Zeitschrift: Die Eisenbahn = Le chemin de fer
Herausgeber: A. Waldner
Band: 16/17 (1882)
Heft: 18

Artikel: Ueber Compound-Maschinen
Autor: Orelli, H. v.
DOI: https://doi.org/10.5169/seals-10314

Nutzungsbedingungen
Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften auf E-Periodica. 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. Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen sowie auf Social Media-Kanälen oder Webseiten ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. Mehr erfahren

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. La reproduction d'images dans des publications imprimées ou en ligne ainsi que sur des canaux de médias sociaux ou des sites web n'est autorisée qu'avec l'accord préalable des détenteurs des droits. En savoir plus

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. Publishing images in print and online publications, as well as on social media channels or websites, is only permitted with the prior consent of the rights holders. Find out more

Download PDF: 02.07.2025

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

können; als allgemeine Betriebsform dagegen sind sie unbedingt verwerflich und ein Grundübel unseres schweizerischen Eisenbahnwesens.

Die gemischten Züge befriedigen — wie in der Regel jedes Mittelding — nach keiner Weise hin; für den Personenverkehr fahren sie zu langsam und beeinträchtigen dessen Regelmässigkeit und Sicherheit, für Güterzüge dagegen ist ihre Fahrzeit häufig unzureichend, um volle Ausnutzung zu gestatten.

Statt vorzugsweise nur schwere Güterzugsmaschinen zu verwenden und auf Bahnen mit geringem Personenverkehr die mangelnde Belastung durch Güterwagen zu ergänzen, resp. die Fahrordnung von gewissen Locomotivtypen abhängig zu machen, ist es gewiss rationeller, umgekehrt das Betriebsmaterial den Verkehrsbedürfnissen anzupassen. Ueberall, wo diese Erkenntniss zum Durchbruch gelangte, sind gleichzeitig mit der Verbesserung des Dienstes erhebliche Ersparnisse erzielt worden; in neuester Zeit scheinen sich namentlich auch österreichische Bahnen mit der Lösung dieser Frage zu beschäftigen, wobei den continuirlichen Schnellbremsen ebenfalls die ihnen gebührende hohe Bedeutung zuerkannt wird.

Da bei diesen fortschrittlichen Bestrebnngen auf dem Gebiete des Eisenbahnbetriebes die Interessen des Publikums und der Bahnverwaltungen Hand in Hand gehen, dürfen wir wohl auch in der Schweiz einer allmäligen Besserung der bestehenden Verhältnisse entgegensehen; an Linien, die sich für einen öconomischen Secundärbetrieb besonders eignen, fehlt es keineswegs. Sollten die vorstehenden Mittheilungen mit dazu beitragen können, in dieser Richtung einige Anregung zu geben, so ist ihr Zweck erfüllt.

Biel, im October 1882.

R. Weyermann,
Maschinenmeister der Jura-Bern-Luzern-Bahn.

Ueber Compound-Maschinen.

Von Maschineningenieur *H. v. Orelli.*
(Fortsetzung und Ergänzung des in Bd. XVI, Nr. 12 erschienenen Artikels.)

a) Maschinen mit festen Cylindern und variabeln Füllungsgraden in denselben.

Es seien für verschiedene Leistungsgrade die Expansionsverhältnisse beider Cylinder bei gleichmässiger Kraftabgabe zu bestimmen.

Werden die Admissionsspannungen für alle Leistungsgrade als constant vorausgesetzt, ebenso die Gegendruckspannungen, so wird am vortheilhaftesten für die *Minimalleistung* einer Maschine jener Expansionsgrad n einzuführen sein, für welchen $\varphi = 1$ wird. Bei höheren Leistungen wird Spannungsabfall eintreten müssen.

Aus den Gleichungen 26 folgen sofort für $\varphi = 1$:

p	7	7	7	6	6	6
g	0,20	0,25	0,30	0,20	0,25	0,30
n	17,14	13,69	11,42	14,67	11,76	9,80
e_1	0,186	0,211	0,229	0,202	0,226	0,247
E_1	0,314	0,346	0,382	0,337	0,376	0,415
β	3,18	2,89	2,62	2,97	2,66	2,42
η_1	3,35	3,13	2,95	3,20	2,97	2,79

(32)

Aus Gleichung 29 berechnet sich nun, für die gegebene indicirte Leistung J einer zu construirenden Maschine mit gegebener Umdrehungszahl u, der Durchmesser des kleinen Cylinders:

$$d = 75{,}7 \sqrt{\frac{J}{epv\eta}} \qquad (33)$$

worin η durch Gleichung 28 bestimmbar ist aus dem Werth von η_1 der Tabelle 32.

Um die höchste Leistungsfähigkeit der Maschine zu beurtheilen, legt man am besten den höchst möglichen Füllungsgrad E des grossen Cylinders zu Grunde und bestimmt dazu jenen des kleinen Cylinders in der Weise, dass gleiche Kraftabgabe der beiden Cylinder stattfindet.

Unter Berücksichtigung von:

$$n = \frac{1}{eE} \qquad \varphi = \beta E \qquad f = \frac{1}{e}$$

kann man Gleichung 17 umformen und gewinnt, als obiger Bedingung entsprechend, die Gleichung:

$$\frac{vp}{2}\left(2 + \log f + \log\frac{1}{E} - \frac{1}{\beta E} - \beta\frac{g}{ep}\right) = vp\left(1 + \log f - \frac{1}{\beta E}\right)$$

woraus die Relation entspringt:

$$\log\frac{1}{E} + \frac{1}{\beta E} = \log f + f\beta\frac{g}{p}. \qquad (34)$$

Nimmt man höchsten Füllungsgrad:

$$E = 0{,}85,$$

so folgt die Bedingungsgleichung für den Expansionsgrad f des kleinen Cylinders:

$$\log f + f\beta\frac{g}{p} = 0{,}163 + \frac{1{,}18}{\beta}. \qquad (35)$$

Unter Grundlage der Werthe von p, g, β aus Tabelle 32 berechnen sich die übrigen Verhältnisse für die höchste Leistungsfähigkeit einer Maschine:

p	7	7	7	6	6	6
g	0,20	0,25	0,30	0,20	0,25	0,30
β	3,18	2,89	2,62	2,97	2,66	2,42
f	1,49	1,52	1,55	1,50	1,54	1,57
e_2	0,67	0,66	0,64	0,67	0,65	0,64
E_2	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85
φ	2,70	2,46	2,23	2,53	2,26	2,06
n	1,75	1,78	1,82	1,76	1,81	1,85
η_1	2,06	2,01	1,98	2,02	1,98	1,94

(36)

Indem man nun die Expansionsvorrichtungen in beiden Cylindern innerhalb der durch 32 und 36 gegebenen Grenzen variabel macht und beide durch eine gemeinschaftliche Stellvorrichtung verbindet, ist auch für die zwischenliegenden Leistungsgrade das gleichmässige Arbeiten beider Cylinder gesichert.

Tabelle 36 zeigt ferner, dass die Manövrirfähigkeit der Maschine durch die hohen Füllungsgrade beider Cylinder hinlänglich gewahrt ist, dass also die Maschine in allen ihren Kolbenstellungen Dampf eintreten lässt.

Um für irgend eine andere verlangte Leistung J und Umdrehungszahl u der Maschine ihre Expansionsverhältnisse zu bestimmen, berechnet man aus den bekannten Werthen von J, v, d und p das Product:

$$e\eta = \frac{4500\,J}{\frac{d^2\pi}{4}\,p\,v} = \text{Constante}. \qquad (37)$$

Nimmt man hier e versuchsweise an zwischen den Grenzen e_1 und e_2, so kann man den entsprechenden Werth von E zwischen den Grenzen E_1 und E_2 mit hinreichender Genauigkeit durch proportionale Verschiebung finden und bestimmt alsdann n, φ, η_1 und η; das Product $e\eta$ hat dann obiger Bedingung (37) zu genügen. Der richtige Werth von e muss also durch Probiren gewonnen werden. Ergibt sich e grösser als nach Tabelle 36, so sind die Maschinendimensionen für die verlangte Kraftäusserung zu klein.

Beispiel: Eine Compound-Maschine soll bei *geringster Leistung* mit 44 Umdrehungen 307 Pferdekräfte indiciren, ihr Kolbenhub betrage 1,1 *m*, die Admissionsspannung 7 *kg* absolut, die Gegendruckspannung 0,3 *kg* absolut per *cm*².

Es sollen die Cylinderdimensionen und Füllungsgrade derart bestimmt werden, dass kein Spannungsabfall stattfinde und beide Cylinder gleiche Leistung entwickeln.

Es sollen dann für die gleiche Maschine die Füllungsverhältnisse für eine *mittlere Leistung* von 389 Pferdekräften bei 47 Umdrehungen und für die *Maximalleistung* von 513 Pferdekräften bei 33 Umdrehungen bestimmt werden.

Aus Tabelle 32 folgt sofort für $p = 7$ und $g = 0{,}3$; für die *Minimalleistung:*

$$e = 0{,}23 \qquad E = 0{,}38 \qquad \beta = 2{,}62$$
$$n = 11{,}42 \qquad \eta_1\ 2{,}95.$$

Für diesen Werth von e und $u = 44$ Umdrehungen wird:

$$s = 0{,}17 \qquad \eta = 2{,}78 \qquad v = 96{,}8\,m,$$

woraus nach Gleichung 33:

$$d = 64\ cm,$$

ferner:

$$D = d\sqrt{\beta} = 104\ cm.$$

Für die *mittlere Leistung* von 389 Pferdekräften × 47 Umdrehungen berechnet sich:

$$e\eta = 0{,}748.$$

Nimmt man nun $e = 0{,}29$, so beträgt die entsprechende proportionale Verschiebung der Füllung im grossen Cylinder:

$$E = 0{,}45.$$

Daraus berechnet sich:

$$n = 7{,}66 \qquad \varphi = 1{,}18 \qquad \eta_1 = 2{,}80 \qquad s = 0{,}24$$
$$\eta = 2{,}56 \qquad e\eta = 0{,}742.$$

Die Uebereinstimmung mit dem oben erhaltenen Werth des Productes $e\eta$ ist für practische Zwecke hinreichend genau.

Für die *Maximalleistung* von 513 Pferdekräften × 53 Umdrehungen wird:

$$e\eta = 0{,}883.$$

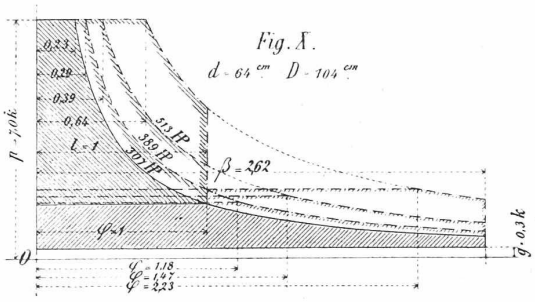
Für: $e = 0{,}39$

wird: $E = 0{,}56 \qquad n = 4{,}59 \qquad \varphi = 1{,}47$

$\eta_1 = 2{,}56 \qquad s = 0{,}31 \qquad \eta = 2{,}25$

$$e\eta = 0{,}878.$$

Die Uebereinstimmung ist hinreichend.



Da $n > 1{,}82$ aus Tabelle 36, so ist klar, dass die Maschine noch weit höheren Kraftanforderungen entsprechen könnte.

Die im vorliegenden Beispiele zu Grunde gelegten Annahmen über Leistungen und Umdrehungszahl sind den Indicationen einer ausgeführten Maschine entnommen, deren Dimensionen folgende sind:

$$d = 61\ cm \qquad D = 110\ cm \qquad l = 1{,}1\ m.$$

Die Expansion war am kleinen Cylinder variabel zwischen den Grenzen von 30 und 60 % Füllung; am grossen Cylinder wurde die Dampfvertheilung durch einen einfachen Vertheilungsschieber bewirkt. Die aufgeführten Angaben 307, 389 und 513 Pferdekräfte wurden aus den wirklichen indicirten Leistungen abgeleitet, indem anstatt des indicirten Gegendruckes der constante Gegendruck von $g = 0{,}3\ kg$ eingeführt wurde. Dadurch wird einerseits eine Prüfung der entwickelten Berechnungsweise von Compound-Maschinen, anderseits eine Vergleichung des ausgeführten Maschine mit der berechneten Maschine hinsichtlich deren Dampfverbrauch wesentlich vereinfacht.

Die Vergleichung der berechneten mit den indicirten Resultaten ist in folgender Tabelle dargestellt:

p =		7,1	7,0	6,52 = höchste Admissionsspg.
g =		0,3	0,3	0,3
e =		0,30	0,40	0,60
E =		0,87	0,87	0,87
φ =		2,83	2,83	2,83
β =		3,25	3,25	3,25
n =		3,83	2,87	1,92
η_1 =		2,53	2,35	2,05
s =		0,24	0,28	0,33
η =		2,29	2,07	1,72
u =		44	47	53
J	indic.	311	383	547
	berechn.	307	389	513
J_{kl}	indic.	210 = 67 % J	252 = 66 % J	302 = 55 % J
	berech.	224 = 73 % J	258 = 66 % J	290 = 56 % J
J_{gr}	indic.	101 = 33 % J	131 = 34 % J	245 = 45 % J
	berech.	83 = 27 % J	131 = 34 % J	223 = 44 % J

Wie man sieht, ist die Uebereinstimmung, namentlich bei mittlerer Leistung überraschend günstig.

Nimmt man bei beiden Maschinen 6 % schädlichen Raum an und vernachlässigt das dort enthaltene, schon zur Wirkung gelangte Dampfgewicht, so berechnet sich die Dampfersparniss bei der berechneten gegenüber der ausgeführten Maschine folgendermassen:

$$100\left(1 - \frac{0{,}29}{0{,}36} \cdot \frac{64^2}{61^2}\right) = 11{,}3\ \%\ \text{für 307 Pferdekräfte}$$

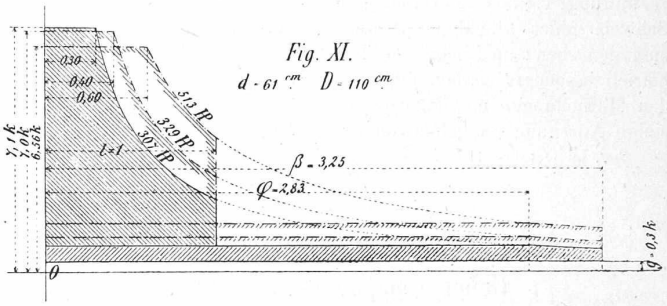
$$100\left(1 - \frac{0{,}35}{0{,}46} \cdot \frac{64^2}{61^2}\right) = 16{,}2\ \%\ \text{für 389 Pferdekräfte}$$

$$100\left(1 - \frac{0{,}45}{0{,}66} \cdot \frac{64^2}{61^2} \cdot \frac{3{,}55}{3{,}31}\right) = 19{,}5\ \%\ \text{für 513 Pferdekräfte,}$$

wobei 3,55 und 3,31 als specifische Gewichte des Dampfes von 7,0 *kg* und 6,52 *kg* Spannung eingeführt wurden.

Ausser dem Vortheil des gleichmässigen Arbeitens der beiden Cylinder würde sich also noch eine grosse Dampfersparniss ergeben.

Die ungünstigere Wirkungsweise des Dampfes in der ausgeführten Maschine geht am klarsten aus den hyperbolischen Diagrammen Fig. XI hervor.



In vielen Fällen mag es wünschenswerth erscheinen, *den grossen Cylinder mit fester Expansion* zu versehen. Dann kann natürlicher Weise nur für einen bestimmten Expansionsgrad im kleinen Cylinder die gleichmässige Kraftabgabe beider Cylinder eintreten.

Man kann nun die Cylinderdimensionen und Expansionsverhältnisse nach Tabelle 32 unter Vermeidung eines Spannungsabfalles für die Minimalleistung der Maschine bestimmen und setzt die Expansion des grossen Cylinders nach obiger Tabelle auf 0,314 bis 0,415 fest, je nach der Admissions- und Gegendruckspannung. Für die übrigen Leistungsgrade wird dann ebenfalls der Spannungsabfall vermieden sein, die relative Kraftabgabe des grossen Cylinders aber sucessive zunehmen und bei voller Füllung des kleinen Cylinders die höchste Maschinenkraft durch den grossen Cylinder allein ausgeübt werden. Um der Maschine die volle Manövrirfähigkeit zu sichern, müsste daher die Expansion am grossen Cylinder auslösbar gemacht werden.

Um die Cylinderleistungen möglichst auszugleichen, ist es aber rathsamer, die Cylinderdimensionen und Expansionsverhältnisse für eine mittlere Leistung der Maschine nach den Gleichungen 26 unter Annahme eines mittleren Expansionsverhältnisses n festzusetzen, also für einen Spannungsabfall einzuführen.

Dieser Spannungsabfall wird dann bei allen Leistungsgraden auftreten, bei der Minimalleistung der kleine Cylinder, bei der Maximalleistung der grosse Cylinder relative Mehrleistung aufweisen.

Sind mittlere und Maximalleistung nicht sehr stark verschieden, so darf die Expansion am grossen Cylinder unauslösbar angeordnet werden.

In beiden Fällen wird man mit Hülfe der Gleichung 37 im Stande sein, für eine gegebene Leistung den Füllungsgrad e im kleinen Cylinder zu bestimmen und zwar in einfacherer Weise als vorher, wenn gleich wieder durch Probiren mit verschiedenen Werthen von e und Bestimmung der zugehörigen Werthe von n, η_1, η und $e\eta$. Die Werthe von E und φ sind dabei constant, letzteres im erstbehandelten Falle = 1.

Sehr oft sind bei ausgeführten Maschinen die grossen Cylinder zu voluminös und ohne Expansionsvorrichtung. Als Folge dessen tritt dann stets ein übermässiger Spannungsabfall und relativ geringe Leistung des grossen Cylinders auf. Dies tritt durch Fig. XI klar hervor.

Es soll nun gezeigt werden, *wie durch Anbringung einer festen oder variablen Expansion am grossen Cylinder bestehender Maschinen deren Wirkungsweise wesentlich verbessert und gleichmässiges Arbeiten beider Cylinder erzielt werden kann.*

Da φ niemals kleiner als 1 werden dar, so hat man sich in erster Linie zu überzeugen, welchem Füllungsgrade e das Verhältniss $\varphi = 1$, also Vermeidung des Spannungsabfalls, entspricht, bei gleichmässigem Arbeiten der beiden Cylinder.

Für $\varphi = 1$ gehen die allgemeinen Gleichungen 17 und 20 in folgende Formeln über:

$$A = pv\left(1 + \log n - \frac{ng}{p}\right)$$

$$A_1 = pv \log f.$$

Berücksichtigt nun, dass für $\varphi = 1$ $n = f\beta$ wird, so erhält man als Bedingung gleichmässigen Arbeitens beider Cylinder:

$$\frac{g}{p} f\beta + \log f = 1 + \log \beta. \qquad (38)$$

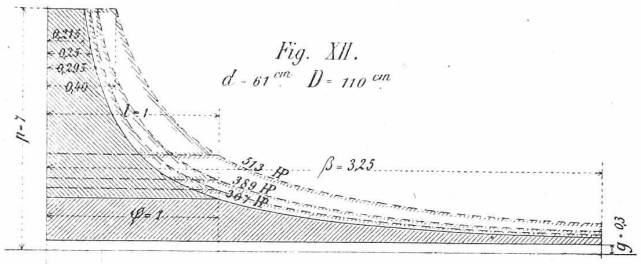
Hieraus wird ein ganz bestimmter Werth von f resp. e hervorgehen und sich aus demselben ebenso feste Werthe von $E = \frac{1}{\beta}$, n, η_1 ergeben.

Indem man nun für s einen Näherungswerth einsetzt, erhält man η und das Product $e\eta$.

Entwickelt man nun für die verschiedenen Leistungsgrade der Maschine das gleiche Product:

$$e\eta = \frac{4500 J}{\frac{d^2\pi}{4} pv}$$

so wird man beurtheilen können, bei welcher Leistung der Maschine mit Vortheil der Spannungsabfall vermieden wird. Entspricht der Werth der mittleren Maschinenleistung, so ist die Anwendung einer festen, aber auslösbaren Expansion am grossen Cylinder empfehlenswerth, indem alsdann bei der Minimalleistung der kleine, bei der Maximalleistung der grosse Cylinder vorwiegenden Einfluss haben wird.



Fällt dagegen das Product entsprechend der Minimalleistung, oder gar einer noch geringeren Leistung entsprechend, aus, so muss die Anwendung einer variablen, mit jener des kleinen Cylinders gleichzeitig verstellbaren Expansion in's Auge gefasst werden.

Mit Hülfe von Gleichung 35 ist man im Stande, den dem höchsten Füllungsgrad $E = 0{,}85$ entsprechenden Füllungsgrad im kleinen Cylinder festzustellen und wird nun wieder mit genügender Genauigkeit zu den aus Gleichung 37 gewonnenen Werthen von $e\eta$ die Werthe von e und E durch proportionale Verschiebung zwischen den Expansionsgrenzen finden können.

Beispiel: Für die obenerwähnte ausgeführte Compound-Maschine sollen vorerst die Expansionsverhältnisse derart festgestellt werden, dass dieselbe ohne Spannungsabfall arbeite.

Alsdann sollen die Expansionsverhältnisse für gleichmässiges Arbeiten beider Cylinder entwickelt werden.

Für $p = 7$ $g = 0{,}3$ $\beta = 3{,}25$ $\varphi = 1$

geht Gleichung 38 in folgende über:

$$0{,}139 f + \log f = 2{,}179.$$

Derselben entspricht der Werth $f = 4{,}65$, woraus:

$$e = 0{,}215 \quad E = \frac{1}{\beta} = 0{,}308 \quad n = 15{,}1 \quad \eta_1 = 3{,}07.$$

Nimmt man nun angenähert:

$$s = 0{,}15,$$

so berechnet sich:

$$\eta = 2{,}92 \quad e\eta = 0{,}628.$$

Für die verschiedenen Leistungsgrade der Maschine ist:

$e\eta = 0{,}697$ bei 307 Pferdekräfte und 44 Umdrehungen
$e\eta = 0{,}829$ „ 389 „ „ 47 „
$e\eta = 0{,}970$ „ 513 „ „ 53 „

Der gefundene Werth entspricht also einer Leistung:

$$J < 307 \text{ Pferdekräfte.}$$

Behält man nun die Vermeidung des Spannungsabfalls für alle Leistungsgrade bei, so bleibt E unverändert, dagegen ändert sich der Füllungsgrad im kleinen Cylinder in untenstehender Weise; die relative Leistung des kleinen Cylinders nimmt dabei successive ab:

$J = 307$ $e = 0{,}25$ $E = 0{,}31$ $\eta_1 = 3{,}00$ $J_{kl} = 45\,\%\,J$
$J = 389$ $e = 0{,}295$ $E = 0{,}31$ $\eta_1 = 2{,}93$ $J_{kl} = 42\,\%\,J$
$J = 513$ $e = 0{,}40$ $E = 0{,}31$ $\eta_1 = 2{,}74$ $J_{kl} = 33\,\%\,J$

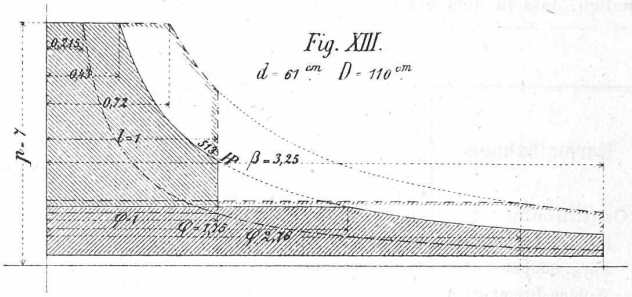
In Fig. XII sind die hyperbolischen Diagramme der drei Leistungsgrade und das der gleichmässigen Arbeitsentwickelung beider Cylinder dargestellt.

Durch Gleichung 35 erhalten wir ferner die dem grössten Füllungsgrad des grossen Cylinders entsprechende Füllung des kleinen Cylinders *für gleichmässiges Arbeiten beider Cylinder*:

$$f = 1{,}39 \quad e = 0{,}72 \text{ für } E = 0{,}85.$$

Für die vorgeschriebene Maximalleistung der Maschine, nämlich 513 Pferdekräfte × 53 Umdrehungen bestimmt sich nun:

$$e = 0{,}43 \quad E = 0{,}54 \quad n = 4{,}33$$
$$\varphi = 1{,}75 \quad \eta_1 = 2{,}56.$$



Dagegen für $e = 0{,}43$ aus dem Werth:

$$e\eta = 0{,}970$$
$$\eta = 2{,}26$$
$$s = 0{,}31$$
$$\eta_1 = 2{,}57 \qquad \text{(siehe Fig. XIII)}$$

Also sehr nahe übereinstimmend.

Für diese Arbeitsleistung berechnet sich der öconomische Gewinn durch Dampfersparniss gegenüber der indicirten Leistung, welche mit 6,56 höchster Admissionsspannung erreicht wurde:

a) Ohne Spannungsabfall: $100\left(1 - \frac{46}{66} \cdot \frac{3{,}55}{3{,}31}\right) = 25\,\%$
b) Mit „ $100\left(1 - \frac{49}{66} \cdot \frac{3{,}55}{3{,}31}\right) = 20\,\%$
} beide mit 6 % schädlichem Raum

Man bemerkt, dass der Eintritt des Spannungsabfalles mit öconomischem Nachtheil verbunden ist, als Folge der geringeren Schieberexpansion. Er ist aber bei den niedrigeren Leistungsgraden der Maschine bedeutend geringer.

(Schluss folgt.)

Miscellanea.

Schweizerisches Eisenbahndepartement. — In den „Basler Nachrichten“ wird die Anregung gemacht, anstatt die Zahl der Control-Ingenieure um zwei zu vermehren, wie dies beabsichtigt werde, die Creirung der Stelle eines Maschineninspectors in Aussicht zu nehmen, dem die Controle über das Rollmaterial speciell anheimgegeben und der den Chefs der administrativen und bautechnischen Abtheilungen gleichgestellt würde.