln und kongruente Strömung in allen Ebenen senkrecht zur Achse angenommen ergibt

$$\frac{\partial v}{\partial z} = 0, \quad \frac{\partial u}{\partial z} = 0, \text{ hiemit } \lambda = 0;$$

ferner

$$rv = k_1 = \text{Konst.} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (a$$

Hieraus und mit Rücksicht auf die Kontinuitäts-Gleichung D, welche umformt

$$\frac{\partial rv}{\partial r} - \frac{\partial u}{\partial \varphi} = 0$$

geschrieben werden kann, folgt

$$\frac{\partial v}{\partial \varphi} = 0 \quad \text{und} \quad \frac{\partial u}{\partial \varphi} = 0$$

d. h. alle Geschwindigkeitskomponenten sind bei diesen Annahmen von φ unabhängig.

Die Fundamentalgleichungen B und C vereinfachen sich weiter wie folgt:

$$r\omega^2 + 2u\omega + \frac{u^2}{r} - \frac{g}{\gamma}\frac{\partial p}{\partial r} = -\frac{k_1}{r^3} \quad \ldots (B_1$$

$$-2k_1\omega - \frac{g}{\gamma}\frac{\partial p}{\partial \varphi} = \frac{k_1}{r}\frac{\partial ru}{\partial r} \quad \ldots\ldots\ldots (C_1$$

Differenziert man nun Gleichung B_1 partiell nach φ, Gleichung C_1 partiell nach r, subtrahiert und berücksichtigt,

$$\text{dass } \frac{\partial^2 p}{\partial z \partial r} = \frac{\partial^2 p}{\partial r \partial z}, \quad \frac{\partial u}{\partial \varphi} = 0$$

und ω konstant ist, so erhält man für die Bestimmung von u

$$\frac{\partial}{\partial r}\frac{k_1}{r}\frac{\partial ur}{\partial r} = 0$$

$$\text{oder} \quad \frac{\partial ur}{\partial r} = \frac{k_2}{k_1}\cdot r$$

mithin

$$ur = \frac{1}{2}\frac{k_2}{k_1}r^2 + k_3 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (b$$

Die Dimensionen der Konstanten

$$k_1 \qquad k_2 \qquad k_3$$

sind l^2t^{-1} $\quad l^2t^{-2}$ $\quad l^2t^{-1}$

Die Differenzialgleichung der Stromlinien und damit der Schaufeln folgt aus

$$\frac{dr}{rd\varphi} = \frac{v}{u} = \frac{k_1}{\frac{1}{2}\frac{k_2}{k_1}r^2 + k_3} \quad \ldots\ldots\ldots (c$$

und weiter ergibt sich für die Pressungsbestimmung

$$\frac{g}{\gamma}\frac{\partial p}{\partial z} = -g \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (A_2$$

$$-\frac{g}{\gamma}\frac{\partial p}{\partial r} = -r\omega^2 - \left(\frac{k_2}{k_1}r + \frac{k_3}{r}\right)\omega - \frac{1}{r}\left(\frac{1}{2}\frac{k_2}{k_1}r^2 + k_3\right)^2 - \frac{k_1}{r^3} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (B_2$$

$$-\frac{g}{\gamma}\frac{\partial p}{\partial \varphi} = \left(k_2 + 2k_1\omega\right) \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (C_3$$

Die Flüssigkeitsbewegung in den Kanälen ist hiemit vollständig bestimmt, wenn für die Konstanten k_1, k_2, k_3 die entsprechenden Werte gegeben sind; es ist dies die relative Strömung des Wassers im bewegten Rad.

Es unterliegt keiner Schwierigkeit auch die absolute Strömung zu bestimmen, wenn man berücksichtigt, dass die Komponente v_a für die absolute Strömung dieselbe ist, wie für die relative, dass hingegen die Komponente u_a der absoluten Strömung die Resultierende aus u und $r\omega$ ist; hiemit ergeben sich die Komponenten der absoluten Strömung mit

$$v_a = \frac{k_1}{r} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (a_1$$

$$u_a = u + r\omega = \frac{1}{2}\frac{kr}{k_1}r + \frac{k_3}{r} + r\omega \quad \ldots\ldots (b_1$$

und als Differenzialgleichung der absoluten Bahnen:

$$\frac{dr}{rd\varphi} = \frac{v_a}{u_a} = \frac{k_1}{\left(\frac{1}{2}\frac{k_2}{k_1} + \omega\right)r^2 + k_3} \quad \ldots\ldots (c_1$$

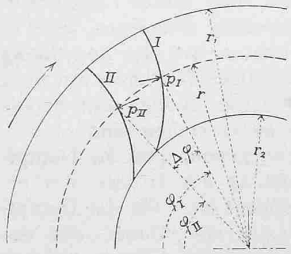


Abb. 16.

Die Gleichung C_3 gibt die Veränderlichkeit der Pressung längs eines Parallelkreises und es folgt aus derselben

$$-\frac{g}{\gamma}\left(p_I - p_{II}\right) = \left(k_2 + 2k_1\omega\right)\left(\varphi_I - \varphi_{II}\right)$$

$$-\frac{g}{\gamma}\Delta p = \left(k_2 + 2k_1\omega\right)\Delta\varphi$$

Nun ist $\Delta\varphi$ zwischen zwei Schaufeln konstant und daher auch Δp, da $k_2 + 2k_1\omega$ = Konstant ist; dieses Δp ist bei gleichmässiger Verteilung der Schaufeln auch die Pressungsdifferenz auf den Schaufeln selbst, die dieselben

durch die Flüssigkeit an ihren beiden Seiten erleiden, und es ergibt sich daher für die Bestimmung des in einem Kanal ausgeübten Drehmomentes pro Längeneinheit der Z Achse.

$$dM = r(\Delta p)dr$$

$$= \frac{\gamma}{g}\left(k_2 + 2k_1\omega\right)\left(\Delta\varphi\right)rdr$$

$$M = \frac{\gamma}{g}\left(k_2 + 2k_1\omega\right)\Delta\varphi\,\frac{r_2^2 - r_1^2}{2}$$

Dasselbe Resultat ergibt sich aus dem bekannten Momentsatz der Turbinentheorie; nach demselben ist, wenn $\frac{\gamma Q}{g}$ die den Kanal pro Sekunde durchströmende Wassermasse bedeutet, das auf das Rad ausgeübte Moment

$$M = -\frac{\gamma Q}{g}\left(u_{a2}r_2 - u_{a1}r_1\right)$$

Nun ist $\frac{\gamma Q}{g} = \frac{\gamma}{g}\Delta\varphi\, r_1 \cdot v_1 = \frac{\gamma}{g}\Delta\varphi\, k_1$

$$u_{a2}\,r_2 - u_{a1}\,r_1 = \left(\frac{1}{2}\frac{k_2}{k_1} + \omega\right)\left(r_2^2 - r_1^2\right)$$

und somit gleich wie früher

$$M = \frac{\gamma}{g}\left(k_2 + 2k_1\omega\right)\Delta\varphi\,\frac{r_1^2 - r_2^2}{2}$$

Es können obige Gleichungen noch weiter diskutiert werden.

Aus Gleichung C_3 folgt dass $\frac{\partial p}{\partial\varphi} = 0$, die Pressung längs eines Parallelkreises also konstant wird, wenn die Bedingung

$$k_2 + 2k_1\omega = 0 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (d$$

erfüllt ist; ferner ergibt Gleichung b_1, dass $u_a = 0$, die absolute Strömung, also eine einfache nicht kreisende Bewegung ist, wenn

$$\left(\frac{1}{2}\frac{k_2}{k_1} + \omega\right)r^2 + k_3 r = 0 \quad \ldots\ldots \quad (e$$

ist; soll gleichzeitig die Pressung am Parallelkreis konstant sein, so wird in Gleichung e der Klammerausdruck $= 0$ und somit muss in dem Fall $k_3 = 0$ sein.

Diese Beziehungen geben Anhaltspunkte für die Konstruktion der Schaufelenden; dass im festen Leitapparat eine richtige Führung bei gleichzeitiger Konstanz der Pressung längs des Umfanges durch die logarithmische Spirale als Schaufelform erzielt wird, geht schon aus den Erörterungen des vorigen Abschnittes hervor.

Aus der Bedingung d folgt $ur = k_3 - \omega r^2$

$\frac{dr}{rd\varphi} = \frac{k_1}{k_3 - \omega r^2}$ und hiermit $lg\frac{r}{r_1} - \frac{\omega}{2}(r^2 - r_1^2) = k_1(\varphi - \varphi_1)$ als Gleichung der Kurve der Laufradschaufel für gleichmässige Pressungsverteilung; wird die Schaufel am Eintrittsumfang in dieser Weise, die Enden der Leitradschaufeln nach logarith. Spiralen ausgeführt, so ist gleichmässiger Uebergang aus dem Leitrad ins Laufrad erreichbar; es wird hierbei $u_a r = k_3$ und man erkennt, dass k_3 die Konstante der u Komponente im Leitapparat sein muss.

Mit $k_3 = o$ folgt $ur = -\omega r^2$, $\frac{dr}{rd\varphi} = -\frac{k_1}{\omega r^2}$ und hiermit

$$\frac{\omega}{2}\left(r^2 - r_2^2\right) = k_1\left(\varphi_2 - \varphi\right)$$

als Gleichung der Schaufelkurve für radiale Richtung der absoluten Strömung bei gleichzeitiger Konstanz der Pressung am Parallelkreis; werden daher die Schaufelenden des Laufrades nach einer der letzten Gleichung entsprechenden Kurve geformt, so ist ein korrekter Uebertritt aus dem Laufrad ins Saugrohr ermöglicht.

* * *

Diese Beispiele dürften die Anwendbarkeit zylindrischer Koordinaten für analytische Untersuchungen von Flüssigkeitsbewegungen in Rotationshohlräumen in hinreichendem Masse erwiesen haben.

Der weitere Ausbau der begonnenen Entwicklungen, sowie die Resultate vergleichender experimenteller Untersuchungen werden Gegenstand späterer Veröffentlichungen sein.

Zürich, im Juni 1903.

Von der europäischen Fahrplankonferenz in Zürich, 10. und 11. Juni 1903.

Die europäische Fahrplankonferenz, welche in den Tagen des 10. und 11. Juni in Zürich zusammentrat, hatte sich mit 252 Anträgen zu befassen, die den Winterdienst 1903—1904 betreffen. Die Liste der einzelnen eingeladenen Verwaltungen zeigte eine Anzahl von 179. Anträge allgemeiner Natur, welche nur ausnahmsweise gestellt werden, kamen auch diesmal nicht zur Verhandlung, ausgenommen die Festsetzung der äusseren Geschäftsordnung d. i. Zeit und Ort der nächstfolgenden Tagung. Da gewöhnlich nur ein Teil der eingeladenen Verwaltungen an einem Gegenstande interessiert ist, so vollziehen sich die Beratungen in Gruppen, welche gleichzeitig neben einander arbeiten, wodurch es möglich wird, ein sehr umfangreiches Arbeitsmaterial in verhältnismässig kurzer Zeit zu bewältigen. Einzelne Gruppen finden sich auch schon vor den offiziellen Tagen zusammen, zu welchem Zwecke die Verhandlungslokale schon von Montag den 8. Juni an den Konferenz-Abgeordneten zur Verfügung gestellt worden waren.

Die Institution dieser Konferenzen ging als selbständige Einrichtung aus der Initiative der Verwaltungen des Vereins deutscher Eisenbahnverwaltungen hervor. Nach und nach schlossen sich immer weitere Kreise an, sodass heute nahezu sämtliche europäische Staaten in der Konferenz anwesend sind. Auch die Schlafwagengesellschaft, die mit ihren Unternehmungen ein Bindeglied zwischen den kontinentalen Verwaltungen bildet, ist regelmässig beteiligt und vertreten. Bemerkenswert ist ferner, dass auch eine Anzahl von Staaten ihre Vertreter an die Konferenz abordnen, so diesmal das Deutsche Reich, Preussen, Frankreich, Oesterreich, Ungarn, Italien, Niederlande, Russland und die Schweiz. Die Konferenz stellt somit in einer gewissen Richtung, nämlich soweit es das Fahrplanwesen betrifft, die europäische Eisenbahnwelt dar und es ist deren Zusammentreten jeweilen ein Ereignis vor Allem für diejenigen Kreise, welche zunächst am Personenverkehr beteiligt sind.

Bekanntlich hat die Konferenz schon einmal im Jahre 1877 in Zürich getagt. Später trat sie in der Schweiz am 22. und 23. Juni 1887 in Luzern, am 18. und 19. Juni 1889 in Interlaken und am 10. und 11. Juni 1896 in Genf zusammen.

Die diesmalige Tagung hatte für die Schweiz eine besondere Bedeutung. Indem Herr Bundesrat Zemp die Verhandlungen eröffnete, führte er gleichzeitig die schweizerischen Bundesbahnen vor den Vertretern der europäischen Eisenbahnen ein. Den Vorgang der Verstaatlichung kurz zusammenfassend, gab er das Ergebnis derselben in einem Ueberblick über die Grundzüge des Rückkaufsgesetzes vom Jahre 1887, den Umfang des zu verstaatlichenden schweizerischen Eisenbahnnetzes, denjenigen der bereits an den Staat übergegangenen Linien und die Grundsätze der neuen Verwaltung. Nach diesen Mitteilungen misst das Netz der Schweiz. Bundesbahnen dermalen 2500 *km*, der Kaufpreis beträgt 911,5 Mill. Fr. gegenüber einem Betrage des Baukonto von 834,7 Mill. Fr. Die Verwaltung hat ausschliesslich den Zwecken des Verkehrs zu dienen. Er spricht die Hoffnung aus, dass sie damit auch ein kräftiges Glied des europäischen Eisenbahnwesens bilden werde.

Die offizielle Leitung der Verhandlungen wurde von der Generaldirektion in musterhafter Weise durchgeführt. Dementsprechend waren auch alle Anordnungen der sogenannten äusseren Tagesordnung, die den Traditionen gemäss in dem Rahmen einer einfachen und herzlichen Festlichkeit gehalten waren. Zu dem Gelingen aller Anordnungen hat überdies die Wahl des Konferenzortes unzweifelhaft beigetragen.

Am Vorabend der offiziellen Tage fand eine gemütliche Vereinigung in dem wirkungsvoll illuminierten Garten des Hôtel Baur au lac statt. Die Räumlichkeiten der Ton-