

Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band: 11/12 (1888)
Heft: 13

Artikel: Untersuchung einiger Indicatordiagramme
Autor: Fliegner, A.
DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-14997>

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: 01.04.2025

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

INHALT: Untersuchung einiger Indicator diagramme. Von Prof. A. Fliegner. — Durch Electricität getriebener Strassenwagen. — La France et le Simplon. — Miscellanea: Ueber die Lage der schweizerischen Cementindustrie im Jahre 1887. Qualitätsbeurtheilung von Stahl-

schienen. III. Internationaler Binnenschiffahrts-Congress in Frankfurt a. M. — Concurrenzen: Neubauten der Twannberggesellschaft in Twann (Ct. Bern).

Untersuchung einiger Indicator diagramme.

Von Prof. A. Fliegner.

Die nachstehend besprochenen Diagramme sind an der Versuchs-Dampfmaschine der mechanischen Abtheilung des Polytechnikums abgenommen. Diese Maschine hat bei einem Cylinderdurchmesser von 0,3 m einen Kolbenhub von 0,75 m. Ihre Kolbenstange ist durchgehend, da der Condensator hinter dem Cylinder liegt. Durch möglichst sorgfältige Füllung mit Wasser hatte sich das vom Kolben zurückgelegte Volumen zu $F_s = 51,050$ Liter ergeben. Auf demselben Wege war der schädliche Raum auf der indicirten Cylinderseite zu $\epsilon_0 = 3,424\%$ gefunden worden.

Bei der Untersuchung arbeitete die Maschine mit einem einfachen Schieber und *Stephenson'scher* Steuerung. Letztere wurde in vier verschiedenen Einstellungen benutzt, und es entspricht im Folgenden der I. Grad der kleinsten, der IV. der grössten erreichten Füllung.

Beobachtet wurden die Druckänderungen auf einer Seite des Cylinders, im Schieberkasten und im Condensator, und zwar so, dass ich selbst den Cylinder indicirte, während unmittelbar vor- und nachher mein Assistent je ein Diagramm am Schieberkasten und am Condensator abnahm. Leider war es nicht möglich, unmittelbar am Anfang des Ausströmungscanals einen Indicator anzubringen, ich musste mich also auf eine Indicirung des Condensators beschränken.

Die Scala der Indicatorfedern war, soweit sie einen Ueberdruck anzeigten, vorher unter Dampf mit einem Quecksilbermanometer geacht worden. Zur gleichen Prüfung des Vacuums fehlten mir die Apparate. Ich habe daher bei dem am Cylinder befindlich gewesenen Indicator die für Ueberdruck gefundene Scala auch auf das Vacuum übertragen. Für den am Condensator benutzten Indicator musste ich mich dagegen an den dem Instrument beiliegenden Masstab halten, der allerdings nicht ganz genau zu sein scheint. Wenigstens ergab sich so für den IV. Grad der Steuerung der kleinste Druck im Cylinder etwa 0,01 Atm. niedriger, als der Druck im Condensator. Ich habe daher in diesem Falle den Druck im Condensator willkürlich etwas tiefer angenommen. Für alle übrigen Fälle ist diese Unsicherheit bedeutungslos.

Der Kessel reicht für den grösseren Dampfverbrauch der Stephenson'schen Steuerung nicht aus. Es war mir daher nicht möglich, die Maschine längere Zeit bei gleicher Pressung und gleicher Geschwindigkeit im Gange zu erhalten; letzteres auch deshalb nicht, weil die Maschine keinen Regulator besitzt. Ich musste mich also damit begnügen, einige wenige Diagramme, 2 bis 5, möglichst rasch nacheinander abzunehmen, so dass sich in dieser Zeit obige Grössen nicht übermässig änderten. Trotzdem schwankte die minutliche Umdrehungszahl n bei den einzelnen Gruppen zwischen folgenden Grenzen:

| Grad | I ^a | I ^b | II ^a | II ^b | III ^a | III ^b | IV |
|------------------|----------------|------------------------------------|-----------------|--|------------------------------------|------------------|-----------------------------------|
| Anzahl d. Diagr. | 5 | 5 | 5 | 4 | 4 | 2 | 2 |
| n | 35-41 | 64 ¹ / ₂ -67 | 39-42 | 64 ¹ / ₂ -74 ¹ / ₂ | 40 ¹ / ₂ -44 | 57-60 | 44-47 ¹ / ₂ |

Für jede Gruppe wurde hieraus ein mittleres Diagramm aus je 20 gleichmässig über die Länge vertheilten Ordinaten hergeleitet. Diese mittleren Diagramme sind auf nachfolgender Seite dargestellt. Ueber und unter den für den Cylinder geltenden Diagrammen habe ich die zugehörigen Diagramme des Schieberkastens und Condensators hinzugefügt, aber nur während der Ein- und Ausströmungsperiode. Von diesen Linien ist die obere am Anfang oft doppelt; dann entspricht der obere Ast dem Voreinströmen, der untere dem eigentlichen Einströmen. Beim Condensator hatte sich immer nur eine einfache Linie ergeben.

Die Eröffnung der Dampfcanäle durch die Steuerung wurde nachträglich an der kalten Maschine für unter sich gleiche Winkelintervalle der Kurbel nachgemessen. Dazu wurde ein Schaltrad benutzt, welches zum Zwecke des Anlassens der Maschine auf der Schwungradwelle aufgekeilt ist. Dasselbe besitzt 48 Zähne, eine Anzahl, die gross genug ist, um für den vorliegenden Zweck je einen vollen Zahn weiter schalten zu dürfen. Der Augenblick des Eröffnens für das Einströmen wurde dabei in folgender Weise bestimmt: der Schieber ist getheilt, so dass der Dampfcanal geradlinig in den Cylinder hineingeht. Ihm gegenüber befindet sich die Oeffnung für Anbringung des Indicators. Vor letzterer wurde nun eine Flamme entzündet und dann die Schieberstellung beobachtet, bei welcher die Flamme gerade anfang sichtbar zu werden. Die Schieberstellungen bei Beginn und Ende des Ausströmens wurden dann durch möglichst genaue Nachmessung der Dimensionen des Schiebers und Schieberspiegels ermittelt. Die so gefundenen Eröffnungen für das Ein- und Ausströmen sind in der folgenden Tabelle I in den Columnen e in Millimetern angegeben. Da die Canalbreite 135,5 mm beträgt, so ist die jedesmalige Canalöffnung $f = 135,5 e \text{ mm}^2$.

Die den 48 Kurbelstellungen zugehörigen Kolbenstellungen wurden berechnet, und zwar unter Berücksichtigung der endlichen Länge der Kurbelstange (5 fache Kurbellänge). In Tab. I sind diese Stellungen in Theilen des ganzen Kolbenhubes in der mit ξ bezeichneten Column aufgenommen. In den Figuren ist dann noch die Dampfvertheilung in Function des Kolbenweges nach Art der Schieberellipse dargestellt. Die angenäherte Constanz der grössten Eröffnungen für das Ein- und Ausströmen rührt daher, dass der Steuerungsmechanismus etwas todtten Gang hatte. Die Werthe von e in Tab. I geben übrigens die unmittelbaren, nicht ausgeglichenen, Beobachtungsergebnisse. Dasselbe gilt auch von den Pressungen.

Diese Diagramme sollen zunächst einmal mit Rücksicht auf die *Drosselung des Dampfes durch den Schieber* und auf die *Condensationen und Wiederverdampfungen* beim Ein- und Ausströmen genauer untersucht werden.

Das Durchströmen des Dampfes durch die freie Oeffnung des Canals im Schieberspiegel geht für den vorliegenden Zweck mit hinreichender Genauigkeit nach den empirischen Napier'schen Formeln zu beurtheilen. Bezeichnet

- p_1 den Druck in dem Raum, aus welchem der Dampf ausströmt,
- p_2 den Druck in demjenigen, in welchen er einströmt, beide Pressungen in metrischen Atmosphären eingeführt,
- v_1 das spezifische Volumen bei p_1 ,
- f in m^2 den Mündungsquerschnitt,
- G das in 1 Secunde durchgeströmte Dampfgewicht in kg ,
- μ einen Erfahrungscoefficienten,

so ist nach Napier zu setzen für:

$$\left. \begin{aligned} \frac{p_2}{p_1} > 0,5 : G &= 2 \mu f \sqrt{\frac{p_2(p_1 - p_2)}{p_1 v_1}} \\ \frac{p_2}{p_1} < 0,5 : G &= \mu f \sqrt{\frac{p_1}{v_1}} \end{aligned} \right\} (1.)$$

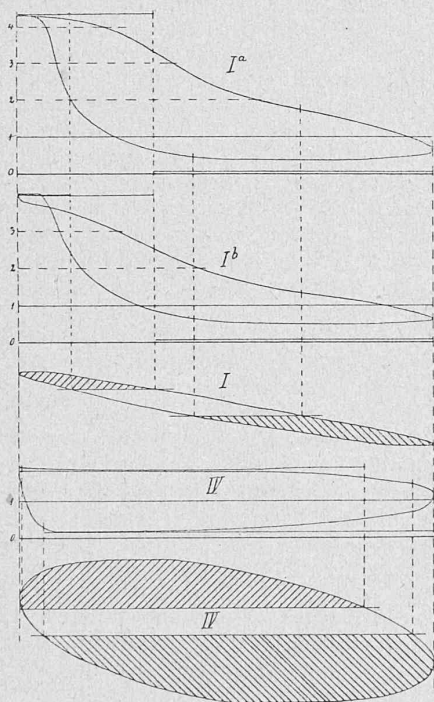
Dabei hat sich ergeben: für gut abgerundete Mündungen $\mu = 205$, für Mündungen in dünner Wand $\mu = 190$. Die Formeln und Werthe von μ setzen aber voraus, dass der Dampf innerhalb nahezu trocken ist, sowie, dass sich f und die p während des Strömens nicht ändern.

Da letztere Bedingung bei der zu untersuchenden Bewegung des Dampfes nicht erfüllt ist, so muss man sich den Vorgang in kleine Theile zerlegt denken. Als solche Theile sind weiterhin die den 48 Zähnen des Schaltrades entsprechenden Drehwinkel der Kurbel eingeführt. Setzt

man die Drehung der Achse als gleichförmig voraus, so folgt die Zeit t für $1/48$ Umdrehung bei n Umdrehungen in der Minute zu:

$$t = \frac{1,25}{n} \text{ Sekunden.} \quad (2.)$$

Für diese kurze Zeit ändert sich f verhältnissmässig so wenig, dass man unbedenklich als constanten Mittelwerth je das arithmetische Mittel aus den Grenzwerten einführen kann. Die Grenzwerte von e , also auch von f , ergaben sich dabei unmittelbar aus der vorhin besprochenen Messung. Diejenigen für die Pressungen wurden dagegen aus einer in grösserem Massstabe ausgeführten Zeichnung interpolirt. Dann wurde, zunächst unter der Annahme, dass sich der Dampf überall im trockenem gesättigten Zustande befindet, für diese Grenzen die $f(p, v)$ der Napier'schen Gleichungen berechnet und weiter für jedes Intervall als constanter Mittelwerth von $f(p, v)$ ebenfalls das arithmetische Mittel aus diesen Grenzwerten eingeführt. Auch die zweite Na-



piersche Gleichung wurde dabei so umgeformt, dass $f(p, v)$ in der Gestalt $p_1 / \sqrt{p_1 v_1}$ auftrat, und in dieser Form für die nicht in den Dampftabellen enthaltenen Pressungen der Werth von $\sqrt{p_1 v_1}$ proportional interpolirt. Da sich $\sqrt{p_1 v_1}$ mit dem Drucke nur sehr wenig ändert, so ist diese Interpolation sehr genau.

Bezeichnet jetzt

δG das bei $1/48$ Umdrehung, also in t'' durchgeströmte Dampfgewicht,

p ohne Index, wie in Tab. I, den Druck im Cylinder,

p_a den äusseren Druck, also im Schieberkasten oder Condensator (eine Zweideutigkeit kann bei dieser Bezeichnung nicht eintreten, da nie gleichzeitig Ein- und Ausströmen stattfindet),

und versteht man unter den f und $f(p, v)$ die eben erläuterten Mittelwerthe, so gehen die Napier'schen Gleichungen in folgende über:

Beim Einströmen aus dem Schieberkasten in den Cylinder ist bei den vorliegenden Diagrammen stets $p/p_a > 0,5$, also ist δG stets zu berechnen nach:

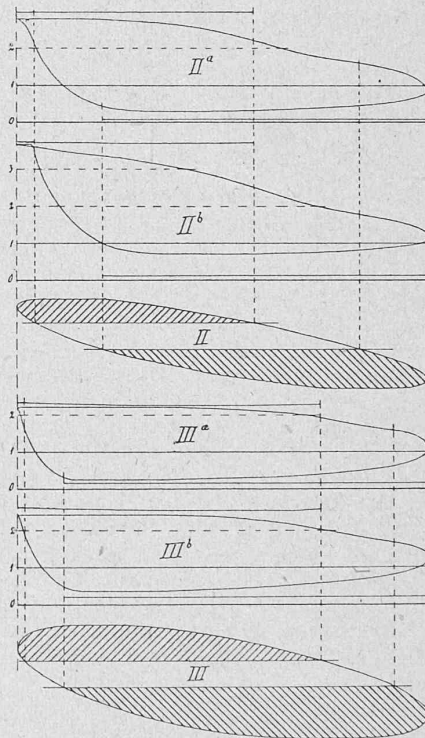
$$\delta G = 2 \mu f t \sqrt{\frac{p(p_a - p)}{p_a v_a}} \quad (3.)$$

Beim Ausströmen aus dem Cylinder in den Condensator ist p_a/p meist kleiner als 0,5, es kommen aber auch grössere Werthe vor. Daher ist für:

$$\left. \begin{aligned} \frac{p_a}{p} > 0,5 : \delta G &= 2 \mu f t \sqrt{\frac{p_a(p - p_a)}{p v}} \\ \frac{p_a}{p} < 0,5 : \delta G &= \mu f t \frac{p}{\sqrt{p v}} \end{aligned} \right\} (4.)$$

Nach der ersten der beiden Gleichungen (4.) ist übrigens auch für einen Theil des „Voreinströmens“ bei dem Diagramm I^b zu rechnen, während welches, da der Druck im Cylinder durch die Compression grösser geworden ist, als der Druck im Schieberkasten, in Wirklichkeit ein Ausströmen von Dampf aus dem Cylinder in den Schieberkasten stattfinden muss.

Was den Werth des Coefficienten μ für das Einströmen anbetrifft, so hat man es, da der Dampfcanal von 18 mm Breite bei keiner der benutzten Einstellungen der Steuerung



ganz geöffnet wird (max. e beträgt beim IV. Grade nur 13 mm) mit einer Mündung zu thun, die man als eine „theilweise besetzte Mündung in dünner Wand“ wird ansehen dürfen. Der „Besatz“ wird gebildet durch die äussere Begrenzungsfläche des Schieberlappens. Für eine solche Mündung ist μ grösser, als für eine Mündung in dünner Wand ohne Besatz, dagegen ist es kleiner, wie bei einer gut abgerundeten Mündung. Man wird also jedenfalls nicht stark fehl greifen, wenn man für das Einströmen rund

$$\mu_e = 200 \quad (5.)$$

annimmt. Die Bedingung, dass der Dampf im Schieberkasten nahezu trocken ist, wird man auch als hinreichend erfüllt ansehen dürfen.

Für das Ausströmen sind zwar die Verhältnisse an der Canalöffnung wesentlich gleichartig. Da aber der äussere Druck im Condensator gemessen ist, so sind auf den Werth von μ_a auch die Widerstände des Abdampfrohres von Einfluss. Diese würden zur Folge haben, dass $\mu_a < \mu_e$ werden müsste. μ_a hängt aber jedenfalls auch von dem Nässegrade des Dampfes im Cylinder ab, wie, ist aber noch unbekannt. μ_a lässt sich also nicht so schätzen, wie μ_e . Es soll nachher noch gezeigt werden, wie sich aus den Versuchen das Verhältniss μ_a / μ_e berechnen lässt. Hier soll nur angeführt

werden, dass sich als abgerundeter Mittelwerth aller Diagramme ergeben hat:

$$\mu_a = 190. \quad (6.)$$

In Wirklichkeit ändern sich die Werthe von μ_e und μ_a wahrscheinlich mit der Grösse der Canalöffnung und vielleicht auch etwas mit den Pressungen. Für die folgenden Untersuchungen genügt es aber, wenn man beide als constant ansieht, da die Aenderung kaum gross zu erwarten ist.

Wenn die specifischen Dampfmengen im Schieberkasten, im Cylinder und im Condensator für jede Kurbelstellung bekannt wären, so ginge der wirkliche Werth von μ aus den Versuchen nach den Gleichungen (3.) und (4.) leicht zu berechnen. Da aber die specifische Dampfmenge namentlich im Cylinder jedenfalls beträchtlich schwankt, so wird eine solche Berechnung unmöglich.

Berechnet man dagegen die Werthe von μ unter der Voraussetzung je constanter specifischer Dampfmenge in jedem der drei Räume, so gestattet der Verlauf dieser Werthe umgekehrt einen Rückschluss auf die specifische Dampfmenge im Cylinder, also auch auf die dortigen Condensationen und Wiederverdampfungen.

Diese Rechnung habe ich durchgeführt. Ihre wesentlichen Ergebnisse sind in Tab. I angegeben. Bezeichnet

G den ganzen Cylinderinhalt in kg ,

x die specifische Dampfmenge desselben,

ξ den Theil seines Weges, um welchen der Kolben von seinem linken todten Punkte absteht,

γ das specifische Gewicht des Dampfes auf der Grenzcurve,

so berechnet sich der augenblickliche Inhalt des Cylinders an trockenem Dampf, unter Vernachlässigung des Volumens des wasserförmigen Theiles zu:

$$Gx = F_s(\xi + \epsilon_0)\gamma. \quad (7.)$$

Dieser Werth wurde für die 48 Stellungen der Kurbel berechnet; in Tab. I ist er in Grammen angegeben. γ wurde dabei nach der Dampftabelle proportional interpolirt. Die Differenzen je zweier benachbarter Werthe von Gx , $\delta(Gx)$, geben dann die Aenderung des dampfförmigen Cylinderinhaltes während eines jeden Winkelintervalles. Ferner wurden für die einzelnen Intervalle die Mittelwerthe der Factoren von μ auf der rechten Seite der Gleichungen (3.) und (4.) berechnet; das sind auch die Quotienten $\delta(Gx)/\mu$. Die Division der Werthe von $\delta(Gx)$ durch diese Quotienten ergab endlich die in Tab. I enthaltenen Werthe von μ .

Diese Werthe von μ ändern sich so stark, sie werden sogar gelegentlich negativ, dass man den Grund einer solchen Veränderlichkeit unmöglich in einer Veränderlichkeit der Widerstände oder Contractionen allein suchen kann, ebensowenig in Beobachtungsfehlern allein. Man wird dieselbe vielmehr durch eine starke Schwankung der specifischen Dampfmenge x erklären müssen. Der starken Veränderlichkeit von μ gegenüber erscheint es aber zulässig, bei der folgenden Discussion μ_e und μ_a je constant vorauszusetzen und dafür die oben angegebenen numerischen Werthe zu benutzen.

Beim *Einströmen* bedeutet dann ein Werth von $\mu > 200$ eine Zunahme des dampfförmigen Cylinderinhaltes, welcher grösser ist, als nach den Pressungen und der Canaleröffnung erwartet werden kann; es muss daher ein Theil des im Cylinder enthaltenen Wassers verdampft sein. Ist dagegen $\mu < 200$, so hat die Menge reinen Dampfes im Cylinder weniger zugenommen, es muss also ein Theil des eingeströmten Dampfes condensirt sein. Negative Werthe von μ entsprechen sogar einer Abnahme von Gx ; es hat sich dann nicht nur aller eingeströmte Dampf condensirt, sondern auch noch ein Theil des schon im Cylinder enthaltenen Dampfes.

Beim *Ausströmen* nimmt für $\mu > 190$ der Dampfinhalt des Cylinders stärker ab, als er nach den Pressungen und der Canaleröffnung sollte; es muss also eine Condensation stattgefunden haben. Werthe von $\mu < 190$ deuten

dagegen auf eine Verdampfung, die für $\mu < 0$ sogar so bedeutend wäre, dass trotz Ausströmens eine Zunahme der im Cylinder befindlichen Dampfmenge eintreten würde.

Die Werthe von μ in Tab. I verlaufen allerdings stellenweise ziemlich unregelmässig, namentlich in der Nähe des rechten todten Punktes der Kurbel. Diese Schwankungen lassen sich aber leicht aus der Schwierigkeit einer genauen Interpolation der Indicatorcurve in dieser Gegend des Diagrammes erklären. In anderen Fällen mögen sich auch Massenwirkungen des Indicators fühlbar machen. Beim Ausströmen bei Diagramm IV stört die Unkenntnis der genauen Scala des am Condensator benutzten Indicators. Endlich finden sich noch einige auffallend grosse Werthe von μ am Anfang oder Ende einer Reihe, namentlich dann, wenn der Canal nur sehr wenig geöffnet war oder gerade geschlossen hatte. Diese Abweichungen sind dadurch erklärlich, dass die beim Einströmen absperrende Kante des Schieberpiegels an einer Stelle nicht unbedeutend ausgebrochen war, so dass der Dampf in Wirklichkeit eine grössere Durchtrittsöffnung frei fand, als der Rechnung zu Grunde gelegt ist. Das ergibt zu grosse Werthe von μ . Die beim Ausströmen absperrende Kante des Schieberpiegels ist besser beschaffen. Vielleicht ist in dieser Richtung aber auch der Umstand von Einfluss, dass der Schieber bei der arbeitenden, warmen Maschine etwas anders stand, als bei der Nachmessung seiner Bewegung an der kalten Maschine.

Denkt man sich die Schwankungen von μ hiernach etwas ausgeglichen, und beachtet man noch bei Diagramm I b, dass zwischen $\varphi = 33$ bis 34 und dem todten Punkt der Kurbel der Druck im Cylinder grösser ist, als derjenige im Schieberkasten, dass also während dieses Theiles des „Voreinströmens“ in Wirklichkeit ein Ausströmen auftritt, so ergibt sich aus Tab. I für das Verhalten des Dampfes im Inneren des Cylinders im Mittel aller Diagramme folgendes:

Am Anfang des Voreinströmens condensirt gewöhnlich nicht nur aller einströmende Dampf, sondern sogar ein Theil der schon im Cylinder befindlichen Dampfmenge. Die Condensation nimmt bald ab, aber erst in der Nähe des todten Punktes beginnt weniger zu condensiren, als einströmt. Die Condensation wird weiterhin immer geringer und geht bei den hier untersuchten Diagrammen noch während des Einströmens in eine Verdampfung über, die dann während der ganzen Expansionsperiode anhält. Mit dem Beginn des Vorausströmens steigt die Verdampfung bedeutend, wird aber im weiteren Verlaufe des Ausströmens gegenüber der ausgeströmten Dampfmenge bald angenähert constant. Während der Compressionsperiode tritt auch meist eine ununterbrochene Verdampfung auf. Uebrigens scheint es, dass die Condensationen und die Wiederverdampfungen bei gleicher Einstellung der Steuerung mit zunehmender Umdrehungszahl der Maschine abnehmen, wahrscheinlich, weil für die dabei nöthigen Wärmeübergänge weniger Zeit vorhanden ist.

Die Stärke der Condensation und Wiederverdampfung ergibt sich auf diese Weise aber nicht absolut, sondern nur gegenüber dem ein- oder ausgeströmten Dampfgewicht.

(Schluss folgt.)

Durch Electricität getriebener Strassenwagen.

Strassenlocomotive und Dampfkutsche sind im Begriff, durch ein neues, eigenthümliches Fuhrwerk in den Schatten gestellt zu werden, nämlich durch den electricischen Strassenwagen, der im Stande ist, mit einer Geschwindigkeit von 16 km pro Stunde vier bis fünf Stunden lang zu fahren, vorausgesetzt, dass die Strasse eben und gut unterhalten sei. Die Nummer vom 14. September des „Iron“ giebt eine Beschreibung und Darstellung eines solchen Wagens, der kürzlich für den türkischen Sultan von der Firma Immish & Co. in Camden-Town ausgeführt worden ist. Die electricische Energie wird in vierundzwanzig kleinen, beson-