

# Fördermaschinenanlage

auf Schacht No. I der

Steinkohlen-Actien-Gesellschaft

## Bockwa - Hohndorf - Vereinigtfeld

bei Lichtenstein.

Von

**B. Otto.**

~~~~~  
(Sonderabdruck aus der Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure.)  
~~~~~

**Mit 4 lithographirten Tafeln.**



Springer-Verlag Berlin Heidelberg GmbH

1884.



# Fördermaschinenanlage

auf Schacht No. I der

Steinkohlen-Actien-Gesellschaft

**Bockwa - Hohndorf - Vereinigtfeld**

bei Lichtenstein.

Von

**B. Otto.**

~~~~~  
(Sonderabdruck aus der Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure.)  
~~~~~

Mit 4 lithographirten Tafeln.



Springer-Verlag Berlin Heidelberg GmbH 1884

Additional material to this book can be downloaded from <http://extras.springer.com>

ISBN 978-3-662-32170-6

ISBN 978-3-662-32997-9 (eBook)

DOI 10.1007/978-3-662-32997-9

### Einleitung.

Wenn ich im Nachstehenden die Förderungsanlage des Schachtes No. I der Actiengesellschaft Bockwa-Hohndorf-Vereinigtfeld darzustellen unternehme, so geschieht dies in der vollen Ueberzeugung, dass diese Anlage hinsichtlich der Zweckmäßigkeit ihrer Einrichtungen ganz auf der Höhe der Zeit steht und zu den vorzüglichsten und bemerkenswertesten Anlagen gehört, welche während des letzten Jahrzehntes in dem technisch wichtigen Zwickau-Lugauer Kohlenrevier ins Leben gerufen worden sind. Da überdies die zu beschreibenden Förderverhältnisse für einen Schacht von 868<sup>m</sup> Teufe, mithin wohl für den tiefsten von allen zur Kohlenförderung dienenden Schächten Deutschlands<sup>1)</sup>, Geltung haben, so möchten dieselben schon deshalb für jeden Fachgenossen ein ganz besonderes Interesse in Anspruch nehmen.

Dass ich erst jetzt an die Beschreibung der bereits im December 1878 in Betrieb genommenen Anlage herantrete, geschieht darum, weil zunächst abgewartet werden sollte, ob alle Einrichtungen sich zweckentsprechend bewährten, besonders, ob die Fördermaschine den bedeutenden Anforderungen gerecht werden würde. Nachdem nun über vier Betriebsjahre verflossen sind und man Grund hat, mit allen wesentlichen Einrichtungen zufrieden zu sein, denke ich nicht länger mit der Veröffentlichung zögern zu sollen.

Da mir für diese Ausarbeitung nur die knapp bemessenen Mußestunden meines Berufes zur Verfügung standen, so bitte ich um eine nicht allzustrenge Kritik.

### I.

#### Allgemeine Verhältnisse.

Bezüglich der allgemeinen Verhältnisse des Steinkohlenwerkes Bockwa-Hohndorf-Vereinigtfeld kann ich auf die Abhandlung des Hrn. Bergdirector Richter im »Jahrbuch für das Berg- und Hüttenwesen im Königreich Sachsen auf das Jahr 1879« verweisen und will nur für diejenigen Leser, welchen jenes Jahrbuch nicht zur Hand ist, anführen, dass das Areal der genannten Gesellschaft in Hohndorfer Flur bei Lichtenstein 21<sup>km</sup> südwestlich von Chemnitz entfernt liegt, 221<sup>ha</sup> 900<sup>qm</sup> Flächeninhalt umfasst und in Nord mit dem Hohndorfer Steinkohlenbauverein, nach Osten mit der Oelsnitzer Bergbaugesellschaft und dem Steinkohlenbauverein Deutschland, nach Süden mit den fürstlich Schönburgischen und nach Westen mit den von Arnim'schen und Rödlitzer Grubenfeldern markscheidet.

Die Gesellschaft befindet sich zur Zeit im Besitze von zwei Schächten, No. I und No. II, von denen der erstere in den Jahren 1872 bis 1877 und der letztere, von No. I 230<sup>m</sup>

<sup>1)</sup> Schacht No. I und II der Gesellschaft Bockwa-Hohndorf-Vereinigtfeld dürften überhaupt die tiefsten Kohlschächte in allen Kohlenbergbau treibenden Ländern der Welt sein. Die tiefste Kohlengrube Englands ist gegenwärtig die Ashton Moss Colliery bei Ashton on Lyne in Lancashire, deren Förderschacht am 5. März 1881 eine Teufe von 897 yards = 818<sup>m</sup> erreicht hatte, aber noch bis auf 950 yards = 866<sup>m</sup> abgeteuft werden soll. Von den belgischen Kohlschächten besitzt z. Z. der 800<sup>m</sup> tiefe Puits mécanique der Grube Sacré-Madame bei Charleroi die größte Teufe.

östlich gelegene, von 1874 bis 1879 geteuft wurde. Beide Anlagen sind seit October 1880 durch eine Zweigbahn mit der St. Egidien-Stollberger Staatseisenbahn in Verbindung gebracht, und ist dadurch für den Absatz des Werkes eine sichere Grundlage geschaffen worden.

### II.

#### Die Flötzverhältnisse und die Größe des Baufeldes.

Die Lagerungsverhältnisse der bis jetzt aufgeschlossenen Steinkohlenflöze anlangend, so geht das Hauptstreichen derselben von West nach Ost mit einem Einfallen in Nord, welches aber in der weiteren Fortsetzung im Nordflügel (vom Schacht No. I aus gerechnet) nach und nach in ein südliches übergeht. Der Fallwinkel wechselt außerordentlich, und zeigen die Flöze in der Nähe von Schacht I ein Einfallen von etwa 16°, nehmen aber an anderen Punkten, so namentlich im Westflügel, ein bedeutend geringeres Fallen bis zu 4° und darunter, auch auf längere Erstreckungen söhliche Lagerung an. Als vorhanden nachgewiesen sind in dem in Frage stehenden Grubenfelde vier abbauwürdige Flöze, deren Reihenfolge, von oben an gezählt, folgende ist:

1. Das unbenannte Flötz (identisch mit dem Oberflötz des Reviers) wurde nur im Schacht No. I bei 772<sup>m</sup> Teufe ersunken, tritt daselbst etwa 1,5<sup>m</sup> mächtig auf und kann von Ost und Süd von gedachtem Schachte aus als abbauwürdig angesehen werden. Seiner Zusammensetzung nach ist es ein Pechkohlenflötz, welches an einzelnen Stellen mehr oder weniger Hornkohle führt. Die einschließenden Gebirgsschichten bestehen aus Schieferthon.

2. Das 1. Flötz (Glückaufflötz des Reviers), im Schachte No. I bei 815<sup>m</sup> erteuft, besitzt eine mittlere Mächtigkeit von 2,5<sup>m</sup> mit einem Bergmittel von 0,75<sup>m</sup> und liefert eine ausgezeichnete grofsmuschlige Pechkohle, welche sich zur Gasbereitung vorzüglich eignet. Die das Flötz oben und unten begrenzenden Schichten sind gewöhnlich mehr oder weniger dunkler Schieferthon; nur selten findet sich im Liegenden Sandstein. — Die Ausrichtungsarbeiten haben in diesem Flötze eine Ausdehnung von 200<sup>m</sup> im Streichen und 120<sup>m</sup> im Steigen erreicht und die oben angegebene gute Beschaffenheit desselben nachgewiesen.

3. Das 2. Flötz (Vereinigtes Vertrauen- und Hauptflötz) wurde in beiden Schächten mit einer Mächtigkeit von 2,5<sup>m</sup> ersunken. Während dieselbe nach Osten hin sich so verstärkt, dass sie in etwa 220<sup>m</sup> Entfernung von Schacht No. II 3,5<sup>m</sup> beträgt, nimmt sie nach den Ergebnissen der bisherigen Untersuchungsarbeiten nach Westen bedeutend ab und ist in dem westlichen Teile des Grubenfeldes nicht mehr als abbauwürdig zu erachten. — Die auf diesem Flötze aufgefahrene Strecken haben zur Zeit ein Feld von 560<sup>m</sup> streichender Länge und 240<sup>m</sup> Pfeilerhöhe gelöst.

4. Das 3. Flötz (Grundflötz des Reviers) hat in der Nähe der beiden Schächte im Mittel 3,5<sup>m</sup> Mächtigkeit (3,30<sup>m</sup> Kohle und 0,2<sup>m</sup> Bergmittel), ist westlich vom Schacht No. I auf eine große Länge in dieser Mächtigkeit, dann aber mit einer sich auf 2,8<sup>m</sup> verminderten Stärke erschlossen worden. Es führt wesentlich Rufskohle, und nur im westlichen Feldteile wird es reich an Pechkohle, so dass hier der Flötzkörper ungefähr zu

zwei Drittteilen, vom Liegenden weg gerechnet, aus reiner Pechkohle und im übrigen aus Rußkohle mit Pechkohlenstreifen besteht. Die Sohle sowohl als das Dach bildet vorwiegend Schieferthon. Die aufgefahrene Strecken haben in diesem Flötze im Streichen 1250<sup>m</sup> Länge und im Steigen bezw. Fallen eine solche von 550<sup>m</sup> erreicht und sind hierbei überall bezüglich der Beschaffenheit und Lagerung die erfreulichsten Aufschlüsse erzielt worden. — Seit September 1881 ist auch auf diesem Flötze Abbau eingeleitet, und sind bis Ende 1882 etwa 220<sup>a</sup> zum Verhieb gekommen.

Die vorbeschriebenen Flötze hat man im westlichen und nördlichen Felde im allgemeinen ohne nennenswerte Störungen angetroffen, und möchten hier der Kohलगewinnung keine erheblichen Schwierigkeiten erwachsen; in der östlichen und südlichen Partie dagegen machen sich in größerer Anzahl bedeutendere Verwerfungen geltend, und werden diese die Ausbeute zwar etwas beeinträchtigen, indes immerhin sicher noch einen ganz lohnenden Abbau gestatten. Erwägt man die ansehnliche und aushaltende Mächtigkeit der Flötze und die etwa 140<sup>ha</sup>) betragende Größe des Baufeldes beider Schächte, so ergibt sich für dieselben ein sehr bedeutender, durch sie erreichbarer Vorrat an Kohlen und ein langer Zeitraum, denen sie samt ihren Einrichtungen zu genügen haben.

Von beiden Anlagen bietet unstreitig die des Schachtes No. I in bezug auf den Förderbetrieb und die maschinellen Einrichtungen das größere Interesse, und ist auch diese deshalb zum Gegenstande der vorliegenden Abhandlung gewählt worden.

### III.

#### Lage, Mafse, Einteilung und Ausbau des Schachtes No. I.

Der Schacht No. I liegt 15 Minuten südlich vom Bahnhofe Oelsnitz, in der Nähe der Stollberg-Lichtensteiner Chaussee, mit dem langen Stofs im Streichen von 30<sup>o</sup>, hat rectangularen Querschnitt und misst bei einer lichten Weite von 1,34<sup>m</sup> in der Länge 6,37<sup>m</sup>. Die Einteilung des Schachtes erhellt aus Fig. 2, Taf. I, worin *a a* die Fördertrümmer, *b* das Fahrtrumm und *c* das Kunsttrumm bezeichnen. Bei den Trümmern *a*, deren lichte Länge je 2<sup>m</sup> beträgt, hat man auf Fördergestelle mit je zwei neben einander stehenden Förderwagen Rücksicht genommen.

Von Tage herein bis auf 8<sup>m</sup> Tiefe ist der Schacht in 0,42<sup>m</sup> bezw. 0,56<sup>m</sup> starke krummstirnige Scheibenmauer, welche auf vier, in den langen Stöfsen 1<sup>m</sup>, in den kurzen 2,42<sup>m</sup> hohen Tragebögen ruht, gesetzt und dann z. T. in voller, z. T. in Bolzenschrotzimmerung ausgebaut. Die Jöcher der ersteren Zimmerung sind mit 150 × 250<sup>mm</sup>, die des Bolzenschrotes mit 250 × 300<sup>mm</sup> starken fichtenen Pfosten verzogen. Die Hinterfüllung der Stöfse erfolgte durchgängig mit Schlacken oder klaren Bergen.

Zur Auflagerung und Sicherung der Schachtzimmerung liegen alle 2<sup>m</sup> in den kurzen Stöfsen Tragstempel, welche gegen das Gestein in Bühnloch und Anfall angetrieben sind. Ueberdies ist zur Verstärkung des Ausbaues der Schacht mit vier Strängen Wandruten von 190 × 210<sup>mm</sup> bezw. 160 × 190<sup>mm</sup> Querschnitt und mit den denselben entsprechenden Einstrichen ausgerüstet. Die vollständige Ausmauerung des Schachtes bezw. dessen Auszimmerung in Eisen hat man in Aussicht genommen, und erscheint mir deren Ausführung auch sehr nötig; denn obwohl eine gut eingebaute Schachtzimmerung von gesundem weichem Holz für mehrere Jahre ihren Zweck vollkommen erfüllt, so ist doch bei einem so tiefen und auf einen langen Zeitraum berechneten Förderschacht eine Auswechslung der Zimmerung nicht nur sehr lästig und kostspielig, sondern auch mit erheblichen Betriebsstörungen verbunden, wie es zur Genüge von anderen tiefen ausgezimmernten Schächten des Lugau-Zwickauer Revieres bekannt ist, so dass der für die Mauerung entstehende Aufwand sehr bald in reichstem Mafse wieder gedeckt werden würde.

Die Kosten für das Abteufen und den Ausbau des Schachtes No. I beziffern sich insgesamt auf 1003429,46 *M*, so dass hiernach bei 868<sup>m</sup> Teufe auf 1<sup>m</sup> 1156,024 *M* entfallen, welcher hohe Betrag namentlich auf Rechnung des durch sehr bedeutende Wasserzugänge erschwerten Abteufbetriebes zu setzen ist.

<sup>1)</sup> Bei der Annahme von drei Schächten für das gesammte Grubenfeld.

### IV.

#### Gebäudeanlagen.

Die dem Baufelde bevorstehende lange Betriebsdauer liefs es als zweckmäfsig erscheinen, die Schacht- und Maschinenanlagen in dauerhaftester und solidester Weise auszuführen. Auf Taf. I giebt Fig. 2 den Grundriss, Fig. 1 einen Längenschnitt und Fig. 3 einen Querschnitt der Gebäude. Das Treibe- und das Maschinenhaus, in der Grundrisszeichnung mit *A* und *B* bezeichnet, sind vollständig massiv in Ziegelrohbau mit Bruchsteinfundamenten, welche in dem aus Conglomerat von guter Tragfähigkeit bestehenden Baugrunde keine grofse Tiefe erforderten, ausgeführt. Die Umfassungsmauern von *A* sind auf den Langseiten wegen der Belastung durch die Seilscheiben-träger durch die Strebepfeiler *S* entsprechend verstärkt worden. Die Dachstuhlungen der Gebäude bestehen aus Holz, die Bedachungen aus Schiefer.

Den Raum um den Schacht hat man so grofs bemessen, dass von der einen Seite der Förderschale das Abziehen der vollen Wagen und auf der anderen das Aufschieben der leeren bequem erfolgen kann. Zur Unterbrechung des grofsen leeren Raumes im Treibehause zwischen der oberen Hängebank und dem Seilscheibenboden ist eine Zwischendecke *Z* angeordnet, zu deren Balkenlagen Doppel-T-Eisen von 235<sup>mm</sup> Höhe und 10<sup>mm</sup> Stärke Verwendung gefunden haben. Das Maschinenhaus *B* enthält in seinem vorderen (südlichen) Teile eine rotirende Wasserhaltungsmaschine und eine beim Abteufen des Schachtes benutzte (auf der Zeichnung nicht ersichtliche) Fördermaschine, im nördlichen, um 1<sup>m</sup> höher liegenden Teile die gekuppelte Fördermaschine von 300 Pfrk. Der Maschinen-saal ist mit fünfzehn 1,6<sup>m</sup> bezw. 1,8<sup>m</sup> breiten und 3<sup>m</sup> bezw. 2<sup>m</sup> hohen Fenstern ausgestattet, so dass die Beleuchtung desselben in allen Teilen eine vollkommene und selbst an trüben Wintertagen eine gute ist, wodurch die Uebersichtlichkeit über die Maschinen wesentlich erleichtert wird.

Das Kesselhaus *C* enthält für den Betrieb der Förder-, Wasserhaltungs- und Luftcompressormaschinen von zusammen etwa 430 Pfrk. 6 Dampfkessel. Da sich diese infolge der im Monat April 1882 in Betrieb genommenen Aufbereitungsdampfmaschine sowie der verstärkten Kohlenförderung als unzureichend erwiesen, hat man auferhalb des Gebäudes noch zwei Dampfkessel aufgestellt. In der Stirnmauer des Kesselhauses befindet sich eine hinreichende Zahl Mauerbögen, um, wenn erforderlich, jeden Kessel schnell und ungehindert hinausschaffen zu können. Ueberdies sind diese einen Stein stark ausgemauerten Bögen mit vier Oeffnungen von 4,5<sup>m</sup> Querschnitt versehen, durch welche die zur Kesselheizung nötigen Kohlen nach Bedarf in den Schürerraum gelangen. Dieser 3<sup>m</sup> breite Raum, unter dessen Sohle der 1,6<sup>m</sup> hohe Aschenkanal angebracht ist, erhält in genügender Weise sein Licht durch 5 über den oben angeführten Oeffnungen befindliche Fenster. Die Rauchkanäle sämtlicher Kessel vereinigen sich zu einem 1,3<sup>m</sup> hohen und 0,9<sup>m</sup> weiten Hauptkanal, welcher in den an der Westseite des Kesselhauses gelegenen Schornstein *D* von 2,89<sup>m</sup> licht. Querschnitt und 37<sup>m</sup> Höhe mündet.

Das Huthaus *E* ist einstöckig aus gebrannten Ziegeln in Rohbau hergestellt und mit einem Verlesesaal für etwa 600 Mann ausgestattet. Die Belegschaft kann aus diesem unmittelbar über die Treppe *T* in das Schachtgebäude *A* gelangen. Auf der südlichen Seite des Fördermaschinenhauses befindet sich, um dies im Zusammenhange hier zu erwähnen, das gleichfalls massive Gebäude *G* für den Luftcompressor und hinter demselben das Ventilatormaschinenhaus.

Die gesammten baulichen Kosten der vorstehend beschriebenen Anlagen haben betragen:

1. Treibehaus . . . . .	13747,78 <i>M</i>
2. Maschinenhaus . . . . .	11436,87 »
3. Kesselhaus . . . . .	6316,50 »
4. Esse . . . . .	9629,83 »
5. Schleusen . . . . .	189,88 »
6. Huthaus (Mannschaftsgebäude) . . . . .	4589,27 »
7. Luftcompressorgebäude . . . . .	3500,00 »

Summe 49410,13 *M*.

## V.

## Die Fördermaschine.

## Wahl des Seilkorb- und Maschinensystems.

Bei dem Entwurfe war für die Fördermaschine die Aufgabe gestellt, eine Fördermenge von netto 2000<sup>kg</sup> aus einer Teufe von 900<sup>m</sup> mit einer Geschwindigkeit von 9<sup>m</sup> in der Secunde bei einem Ueberdrucke von 3 bis 4 Atmosphären in den Dampfkesseln zu heben, jedoch auch, wenn es die Umstände erforderten, die Last ohne Zuhilfenahme irgend welchen Gegengewichtes — also angenommen, dass das eine Seil vollständig abgeschlossen sei — aufzuholen. Bei der zur Erzielung eines zweckmäßigen und sparsamen Förderbetriebes wichtigen Bestimmung der Seilkörbe und der Förderseile musste selbstredend für die Förderung aus so bedeutender Tiefe eine — wenn auch nur teilweise — Ausgleichung des Gewichtes des 900<sup>m</sup> langen Förderseiles als sehr beachtenswert erscheinen; indes durfte auch zugleich die Bedingung nicht aufser Acht gelassen werden, dass das zu wählende Seilkorbssystem eine möglichste Schonung des durch seine Länge sehr kostspieligen Förderseiles verbürgte. Die überaus günstigen Erfahrungen, welche man in Pržibram mit den cylindrischen Seilkörben bei einer Fördertiefe von über 1000<sup>m</sup> gemacht hatte, legten auch hier die Frage nahe, ob die Anwendung dieses Systemes, bekanntlich des einfachsten von den zur Zeit in der Praxis bestehenden, bei der vorliegenden Förderanlage möglich und zweckmäßig erscheine. Die an Ort und Stelle in Pržibram, besonders bei der Förderanlage des Adalbertschachtes, gemachten Wahrnehmungen konnten indes Hrn. Richter, den damaligen Director des Steinkohlenwerkes Bockwa-Hohndorf-Vereinigt-feld (z. Z. in Planitz), im vorliegenden Falle nicht für das cylindrische Seilkorbssystem begeistern und führten überdies auch zu der Ueberzeugung, dass die Förderungsverhältnisse in Pržibram wesentlich von denen der beabsichtigten Anlage in Bockwa-Hohndorf-Vereinigt-feld abwichen. Während dort die Nettoförderlast nur 1000<sup>kg</sup> beträgt und das Gewicht der Förderschale sammt Wagen 800<sup>kg</sup> nicht übersteigt, zu alledem auch das Treiben aus den oberen Horizonten ebenso lebhaft vor sich geht wie aus den untersten, war hier die Fördermasse zu mindestens 2000<sup>kg</sup> angesetzt und darauf Bedacht genommen, dass die Förderung in der Regel auf die tiefste Sohle beschränkt bleibe und nur in Ausnahmefällen gleichzeitig aus anderen mitbewirkt werde. Bei den oben angeführten Belastungsverhältnissen genügten in Pržibram konische Stahldrahtseile von 23<sup>mm</sup> mittlerer Stärke, so dass Seilkörbe von annehmbaren Abmessungen sich ergaben sowie auch die Ausgleichung des Seilgewichtes wenigstens soweit erreicht wurde, dass die Anwendung von Gegendampf nahezu ausgeschlossen blieb; es waren hier mithin Umstände vorhanden, die den Gebrauch der cylindrischen Seiltrommeln noch zulässig erscheinen ließen. Für die Anlage von Bockwa-Hohndorf-Vereinigt-feld ergaben sich dagegen wesentlich andere zu erfüllende Bedingungen. Was zunächst die Treibeseile anlangt, so würden nach den ausgeführten Berechnungen Gussstahldrahtseile von mindestens 45<sup>mm</sup> Stärke in Betrieb zu nehmen gewesen sein. Ein solches hat nach der mir vorliegenden Seiltabelle der Seilfabrik von F. & A. Falk in Zwickau für 1 lfd. Meter ein Gewicht von 6,25<sup>kg</sup>, so dass das Gesamtgewicht eines 900<sup>m</sup> langen Seiles  $900 \times 6,25 = 5625$ <sup>kg</sup> beträgt.

Als äussere Seilbelastung kommen in Betracht:

a) Kohlenladung . . . . .	2000 kg,
b) 4 Wagen . . . . .	1000 » und
c) die Förderschale . . . . .	2000 »
	zusammen 5000 kg,

so dass die gesammte Belastung des Rundseiles zu 10625<sup>kg</sup> mindestens angenommen werden muss. In der Voraussetzung, dass das Seil zu möglichster Schonung in höchstens 2 Lagen sich aufwickeln soll, ergibt sich bei Annahme einer Breite von 1<sup>m</sup> der Durchmesser zu  $D = 7,6$ <sup>m</sup>, und hiernach das statische Moment für den Anhub:

$$M_1 = (10625 - 3000) 3,8 = 28975^{\text{mkg}}$$

und für das Ende des Aufzuges:

$$M_2 = (5000 - 8625) 3,8 = -13775^{\text{mkg}},$$

Soll, wie oben angenommen, mit 9<sup>m</sup> mittlerer Geschwindigkeit getrieben werden, so ist die Umgangszahl der Korbwelle in der Minute  $n = 22,6$ , und es entstehen hieraus die mechanischen Momente beim Aufhub:

$$P_1 = M_1 \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60 \cdot 75} = \frac{28975 \cdot 2 \cdot 3,1415 \cdot 22,6}{60 \cdot 75} = +914 \text{ Pfkr.}$$

und zu Ende des Aufzuges:

$$P_2 = M_2 \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60 \cdot 75} = -\frac{13775 \cdot 2 \cdot 3,1415 \cdot 22,6}{60 \cdot 75} = -435 \text{ Pfkr.}$$

Das mittlere mechanische Moment ist sonach:

$$P = \frac{P_1 + P_2}{2} = 239,5 \text{ Pfkr.}$$

Die Fördermaschine müsste also  $\frac{2 P_1}{P_1 + P_2} = 3,81$  mal stärker sein, als bei gleichförmigem Widerstande, und während eines grossen Theiles der Fahrt mit Gegendampf arbeiten, was nicht nur gefahrvoll, sondern auch mit einem beträchtlichen Brennmaterialaufwand verknüpft sein würde; überhaupt wäre die Veränderlichkeit der Maschinenleistung so bedeutend, der Betrieb so wenig zweckmäßig und sparsam, dass die Anwendung der cylindrischen Körbe mit gleich starken Rundseilen als die unvollkommenste Fördereinrichtung zu bezeichnen sein würde.

Selbst bei Einführung konischer Seile, wie sie allerdings eine Teufe von 900<sup>m</sup> gebietet, gestalten sich die Verhältnisse nicht wesentlich günstiger, wie nachstehende Betrachtung zeigt. Unter Zugrundelegung von Hrabák's Seilberechnungsmethode<sup>1)</sup>, die, wie ich in vielen Fällen gefunden, für die Praxis recht brauchbare Werte liefert, möchten die konischen Seile in folgender Weise anzufertigen sein:

225 <sup>m</sup> aus 96 Drähten, je 2,2 <sup>mm</sup> stark (33 <sup>mm</sup> Durchmesser), zu 3,4 <sup>kg</sup> . . . . .	765 kg
225 <sup>m</sup> aus 96 Drähten, je 2,3 <sup>mm</sup> stark (34 <sup>mm</sup> Durchmesser), zu 3,8 <sup>kg</sup> . . . . .	857 »
225 <sup>m</sup> aus 96 Drähten, je 2,4 <sup>mm</sup> stark (36 <sup>mm</sup> Durchmesser), zu 4,15 <sup>kg</sup> . . . . .	934 »
225 <sup>m</sup> aus 96 Drähten, je 2,5 <sup>mm</sup> stark (37 <sup>mm</sup> Durchmesser), zu 4,50 <sup>kg</sup> . . . . .	1012 »
	zusammen 3568 kg

oder rund 3570<sup>kg</sup>.

Unter Einführung des oben gefundenen Trommeldurchmessers von 7,6<sup>m</sup> und einer mittleren Fördergeschwindigkeit von 9<sup>m</sup> berechnen sich die mechanischen Momente:

- a) beim Anhub zu . . . . + 668 Pfkr.,  
b) » Ende der Fahrt zu — 188 »

woraus wohl klar hervorgeht, dass die cylindrischen Seiltrommeln auch bei konischen Seilen eine Ausgleichung der Seillasten nicht gewährt und die Maschinenleistung bedeutenden Schwankungen unterworfen haben würden. Wollte man durchaus die cylindrischen Trommeln nicht fallen lassen, so stand nur der Weg der Ausgleichung durch Entlastungsseile offen; indes konnte man sich dazu in Erwägung dessen, dass die Einfachheit der Fördereinrichtung bei einer so bedeutenden Tiefe nicht unerheblich beeinträchtigt werden möchte, sowie namentlich mit Rücksicht auf die noch wenigen vorliegenden Erfahrungen nicht entschliessen. Jedenfalls wäre die Anlage durch die Seiltrommeln von 10<sup>m</sup> Durchmesser und 1,5<sup>m</sup> Breite eine sehr kostbare und im Betriebe schwerfällige geworden, und auch die Maschine hätte, wenn sie bei einem etwaigen Seilbruche die Hebung der einen Förderschale mit voller Ladung — es kann sich in Notfällen um Förderung der Belegschaft zu deren Rettung handeln — zu bewerkstelligen im Stande sein sollte, so mächtige Abmessungen erhalten, dass hierdurch der durch die Ausgleichung erlangte Vorteil eines vollständig gleich bleibenden Widerstandes zum grossen Teil wieder aufgehoben und die Erzielung einer erheblich

<sup>1)</sup> Oesterreich. Zeitschr. für Berg- u. Hüttenwesen, Jahrg. 1881, No. 1 bis 4.

billigeren Arbeitsleistung in Frage gestellt sein würde.<sup>1)</sup> Man zog deshalb nächst dem Spiralkörbe in Erwägung, welche bekanntlich ein sehr gutes Mittel zur Ausgleichung des Seilgewichtes bieten und bei zweckmäßiger Construction zugleich den Vorteil besitzen, die Seile möglichst zu schonen. Dieselben sind in den letzten Jahren sehr in Aufnahme gekommen und in allen Bergwerksrevieren vertreten; selbst in Belgien, wo bisher die Bobinen fast ohne Ausnahme das herrschende System bildeten, hat man auf einigen Gruben die Spiralkörbe angewendet, wie ich auf einer im Jahre 1881 ausgeführten Instructionsreise zu beobachten Gelegenheit hatte, so u. a. bei dem Puits de Marie in Seraing für eine Teufe von 700<sup>m</sup>.

Will man eine vollständig gleichmäßige Leistung mit Spiralkörben erzielen, so müssen die resultierenden Momente zu Anfang und zu Ende des Förderaufzuges gleich sein; mithin ist, wenn  $R$  den gröfseren Seilkorbhalbmesser,  $r$  den kleineren Seilkorbhalbmesser,  $S$  das Seilgewicht,  $H$  die Förder-teufe,  $L$  die Ladung und  $W$  das Gewicht der Förderschale mit den leeren Wagen bezeichnen, die Bedingung zu erfüllen:

$$(W + L + S)r - W \cdot R = (W + L)R - (W + S)r,$$

woraus

$$R = \frac{L + 2W + 2S}{L + 2W} \cdot r.$$

Die Werte  $S = 3570$  kg,  $H = 900$  m,  $L = 2000$  kg,  $W = 3000$  kg, sowie  $r = 3$  m in die Gleichung eingeführt, er-

geben:  $R = 5,679$  m. Bei Annahme eines wohl zulässigen Steigungswinkels von  $50^\circ$  berechnet sich die Breite der Trommel zu etwa  $2,25$  m, welche aber wegen des erforderlichen Seilvorrates auf  $2,4$  m zu erhöhen wäre.

Zur Erzielung einer mittleren Fördergeschwindigkeit von  $9$  m in 1 Secunde ist die Winkelgeschwindigkeit:

$$w = \frac{2 \cdot v}{R + r} = \frac{2 \pi \cdot n}{60} = \frac{2 \cdot 9}{8,679} = 2,074$$

und die Umdrehungszahl der Korbwelle in 1 Minute:

$$n = \frac{60 \cdot v}{(R + r) \pi} = \frac{60 \cdot 9}{8,679 \cdot 3,1415} = 19,8.$$

Unter Zugrundelegung der vorstehenden Daten erhält man für das Anfangsmoment . . .  $M_1 = 8680$  mkg und für das Endmoment ebenfalls . . .  $M_2 = 8680$  », so dass das mechanische Moment beim Anhub  $P_1 = 240$  Pfk. und ebenso für das am Ende der Fahrt  $P_2 = 240$  » sich ergibt.

Obschon, wie erwähnt, die Förderung aus nur einer Sohle als Regel in Aussicht genommen war, so musste doch immerhin bei Aufstellung des Entwurfes die Frage mit in Berücksichtigung gezogen werden, wie sich die Förderungsverhältnisse gestalten, wenn aus mehreren Sohlen gefördert werden musste, etwa aus  $900$  m,  $850$  m und  $817$  m.<sup>1)</sup> Beistehende Tabelle I gibt darüber Aufschluss:

Tabelle I.

Tiefe der Sohle unter der Hängebank m	Wirksames Seilgewicht in kg	Kleinster wirk-samer Trommel-halbmesser in m	Auszuübendes kleinstes Kraft-moment $M_1$ beim Anhub in mkg	Auszuübendes kleinstes Kraft-moment $M_2$ am Ende des Aufzuges in mkg	Erforderliche Leistung ohne Berücksichtigung der Bewegungswiderstände		
					beim Anhub Pferdekr.	am Aufzugsende Pferdekr.	Unterschied Pferdekr.
900	3570	3,0000	8680	8680	240	240	0
850	3370	3,2040	9780	7986	264	216	48
817	3239	3,3340	10432	7594	278	202	76

Wenn demnach die Spiralkörbe bei Förderung aus einer Sohle eine vollständige Lastausgleichung gewähren, somit für die Arbeit und die Führung der Fördermaschine aufserordentlich günstig sind, ferner große Fördergeschwindigkeiten mit einer kleinen Zahl von Umdrehungen erlauben und endlich

<sup>1)</sup> Seit dem Jahre 1877, wo die hier erörterten Erwägungen stattfanden, sind in verschiedenen Bergbaubezirken, u. a. in Saarbrücken, in Westfalen und neuerdings auch im Zwickauer Revier, Förderanlagen mit cylindrischen Trommeln und Ausgleichungsseil in Betrieb genommen und dabei sehr gute Resultate erzielt worden. Eine der bedeutenderen und für gröfseren Teufen berechneten derartigen Anlagen, welche mir bekannt geworden sind, ist die auf Schacht No. IV. des Brückenberg-Steinkohlenbau-Vereines bei Zwickau. Diese seit dem 12. April 1881 in Betrieb stehende, für eine Tiefe von  $525$  m eingerichtete Anlage hat cylindrische Körbe von  $4,5$  m Durchmesser und  $1,5$  m Breite; Seil wie Entlastungsseil sind aus Gussstahl in einer Stärke von  $34$  mm ausgeführt, und erfolgt die Verbindung der Förderschalen mit denselben mittels der Baumann'schen Seilklemme, die sich bisher als vollkommen sicher bewährt hat. Die Maximalbelastung beträgt  $4967$  kg, wovon

1943 kg auf Seilgewicht,  
56 » » die Seilklemme und Seilbüchse,  
1109 » » das Fördergestell,  
602 » » die zwei leeren Wagen und  
1257 » » die Füllung

entfallen.

Nach den gefälligen Mitteilungen der Betriebsdirection sind die bei dieser Anlage erzielten Erfolge so vorzügliche, dass man besagte Fördermethode auch für die anderen Schächte des Brückenberg-Steinkohlenbau-Vereines, etwa für Tiefen von  $650$  m, in Anwendung bringen wird. Ich habe diese Daten hier vorgeführt, um zu zeigen, dass für die beregten Teufen und in der Voraussetzung, dass die Lasten nicht zu bedeutende werden, die Förderung mit Unterseil ganz besonders sich geeignet erweist; indes für Tiefen von  $900$  m und darüber sowie bei Ladungen von  $2000$  bis  $4000$  kg erhält doch die Anlage so riesige Abmessungen, dass, wie des weiteren im Texte erörtert, die Ausführung nicht geraten erscheint.

auch zugleich die Verwendung konischer Seile ermöglichen, so werden doch die Abmessungen der Spiralkörbe —  $11,358$  m und  $6$  m Durchmesser bei  $2,4$  m Breite — so gewaltige und unzweckmäßige, dass ihre Herstellung, wenn auch bei dem heutigen Stande der Maschinenbaukunst selbstredend ausführbar, so doch jedenfalls schwierig und höchst kostspielig sein würde. Sie erhalten überdies sehr ansehnliche Gewichte und erfordern deshalb eine dementsprechend stärkere Welle, wie sie auch zu deren Verlängerung infolge ihres Raumanspruches zwingen, so dass schon die ganz erheblich vermehrte Zapfenreibung den Gewinn an Brennmaterial zu einem nicht geringen Teile vereiteln möchte. Endlich aber erheischt der Gebrauch der sehr breiten Spiraltrommeln die Aufstellung der Maschine in ganz bedeutender Entfernung vom Schachte, wenn man einen zu großen Seitenzug der Seile und die daraus entspringenden Unzutraglichkeiten beim Betriebe vermeiden will. Da zu alledem die Ausgleichung auch nur für eine ganz bestimmte Last die Gleichmäßigkeit des Drehmomentes sichert und letztere auch bei der Förderung aus verschiedenen Sohlen, wie die Tabelle I gezeigt hat, aufgehoben wird, so konnte man sich nicht für den Bau von Spiraltrommeln erwärmen, und blieb somit keine andere Wahl übrig, als die der Bobine mit Bandseilen.

Diese Seile gestatten nicht nur die Anwendung von leichten, ohne besondere Schwierigkeiten herstellbaren und infolgedessen sehr billigen Seilkörben, sondern auch die Aufstellung der Fördermaschine in gröfserer Nähe des Schachtes, und besitzen zugleich den nicht zu unterschätzenden Vorteil, in einfacher Weise eine — wenigstens teilweise — Ausgleichung des Seilgewichtes zu bewirken.

Der gegen den Gebrauch der Bandseile noch vielfach erhobene Einwand, dass die vollkommen gleichförmige Anspannung aller Stränge unmöglich und deshalb die Bean-

<sup>1)</sup> Die Sohlen von  $850$  m und  $817$  m sind z. Z. vorhanden.

spruchung eine ungünstige sei, sowie dass das Durchnähen derselben einen erheblichen Verschleiß bedinge, ist bei dem hohen Grade der Vollkommenheit, auf welchen man die Fabrikation dieser Seile sowohl in constructiver Hinsicht als auch in Benutzung des Materials gebracht hat, nicht mehr aufrecht zu erhalten. Dass die Haltbarkeit der Bandseile gegenüber Rundseilen von gleicher Tragfähigkeit eine wesentlich kürzere sei, ist nach den darüber vorliegenden Erfahrungen nicht erweisbar, wie denn nicht verschwiegen werden darf, dass die kurze Lebensdauer vieler Bandseile und die daraus entstandenen schlechten Kostenergebnisse meist in einer unvorsichtigen und unaufmerksamen Behandlung liegen. Auch sind die bei verschiedenen Gruben mit Bandseilen erzielten misslichen Resultate nicht selten in den unpassenden Verhältnissen der ganzen Anlage zu suchen. Ich bin weit davon entfernt, für den ausschließlichen Gebrauch der Bandseile hier eine Lanze brechen zu wollen, im Gegentheil hege ich die Ansicht, dass die cylindrischen Seile, so lange deren Anwendung möglich und zweckmäßig ist, ihrer wesentlich geringeren Kosten halber den flachen vorzuziehen sein werden; aber die letzteren ganz zu verdrängen, wie man in neuerer Zeit vielfach anstrebt, dürfte so leicht nicht gelingen, und glaube ich sicher behaupten zu können, dass bei sehr tiefen Schächten und bedeutenden Lasten — sofern man überhaupt an der Seilförderung festhält — die Bandseile aus dem Kampfe mit den Rundseilen als Sieger hervorgehen werden.

Das für die Bockwa-Hohndorf-Vereinigtfelder Anlage erforderliche Bandseil wurde unter Zugrundelegung einer Bruchbelastung von 120<sup>kg</sup> pro qmm für Patent-Gussstahldraht berechnet und hiernach in einer Stärke von 20<sup>mm</sup> und mit einer Breite von 110<sup>mm</sup> konstruiert. Das Gewicht eines Meters von diesem Seile beträgt 6,2<sup>kg</sup>, somit für eine Schachttiefe von 900<sup>m</sup> das gesammte Seilgewicht 5580<sup>kg</sup>. Der kleinste wirksame Bobinenhalbmesser wurde zu  $r = 1,4^m$  angenommen, mithin dem 70fachen der Stärke des Bandseiles, so dass das letztere gegen eine allzurasche Abnutzung durch Biegung vollkommen gesichert erscheint.

Den größeren Bobinenradius  $R$  findet man aus der Gleichung:

$$\frac{(R-r)(R+r)\pi}{d} = H, \text{ woraus } R = \sqrt{\frac{H \cdot d}{\pi} + r^2} = 2,61^m,$$

wenn  $H = 900^m$  und  $d = 0,017^m$ , d. i. diejenige Dicke, welche

das Bandseil im aufgewickelten und gespannten Zustande auf der Bobine wirklich besitzt, gesetzt werden.

Der mittlere Halbmesser ist hiernach:

$$R_m = \frac{R+r}{2} = \frac{2,61 + 1,40}{2} = 2,005^m.$$

Beim Anhub am kleinen Bobinenradius ist somit die gesammte Last von  $(2000 + 3000 + 5580) = 10580^{\text{kg}}$ , am großen Radius das Gewicht der Förderschale mit den 4 leeren Wagen = 3000<sup>kg</sup> wirksam, dagegen beim Ende der Fahrt an  $R$  die beladene Förderschale = 3000 + 2000 + 5000<sup>kg</sup> und an  $r$  das Seilgewicht mit der Förderschale und Wagen = 8580<sup>kg</sup>. Das Drehungsmoment für den Anhub berechnet sich hiernach zu:

$$M_1 = 10580 \cdot 1,4 - 3000 \cdot 2,61 = 6982^{\text{mkg}},$$

und für das Ende des Aufzuges:

$$M_2 = 5000 \cdot 2,61 - 8580 \cdot 1,4 = 1038^{\text{mkg}};$$

das mittlere Moment, also

$$M = \frac{M_1 + M_2}{2} = 4010^{\text{mkg}}.$$

Bei 9<sup>m</sup> Fördergeschwindigkeit ergibt sich die als constant anzunehmende Winkelgeschwindigkeit  $w = 4,49$  und die Umdrehungszahl der Bobine  $n = 42,8$ . Hiernach sind die mechanischen Momente bei der Förderung aus 900<sup>m</sup> Tiefe:

$$\text{a) für den Anhub . . . . } P_1 = \frac{M_1 \cdot w}{75} = 418 \text{ Pfkr.},$$

$$\text{b) für das Ende des Aufzuges } P_2 = \frac{M_2 \cdot w}{75} = 62 \text{ Pfkr.},$$

$$\text{und im Mittel . . . . } P = \frac{P_1 + P_2}{2} = 240 \text{ Pfkr.}$$

Werden, was der Wirklichkeit nahe kommen dürfte, 20 pCt. des mittleren mechanischen Momentes zur Ueberwindung aller Hindernisse angenommen, so erhält man die reinen von dem Motor auf die Bobine auszuübenden Leistungen:

$$\text{I. beim Anhub . . . } E_1 = 418 + 48 = 466 \text{ Pfkr.}$$

$$\text{II. am Ende d. Aufzuges } E_2 = 62 + 48 = 110 \text{ » und}$$

$$\text{III. im Mittel . . . } E = \frac{E_1 + E_2}{2} = 288 \text{ »}$$

Wie sich die Kraft- und Leistungsverhältnisse der Bobine für eine Schachttiefe von 900<sup>m</sup> bei einer Förderung aus den drei oben angenommenen Sohlen gestalten, darüber giebt nachstehende Tabelle II Aufschluss:

Tabelle II.

Tiefe der Fördersohle unter der Hängebank m	Wirksames Seilgewicht kg	Bobinenradius		Auszuübendes größtes Kraftmoment $M_1$ beim Anhub mkg	Auszuübendes kleinstes Kraftmoment $M_2$ am Ended. Aufzuges mkg	Erforderliche Betriebsleistung			
		Kleinster m	Größter m			ohne Berücksichtigung der Widerstände		mit Berücksichtigung der Widerstände	
						beim Anhub Pferdekr.	am Ende des Aufzuges Pferdekr.	beim Anhub Pferdekr.	am Ende des Aufzuges Pferdekr.
900	5580	1,4000	2,6100	6982	1038	418	62	466	110
850	5270	1,4900	2,6100	7472	728	437	43	485	91
817	5065	1,5470	2,6100	7741	573	447	33	495	81

Da auf einen längeren Zeitraum hinaus die 850-Metersohle den ausschließlichen Förderhorizont bilden wird, so sind auch die Kraft- und Leistungsverhältnisse der Umtriebsmaschine

für die Förderung aus dieser Teufe berechnet und deren Ergebnisse in die Tabelle III eingetragen worden.

Tabelle III.

Wirksames Seilgewicht kg	Kleinster m	Größter m	Auszuübendes größtes Kraftmoment $M_1$ beim Anhub mkg	Auszuübendes kleinstes Kraftmoment $M_2$ am Ended. Aufzuges mkg	Erforderliche Betriebsleistung				
					ohne Berücksichtigung der Widerstände		mit Berücksichtigung der Widerstände		Unterschied beider Pferdekr.
					beim Anhub Pferdekr.	am Ende des Aufzuges Pferdekr.	beim Anhub Pferdekr.	am Ende des Aufzuges Pferdekr.	
5270	1,4000	2,5620	6692	1232	405	75	453	123	330

Man sieht hieraus, dass die Leistung zwischen 453 und 123 Pfkr. schwankt, somit die anfängliche Leistung 1,57 mal größer als die mittlere ist, was für die Betriebsverhältnisse der Bobine durchaus nicht ungünstig spricht. In allen Fällen ist

aber, wie die Tabellen II und III zur Genüge darthun, die Ausgleiche soweit erreicht, dass die Anwendung von Gegenampf gänzlich ausgeschlossen bleibt.

Eine noch weitere Herabminderung der Verschiedenheiten



des Widerstandes liefse sich durch Anwendung verjüngter Bandseile erreichen; indes regten dazu die ungünstigen, im Zwickauer Reviere damit gemachten Erfahrungen nicht an; auch dürften dieselben wohl unter allen Umständen nicht empfehlenswert erscheinen, denn abgesehen davon, dass die Herstellung eines verjüngten Seiles auch bei der heute so hoch entwickelten Seilfabrikation mit Schwierigkeiten verknüpft ist und die Haltbarkeit desselben gegen die eines Seiles mit gleichförmigem Querschnitte zweifellos zurücksteht, macht sich vor allem der Uebelstand geltend, dass die Bandseile bei abnehmenden Breitenmaßen zwischen den Armen der Bobine eine schlechte Führung und infolge dessen eine rasche Abnutzung erfahren. Zur besseren Leitung des Seiles aber, wie vorgeschlagen worden ist, konische Rollen oder sonst welche Organe an den Bobinen anzubringen, erscheint gegenüber der bei der Förderung notwendigen Einfachheit durchaus unratsam.

Uebersehen wir noch einmal die Resultate, welche sich bei dem Entwurfe der vorliegenden Fördermaschine in bezug auf die verschiedenen Seilkorbssysteme ergeben haben, so gelangen wir zu folgenden Schlüssen:

1. Bei sehr großen Schachttiefen (über 800<sup>m</sup>) und bei bedeutenden Förderlasten (2000 bis 4000<sup>kg</sup>) sind Bobinen in Verbindung mit Bandseilen das zweckmäßigste Fördersystem, indem dieselben nicht nur die billigste Anlage erfordern, sondern auch noch eine genügende Seilausgleichung und hiermit eine vollkommen befriedigende sparsame Leistung der Fördermaschine sichern.

2. Spiralkörbe sind zwar noch zulässig, werden aber zu groß und dadurch zu teuer.

3. Cylindrische Seilkörbe sind vollständig auszuschließen, indem diese einen höchst verschwenderischen Betrieb verursachen, und würde ihre Anwendung nur dann zu befürworten sein, wenn sehr geringe Lasten (500 bis 1000<sup>kg</sup>) in Frage stehen oder mit Ausgleichungsseil gefördert werden soll. In letzteren Fällen wird aber bei den angezogenen großen Tiefen nicht nur die Einfachheit der Förderung beeinträchtigt, sondern auch die Anlage eine außerordentlich kostspielige, so dass dieses sonst so vorzügliche und beachtenswerte System für Teufen von 900<sup>m</sup> und darüber nicht empfehlenswert erscheint.

Wenn nun von Bergtechnikern einerseits die cylindrischen Trommeln (ohne jede Ausgleichung), andererseits wiederum die Spiralkörbe<sup>1)</sup> als die einzig zweckmäßigen Seilkorbssysteme für die fraglichen Tiefen hingestellt worden sind, so möchten doch diese Annahmen als zu weitgehende und zu allgemeine zu erachten sein, und kann man auch hier entgegenhalten: »Eines schickt sich nicht für alles«. Man darf nicht einer Methode die ausschließliche Herrschaft für alle Fälle zuerkennen; sondern es müssen bei jeder neu zu errichtenden Anlage, die mit Tiefen von 800 bis 1000<sup>m</sup> und darüber zu rechnen hat, ganz besonders auch die voraussichtlichen Belastungsverhältnisse eingehend erwogen werden, um entscheiden zu können, welches System unter den obliegenden Umständen sich als das beste erweist und die geringsten Anlage- und Betriebskosten erfordert.

Von diesen allgemeinen Betrachtungen zu der Bockwa-Hohndorf-Vereinigtfelder Förderungsanlage zurückkehrend, so konnte, nachdem man sich endgültig für die Bobinen und Bandseile entschieden hatte, die weitere Frage, ob die Fördermaschine mit Expansion arbeiten solle, gegenüber der Tatsache, dass bei dem gewählten Fördersysteme eine vollkommene Ausgleichung der Lasten nicht erreichbar, ein sparsam arbeitender Motor aber zur Erzielung möglichst geringer Betriebskosten außerordentlich wünschenswert, wenn nicht notwendig, erschien, nur in bejahendem Sinn ihre Erledigung finden, umso mehr, als noch die Forderung aufgestellt war, dass die Maschine auch die Hebung einer Förderschale mit voller Ladung ohne Gegengewicht zu bewirken im Stande sein solle, somit die gewöhnliche Leistung nicht wenig übersteigende Mafse erhalten musste. Wenn in neuerer

<sup>1)</sup> S. d. Abhandlung von Jules Havrez in Revue universelle des mines, Jahrg. 1875: »Ueber die Fortschritte in der Construction von Förderrichtungen«. Einen Auszug davon findet man in der Oesterr. Zeitschr. für Berg- und Hüttenwesen, Jahrg. 1876, No. 36 u. f.

Zeit der Wert der Expansion an Fördermaschinen wieder angezweifelt worden ist, so möchte doch die Natur dieser Motoren, welche den Anforderungen der Praxis entsprechend immer größere Leistungen gestatten, also stärker construirt sein müssen, als der normale Betrieb erfordert, und bei denen eine durchaus gleichförmige Belastung sich niemals ermöglichen lassen wird, vollständig verkannt werden. Für seichte Schächte mag die Expansion wohl entbehrlich werden; aber für größere, insbesondere für solche Tiefen, wie sie hier in Frage stehen, erscheint mir die Einführung derselben (und zwar der veränderlichen) in Hinsicht auf den oben dargelegten Charakter der Fördermaschine und die zu erzielende Dampfersparnis, welche selbst bei Kohlenwerken in Anbetracht der bedeutenden Verminderung der Kosten der Anlage und des Betriebes der Dampfkessel eine zwingende Forderung sein sollte, unumgänglich nötig. Dank den großen Fortschritten der Maschinenbaukunst stehen auch jetzt so einfache und vollkommene Expansionssteuerungen für Fördermaschinen zur Verfügung, dass in der That kein Grund mehr vorliegt, welcher zur Verzichtleistung auf dieselben berechtigt.

Bezüglich der Aufstellung der Fördermaschine wurde die liegende gewählt als diejenige, welche eine sehr zuverlässige Fundirung, Einfachheit der Wartung und Instandhaltung aller Teile gestattet, wie man denn auch wegen der leichten und sicheren Handhabung das jetzt allgemein zur Geltung gekommene Zwillingssystem annahm. Von allen auf obigen Grundlagen ausgearbeiteten Entwürfen der sich bewerbenden Maschinenfabriken erhielt derjenige der Sächsischen Maschinenfabrik vorm. Richard Hartmann zu Chemnitz den ungetheilten Beifall der technischen Deputation des Gesellschaftsaufsichtsrates, und wurde dieser Fabrik auch der Auftrag auf die Fördermaschine zuerteilt.

#### Beschreibung der Dampfmaschine.

Die auf Tafel II und III dargestellte Fördermaschine ist eine liegende Zwillingmaschine und arbeitet mit Dampf von 3 bis 4 Atmosphären Ueberdruck. Die Cylinder *AA* haben je 960<sup>mm</sup> Bohrung und 1800<sup>mm</sup> Hub. Die Maschine macht bei normalem Betriebe 35 bis 38 Umdrehungen in 1 Minute und 65 Umdrehungen auf 1 Fahrt bei 850<sup>m</sup> Förderteufe, so dass die mittlere Kolbengeschwindigkeit sich auf 2,10 bis 2,28<sup>m</sup> in der Secunde stellt. Alle Teile der Maschine ruhen auf einem schmiedeisernem Fundamentrahmen *BB*, dessen durchgehende Langbalken aus zwei *U*-Eisen mit oben und unten aufgenieteten Flacheisen construirt und durch Streben von Doppel-*T*-Eisen sehr solid versteift sind. Bei den großen Abmessungen der Maschine erschien die Verwendung von Schmiedeseisen zu dem Rahmen dringend geboten, da dieses Material große Festigkeit und Biegsamkeit in sich vereinigt und gegen Brüche, wie sie bei gusseisernen Rahmen öfter eintreten, vollständige Sicherheit bietet. Vierzehn starke Fundamentanker verbinden den Rahmen mit dem Fundamentmauerwerke. Dieses ist in seinem unteren Teile (etwa 1<sup>m</sup> hoch) aus Thierfelder Grünstein, im übrigen in einer Stärke von 3,60<sup>m</sup> aus hartgebrannten Ziegeln teils in Kalk-, teils in Cementmörtel hergestellt. Die gussstählernen Kolbenstangen sind in Gabelkreuzköpfe gekeilt, welche durch zweigeleisige Linealführungen gerade geleitet werden. Die Gleitbahnen derselben sind nachstellbar und mit je zwei Oelgefäßen versehen. Pleuelstangen, Kurbelzapfen und Kurbeln bestehen aus Schmiedeseisen, die 430<sup>mm</sup> starke Kurbelwelle *C* aber aus Gussstahl. Letztere ruht wegen ihrer bedeutenden Länge von 6<sup>m</sup> in drei Lagern von je 360<sup>mm</sup> bzw. 430<sup>mm</sup> Bohrung; zwei derselben sind auf dem durch Annetung eines *I*-Eisens verbreiterten Rahmen aufgeschraubt und seitlich mittels Keilschrauben stellbar; das dritte sitzt auf einer besonderen gusseisernen Sohlplatte und ist mit einer zweiteiligen in senkrechter Richtung nachstellbaren Schale ausgerüstet.

Die Bobinen (*Y Y*<sub>1</sub>) mit einem kleinsten Aufwickelungsdurchmesser von 2,8<sup>m</sup> und einem größten von 6,1<sup>m</sup> besitzen 160<sup>mm</sup> Weite, welche durch Eichenholzbelag an den inneren Seiten der Arme auf 110<sup>mm</sup>, die Breite der zur Zeit in Verwendung stehenden Seile, vermindert ist, so dass das seitliche Auflegen der Seilumschläge auf einander möglichst verhütet und eine sehr gute Seilauwicklung erzielt wird. Die eine

Bobine ist lösbar und mit einer Bremscheibe  $H$  armirt<sup>1)</sup>, deren Bremse durch ein Schraubenrad leicht zur Wirkung gebracht werden kann. Ueberdies sitzt noch auf der Bobinewelle eine gusseiserne Bremscheibe  $J$  mit zwei je 200<sup>mm</sup> breiten Bremsläufen, auf deren einen die Fuß- und Schraubensbremse, auf deren anderen die Dampfbremse so wirkt, dass jede allein und für sich, vollständig unabhängig von der anderen, vom Stande des Maschinisten aus bequem zu handhaben und die Maschine bei jedem Stande der Fördermaschine sofort zum Stillstande zu bringen ist.

Die Steuerung erfolgt mittels Coulissen und Glockenventilen, ist umstellbar und mit Expansion nach Krause'schem, weiter unten näher beschriebenen Systeme ausgestattet, deren Regelung durch den Umsteuerungshebel je nach Bedarf erfolgt, so dass die Maschine ohne weiteres mit oder ohne Expansion arbeiten kann.

Der Dampf wird dem über den Kesseln liegenden großen Dampfbehälter entnommen und in einer gusseisernen gut eingehüllten Rohrleitung, welche in einem mit eisernen Platten überdeckten Kanal des Maschinenhauses untergebracht ist, nach den Cylindern geführt. Das Einströmröhr ( $K$ ) besitzt 210<sup>mm</sup> und das Ausgangsröhr ( $L$ ) 230<sup>mm</sup> Weite, was  $\frac{1}{20}$ , bezw.  $\frac{1}{17}$  des Cylinderquerschnittes entspricht und hiernach nicht zu hohe Dampfgeschwindigkeiten ergibt. Die Anordnung der gesammten Dampfzu- und Ableitungsröhre für die Maschine sowie für die Dampfbremse lässt sich ohne weiteres aus der Zeichnung erkennen.

An Sicherheitsvorrichtungen sind bei dem in Rede stehenden Fördermotor vorhanden:

1. Ein Teufenzeiger, an welchem der Stand der Fördermaschinen in Schachte jederzeit ersichtlich ist.
2. Ein Klingelapparat, durch welchen die Ankunft der Förderschalen bei etwa 50<sup>m</sup> unter der Hängebank gemeldet wird, und mit diesem in Verbindung
3. ein selbstthätiger Arretirungsapparat, der an der Maschine bei Annäherung der Förderschale an der Hängebank den Ein- und Ausgang des Dampfes abzuschließen beginnt und bei der Ankunft derselben vollständig absperrt, so dass einem Antreiben der Schalen gegen die Seilscheiben möglichst vorgebeugt ist.

Der Maschinistenstand befindet sich vor dem Handrade des Absperrventiles zwischen beiden Cylindern, und können von demselben aus sämtliche Verrichtungen leicht ausgeführt werden, indem das betr. Handrad, der Umsteuerungshebel, die Hebel für den Arretirungsapparat, die Dampf- und Schraubensbremse sowie zum Entwässern der Dampfröhreleitung neben einander gelagert sind. Ueberdies bietet dieser Stand zugleich nicht nur eine gute Uebersicht über alle Teile der Maschine, sondern auch über den Treibeschacht, was, so wenig Wert auch jetzt darauf gelegt zu werden pflegt, doch unter besonderen Umständen von großem Nutzen sich erweist.

Die Maschine ist in allen Teilen tadellos ausgeführt und zeichnet sich durch einen kräftigen Bau, große Einfachheit sowie glänzende Ausstattung aus.

Ueber die Einzelteile der Fördermaschine sind folgende Angaben zu machen:

Die Dampfkolben bestehen — s. Fig. 9, Taf. II — aus zweiteiligen, durch je 6 Schrauben zusammengehaltenen Gusseisenkörpern, in welchen die Kolbenstangen mit einem stumpfen Konus genau eingepasst und durch Rotgussmuttern festgehalten werden. Die Dichtung bilden je zwei 28<sup>mm</sup> starke und 52<sup>mm</sup> breite, aus zähem Gusseisen gefertigte selbstspannende Ringe, welche getrennt durch einen schmiedeisernen Reif in zwei Nuten des Kolbenkörpers mit um 180° versetzten Schnittstellen liegen. Diese Kolben haben sich bisher als vollständig dicht erwiesen.

Jeder Dampfzylinder ist von einem Blechmantel umgeben und der Zwischenraum mit Klehmet'scher Compositions-masse<sup>2)</sup> dicht ausgefüllt. Zur Schmierung dienen zwei Ge-

bauer'sche Schmiervasen<sup>1)</sup> (D. R.-P. No. 239 vom 12. Juli 1877), welche nur während des Ganges der Maschine Oel zulassen; zur Entfernung des Condensationswassers sind je 2 Ablasshähne montirt.

Die von Hrn. Ingenieur H. Krause construirte, bisher vorzüglich bewährte Expansionssteuerung<sup>2)</sup> ist aus Fig. 10 bis 13, Taf. III, ersichtlich.

Die zwei Ein- bezw. Ausströmungsventile  $AA^1$  bezw.  $BB^1$  (Fig. 11) jedes Cylinders haben ein gemeinsames Gehäuse  $C$ . Bedingt diese Anordnung einerseits etwas größere schädliche Räume als bei der bekannten Sulzermaschine, so gewährt sie dagegen andererseits sowohl eine leichtere Zugänglichkeit, größere Uebersichtlichkeit und bessere Wartung der Ventile nebst deren Zubehör — ein für die Sicherheit beim Mannschaftstreiben wichtiger Umstand —, als sie auch durch die Herstellung eines geschlossenen Mauerwerkes unter den Cylindern eine sehr feste Fundirung ermöglicht, welche ja gerade bei Fördermaschinen besonders im Auge zu halten ist. Die Ventile selbst sind aus Rotguss hergestellte doppelsitzige Glockenventile, und besitzen diejenigen für den Dampftritt 210<sup>mm</sup> Durchmesser, was  $\frac{1}{20}$ , diejenigen für die Dampfausströmung 230<sup>mm</sup> Durchmesser, was  $\frac{1}{17}$  der Kolbenfläche entspricht. Jeder Ventilkasten trägt zur Verhütung von Wasserschlägen und zu starker Compression im Falle des Fahrens mit Gegendampf zwei mit regulirten Spiralfedern belastete Sicherheitsventile  $DD^1$ .

Der Fall und der Schluss der Eingangsventile werden durch einstellbare Luftbuffer geregelt. Die Spindeln der Ausströmungsventile  $BB^1$  sind zur Sicherung des raschen Niederganges mit Kugelgewichten belastet.

Die Bewegung der Ventile erfolgt durch die doppelarmigen Hebel  $GEF$  und  $G^1E^1F^1$ , deren Drehpunkte in den am Gehäuse  $C$  angeschraubten senkrechten Ständern  $H$  liegen, vermittelt der Zugstange  $J^1$  von der Gooch'schen Umsteuer-coulisse  $K$  aus. Diese letztere ist in dem Punkte  $L$  aufgehängt und erfährt durch das Excenter  $M$ , welches genau rechtwinklig zur Kurbel arbeitet und somit weder Voreilung noch Compression zulässt, eine hin- und hergehende Bewegung. Die zur Bewirkung der veränderlichen Expansion erforderliche Auslösung des Einlassventiles, dessen rascher Einlassgang und hiermit der frühere oder spätere Abschluss des einströmenden Dampfes ist durch die von Krause getroffene Anordnung in sehr einfacher Weise erreicht. Die Ventilstange  $N$  ist zu diesem Behufe mit einem als Anschlag dienenden stählernen Querkeil  $O$  ausgestattet, in welchen ein am Ende des Hebelarmes  $FE$  sitzender Winkelhebel  $QPR$  mit einer Nase einklinkt und so beim Aufwärtsgange die Hebung der Ventilstange und des Ventiles bewerkstelligt. Um das Untergreifen des Winkelhebels bei jedem Hube zu sichern, ist am untersten Ende des Hebels die Blattfeder  $S$  angebracht, welche  $PQ$  immer gegen den Stahlkeil  $O$  zu drücken sucht. Der wagerechte Schenkel  $PR$  des Winkelhebels  $QPR$  trifft beim Aufgange des Ventiles gegen den Daumen  $T$ , infolge dessen der senkrechte Arm  $PQ$  ausklinkt und die Ventilstange freigiebt, so dass das Ventil vermöge seines Gewichtes und der angeführten Spiralfeder schnell niederzufallen vermag.

Der auf der Welle  $U$  aufgekeilte Daumen  $T$  erhält seine Bewegung mittels des Hebels  $V$  und der Zugstange  $W$  von dem genau mit der Kurbel arbeitenden Excenter  $X$  aus. Der Vorgang ist der Art, dass, wenn der Hub der Einlassventilspindel den Wirkungskreis des Daumens nicht erreicht, die Maschine in gewöhnlicher Weise mit Volldruck, dagegen, wenn dieser Hub in besagten Kreis eintritt, mit Expansion arbeitet, und es wird diese um so erheblicher, d. h. die Füllung um so geringer ausfallen, je größer der Hub ist, bezw. ein je früheres Ausklinken platzgreift, oder mit anderen Worten: dem größten Hube wird die kleinste Füllung, dem kleinsten Hube die größte Füllung entsprechen.

Es sind also, was ganz besonders hervorzuheben ist, bei dieser Steuerung trotz Expansion von dem Maschinenwärter nicht mehr Steuerhebel zu bedienen, als bei einer Maschine ohne veränderliche Expansion, und es kann mit Hilfe des gewöhn-

<sup>1)</sup> Irrtümlicher Weise ist in Tafel II die feste Bobine in Verbindung mit der Bremscheibe  $H$  gezeichnet.

<sup>2)</sup> S. die Bemerkungen des Verfassers darüber in Zeitschr. des Vereines Deutscher Ingenieure, Bd. XXIII, S. 211.

<sup>1)</sup> Dingler's polytechnisches Journal Bd. 230, S. 395.

<sup>2)</sup> S. darüber Civilingenieur, Jahrg. 1877.

lichen Umsteuerungshebels sowohl auf Volldruck als auch auf die gewünschte Expansion sofort gestellt werden. Ueberdies besitzt die Steuerung noch den sehr beachtenswerten Vorzug, zur Schonung der Seile und Förderkörbe beizutragen, indem, wie oben dargethan, volle Füllung einen geringen Ventilhub voraussetzt, infolge dessen das Anheben der Körbe und des Seiles sehr sanft erfolgt.

Das Diagramm zu dieser Steuerung nach Zeuner ist in Fig. 16, Taf. III, in  $\frac{2}{3}$  der Gröfse der wirkl. Mafse ausgeführt, und möchte zum Verständnis desselben folgendes bemerkt werden.

Da die Hubhöhen der Einlassventile den verschiedenen Stellungen des Maschinenhebels entsprechend veränderlich sind, so werden im Diagramme selbstredend die die Bewegung der Ventilhebenden darstellenden Kreise (nach Zeuner Grundschieberkreise) ebenfalls veränderlich sein, während der Kreis, welcher den Daumenhub des Expansionsexcenters, oder besser gesagt, den durch das Expansionsexcenter bewirkten Daumenhub wiedergiebt, constant ist.

Es stellt nun  $o b c$  den Kreis des Ventilhebeldes (Vertheilungsexcenterkreis),  $o i$  und  $o k$  die Daumenkreise<sup>1)</sup> (Expansionsexcenterkreise) und  $o d f$  den beiden entsprechenden relativen Kreis dar. Der Radiusvector  $0,2$  schneidet den Daumenkreis bei  $a$  und die Strecke  $a o$  giebt an, dass bei  $0,2$  Kurbelstellung der Daumen von seiner mittleren Stellung um  $a o$  entfernt ist. Da nun die Ausklinkung bei  $b$  zu erfolgen hat, so muss, wenn man die Strecke  $a o$  von  $b$  aus  $= b d$  zurückträgt,  $d$  ein Punkt des relativen Kreises sein. Zieht man durch  $d$  einen Kreis I II, so ist der Schnittpunkt desselben mit irgend einer innerhalb  $0,2$  und  $0,5$  liegenden Kurbelstellung gleichzeitig ein Punkt des der gedachten Stellung entsprechenden relativen Kreises; man kann somit für irgend eine Kurbelstellung den Ventilhub sehr leicht finden. Soll die gewünschte Füllung  $0,37$  betragen, so resultirt für die Höhe des Ventilhubes die Strecke  $o g$ ; für  $0,5$  Füllung erhält man  $o h$ , d. h. der Daumen ist hier in seiner mittleren Stellung. Etwas unter  $h$  beginnen diejenigen Kreise, bei welchen die Ausklinkung nicht mehr erfolgen kann, und es muss volle Füllung gegeben werden, weil diese den Kreis I II nicht mehr schneiden.

Man ersieht hiernach auch aus dem Zeuner'schen Diagramm, dass sich mit Hilfe eines besonderen Expansionsexcenters die Füllungen zwischen  $0,2$  und  $0,5$  bequem verändern lassen und auch Volldruck gegeben werden kann.

Die Vorzüge der Krause'schen Expansionssteuerung ergeben sich in überzeugender Weise aus dem vorliegenden Bericht und sind kurz zusammengefasst folgende:

1. Genaue Wirksamkeit und grofse Dauerhaftigkeit;
2. die Möglichkeit der veränderlichen Expansion und dabei leichte Handlichkeit;
3. Sicherung eines sanften Anhubes der Förderkörbe und Seile, sowie
4. grofse Einfachheit, welche sie ganz besonders für den Gebrauch gegenüber anderen bekannten verwickelten Steuerungen schätzenswert macht.

Sie ist somit den Anforderungen, die an eine Fördermaschinensteuerung gestellt werden müssen, in jeder Hinsicht gewachsen und verdiente deshalb wohl allgemeinere Anwendung.

Der selbstthätige Arretirungsapparat, welcher den Zweck hat, ein Antreiben der Förderschalen gegen die Seilscheiben zu verhüten, ist aus Fig. 9, Taf. II, ersichtlich.

Die Welle  $a$ , mittelst der Stirnräder  $b_1 b$  von der Bobinenwelle  $C$  aus betrieben, überträgt die Bewegung der letzteren durch zwei konische Räderpaare auf die  $70^{\text{mm}}$  starke Schraubenspindel  $E$ , und diese bewegt die auf ihr sitzende Mutter  $F$  je nach der Drehungsrichtung der Maschine nach links oder rechts. Hat die Mutter  $F$  einen gewissen Weg auf  $E$  zurückgelegt, so stößt sie an die auf der Welle  $g$  aufgekeilten Knaggen  $h$  bzw.  $h_1$ , welche die ihnen erteilte Bewegung durch das Hebelwerk  $J K L M$  (s. Fig. 10 u. 14, Taf. III) auf die Winkelhebel  $N O P$  bzw.  $N^1 O^1 P^1$  fortpflanzen und so ein allmähliches Schliesen der in die Dampf-

<sup>1)</sup> In unserem Falle beträgt der gröfste Ventilhebelenhub, welchem die kleinste Füllung entsprechen soll,  $40^{\text{mm}}$  und der Daumenhub  $11^{\text{mm}}$ .

eingangs- und Dampfabgangsröhren zwischen den beiden Cylindern eingeschalteten Ventile  $Q$  und  $Q^1$  bewirken. Die Stellung der Knaggen und hiermit der Beginn der Thätigkeit wird so geregelt, dass die Förderschale mit abnehmender Geschwindigkeit bis an die Hängebank gelangen kann; zur Zeit geschieht der vollständige Dampfabschluss bei etwa  $70^{\text{m}}$  Entfernung der aufsteigenden Schale unter dem Tagkranz.

Da es zum Anheben der Förderlast an der Hängebank erforderlich ist, die Oeffnung der Ventile  $Q Q^1$  unabhängig von dem eben beschriebenen Apparate ausführen zu können, so ist derselbe durch die Stange  $R$  mit dem in unmittelbarer Nähe des Maschinenführers angebrachten Hebel  $S$  in Verbindung gesetzt. Bei Beginn einer Förderung werden durch Druck auf den letzteren die Ventile so lange vom Maschinenwärter offen gehalten, bis die Mutter  $F$  die Knaggen  $h$  bzw.  $h_1$  verlässt und das Hebelsystem durch das Gewicht  $T$  in die frühere, geöffnete Ventile bedingende Stellung zurückgeht. Der ganze Apparat wirkt sehr zuverlässig, so dass ein Zu- hochgehen des Förderkorbes gegen die Seilscheiben nur möglich ist, wenn beim Anhub vom Maschinenwärter infolge sehr grober Unaufmerksamkeit falsch gesteuert wird.<sup>1)</sup>

Damit der Maschinenwärter von der Ankunft der zu Tage steigenden Förderschale zu rechter Zeit unterrichtet werde, ist mit vorstehend beschriebenem Apparate noch eine Signalvorrichtung — die sogenannte Sicherheitsklingel — verbunden. Wie aus Fig. 9, Taf. II, hervorgeht, sitzt die Signalglocke  $u$  auf der oben erwähnten Mutter  $F$  und gleitet mit dieser auf der Spindel  $E$  je nach der Bewegung derselben entweder nach rechts oder nach links. Die Umdrehung der Mutter  $F$  ist dadurch verhindert, dass dieselbe von einer unter  $E$  liegenden Leitstange geführt wird. Sobald die Fahrt ihrem Ende naht, stößt der auf  $F$  befestigte Stift  $a$  an eines der auf der Schiene  $w w$  angebrachten Fröschen  $b b_1$  und schnellt bei Erreichung des Punktes  $b_1$  durch die Spiralfeder  $c$  zurück, worauf sofort die Glocke zum Ertönen gebracht wird. Beim Rückgange der Mutter erfolgt kein Anschlagen des Klöppels, da der Stift  $a$  in entgegengesetztem Sinne sich bewegt.

Um ferner dem Maschinisten auch noch eine stetige Uebersicht der Förderteufe zu bieten, ist ein Sohlenstandszeiger angebracht, und zwar sind auf dem durch ein Stirnräderpaar angetriebenen Wellen  $w_1$  zwei Schnüre derart befestigt, dass sich immer die eine auf-, die andere abwickelt, dabei über die drehbaren Rollen  $r r_1$  laufend. Jede Schnur trägt an ihrem Ende einen mit der Förderschale correspondirenden Zeiger, welcher sich beim Gange der Maschine an dem den Schacht in verjüngtem Mafsstabe darstellenden Teufenzeiger  $Z$  auf- und abbewegt und dadurch in jedem Augenblick die Stellung des Fördergefäßes im Schachte ersichtlich macht.

Die Construction der Bobinen ist aus der Zeichnung, Taf. II, ersichtlich, und stellt  $Y$  die feste,  $Y_1$  die lose Bobine dar.<sup>2)</sup>

Das gusseiserne massive  $2,8^{\text{m}}$  im Durchmesser haltende Nabenstück  $N_1$  bzw.  $N_2$ , welches aus zwei durch Schrauben zuverlässig mit einander verbundenen Teilen zusammengesetzt ist, trägt die beiden Armsysteme  $B_1$  bzw.  $B_2$  bestehend aus 32 Stück U-Eisen von  $172 \times 75 \times 12^{\text{mm}}$  Querschnitt; letztere sind in dem aus  $12^{\text{mm}}$  starken Winkeleisen hergestellten Kranz  $C_1 C_2$  fest eingepasst und verschraubt, so dass eine sehr kräftige und steife Construction hierdurch erzielt wurde. Die Ausfütterung der Arme mit Eichenholz wurde bereits oben erwähnt.

<sup>1)</sup> Ganz besonders für Mannschaftsfahrung ist diese Sicherheitsvorrichtung beachtenswert und dürfte mit ihrer Hilfe am wirksamsten solchen tiefbedauernden Unglücksfällen begegnet werden, wie dem am 21. December v. J. auf Zeche Fürst Hardenberg bei Dortmund erfolgten, welcher nach den darüber vorliegenden Berichten (Z., Märzheft 1883: Zum Seilbruch auf Zeche Fürst Hardenberg, von Franz Peters. S. auch Glückauf No. 30, 1883) darauf zurückzuführen ist, dass der Maschinist vergessen hatte, zur bestimmten Zeit den Dampf abzusperren und im letzten Augenblick, um die grofse Geschwindigkeit der Maschine zu mäfsigen, mit aller Energie Gegendampf gab und so durch den plötzlichen dem Seile erteilten gewaltigen Ruck dessen Bruch herbeiführte.

<sup>2)</sup> s. Anmerkung auf S. 9.

Um die Längen der Seile regeln bzw. von mehreren Sohlen fördern zu können, ist die nördliche Bobine lösbar und erfolgt deren Verbindung mit dem auf der Welle fest aufgekeilten Nabenstück  $N_2$  durch zwei 80<sup>mm</sup> starke Bolzen  $d_2$ . Die Lösung dieser letzteren gestattet die freie Drehung der Bobine, während die andere mit der Kurbelwelle fest verbunden bleibt. Das Nabenstück  $N_2$  ist mit 24 Löchern von 80<sup>mm</sup> Weite, entsprechend der Bolzenstärke, versehen, so dass hiernach eine Verstellung der Seiltrommeln gegen einander bis zu  $\frac{1}{24}$  des Umfanges sich bewerkstelligen lässt. Diese Construction, welche ein sehr rasches Lösen sowie zuverlässiges Kuppeln der losen Bobine mit der Nabe ermöglicht, hat sich bisher als sehr zweckmäÙig bewährt. Im übrigen dürfte die Construction der Bobine aus den Zeichnungen deutlich genug ersichtlich sein.

Der Bedingung, dass die Trommeln und die ihr entsprechenden Seilscheiben in parallelen und auf den Drehungsachsen senkrechten Ebenen liegen, ist bei der Montage mit peinlichster Genauigkeit Rechnung getragen worden, wie denn auch bei jeder Erneuerung des Holzbelages die größte Sorgfalt darauf verwendet wird, dass das Seil genau in die Achsenlinie zu liegen kommt, damit dasselbe nach keiner Seite eine Abweichung erleide und vor dem Verschleiß thunlichst geschützt werde.

Die Dampfbremse, welche Fig. 15, Taf. III, im Schnitte wiedergibt, lagert auf einer 35<sup>mm</sup> starken in dem Maschinenfundament durch 5 Ankerbolzen befestigten Grundplatte  $A$ . Der Kolben des Cylinders  $B$  hat 250<sup>mm</sup> Durchmesser, 300<sup>mm</sup> Hub.<sup>1)</sup> Die Kolbenstange  $C$ , deren Querhaupt  $D$  in den mit dem oberen Cylinderdeckel durch Keile verbundenen schmiedeisernen Führungsstangen  $E$  geleitet wird, überträgt durch den Winkelhebel  $F$  und die an denselben angehängenen mit Spannmutter ausgerüsteten Zugstangen  $G$  den Kolbendruck auf das eiserne Bremsband  $H^1$ , Fig. 10. Dieses, 150<sup>mm</sup> breit, 16<sup>mm</sup> stark und mit Fichtenholzfutter ausgekleidet, ist auf etwa 0,8 des Umfanges der Bremscheibe  $J$  wirksam und wird durch die Gewichte  $L^1 L^2 L^3 L^4$  von derselben abgezogen, sobald die Bremse sich in Ruhe befindet. Die Inanganzsetzung der Bremse bzw. die Lüftung des Dampfschiebers wird mittels des durch Zugstange  $Z^1$  und Winkelhebel mit demselben verbundenen Handhebels  $M^1$ , welcher sich vom Maschinistenstande aus leicht bethätigen lässt, bewerkstelligt.

Um die schädliche Ansammlung von Condensationswasser und die dadurch veranlassten nachtheiligen Wasserschläge zu vermeiden, bleibt der am Cylinder  $B$  armirte Ablasshahn  $N$  stets etwas geöffnet.

Die Dampfbremse zeichnet sich durch eine vorzügliche Wirkungsweise aus und bietet vollständige Sicherheit, um nötigenfalls die Fördermaschine aus voller Geschwindigkeit sofort zum Stillstande zu bringen.

Die Fufs- und Schraubenbremse wirkt gleichfalls auf 0,8 des Umfanges der Scheibe  $J$ , welche zur Verhütung der Berührung mit dem Dampfbremsband eine Scheiderippe von 30<sup>mm</sup> Höhe und Stärke im Kranze enthält. Ihre Construction ist ganz gleich der oben beschriebenen, und erfolgt ihre Bethätigung von dem Trittbrett  $O$  aus (Fig. 9, Taf. II). Um aber ein kräftigeres Anziehen der Bremse zu ermöglichen, ist über  $O$  noch eine Säule mit Spindel und Handrad aufgestellt, welche ein durch die Spindel auf- und niederbewegbares Gleitstück trägt, das den Tritthebel der Bremse niederzudrücken bzw. nach dem Niederdrücken durch den Maschinisten festzuhalten vermag. Auch durch sie lässt sich die Maschine, allerdings nicht mit so rascher Wirkung wie vermittelt der Dampfbremse, aufhalten.

Dass beide Bremsen vollkommen von einander unabhängig wirken, ist ein ganz besonders zu betonender Vorteil.

An der Los-Bobine<sup>2)</sup> befindet sich außerdem eine zur

<sup>1)</sup> Man hat der stehenden Anordnung des Bremscylinders vor der liegenden deshalb den Vorzug gegeben, weil bei ihr das Fundament nur auf Druck, nicht auf Schub, mithin wesentlich günstiger beansprucht wird. Bei liegenden Dampfbremsen sind bekanntlich, jedenfalls infolge der Schubwirkung, schon öfter Brüche der Grundplatten sowie Lockerungen des Fundamentes und der Ankerschrauben eingetreten.

<sup>2)</sup> s. Anmerkung auf S. 9.

Einstellung derselben dienende Backenbremse folgender Construction. Eine 370<sup>mm</sup> breite, durch 20<sup>mm</sup> starke Schrauben mit der Bobine verbundene Scheibe  $H$  wird an der unteren Seite von einem Bremsbacken gepackt, welcher durch eine mit Stellrad  $U$  versehene Schraubenstange angezogen werden kann, dergestalt, dass die Bobine, wenn sie von der Welle gelöst ist, dadurch festgehalten wird. Auch bietet diese Bremse bei Unfällen eine Aushülfe und vermag, wenn sie auf die befestigte Losbobine wirkt, die Maschine bei nicht zu schnellem Gange — etwa während der Mannschaftsführung — anzuhalten.

Die Holzbacken der vorstehend beschriebenen Bremsen werden nach jeder irgendwie erheblichen Abnutzung ausgewechselt, um keinen zu großen Spielraum zwischen Scheibe und Backen entstehen zu lassen und hiermit alle Erschütterungen, die ja stets nachtheilig für die Maschine sich erweisen, zu vermeiden.

#### Leistung der Fördermaschine.

Da pro Fahrt 2000<sup>kg</sup> Nutzlast aus einer Teufe von 850<sup>m</sup> in 96 Secunden gehoben werden, so beträgt die mittlere Seilgeschwindigkeit  $\frac{850}{96} = 8,854^m$  pro Secunde, und die von der Maschine geleistete Nutzarbeit ergibt sich hiernach zu  $N = \frac{2000 \cdot 8,854}{75} = 236$  Pferdekraft.

Anknüpfend hieran will ich bemerken, dass — den Bedingungen des zwischen der Gesellschaft und der Maschinenfabrik abgeschlossenen Vertrages entsprechend — die Abmessungen der Maschine auch genügend groß sind, um eintretenden Falles selbst mit nur einer Kurbel die Nutzlast von 2000<sup>kg</sup> aufzuholen, wie nachstehende Rechnung zeigen wird.

Der kleinste Seilkorbdurchmesser wurde zu 3,1<sup>m</sup><sup>1)</sup> und die wirkliche Seildicke zu 17<sup>mm</sup> — um 3<sup>mm</sup> gegen die ursprüngliche Stärke vermindert — gefunden, so dass sich der größte Durchmesser des Seilkorbes für 850<sup>m</sup> Tiefe auf 5,292<sup>m</sup> berechnet.

Die ferner in Frage kommenden thatsächlichen Gewichte sind folgende:

1. Das Seilgewicht . . . . . 5377<sup>kg</sup>
2. » Gewicht der Förderschale . . 1912
3. » » » 4 leeren Wagen . 1000
4. » » » Kohlenladung . . 2000

Hieraus ermittelt sich das Moment für die auf der Schachtsohle befindliche Schale zu:

$$M_a = (1000 + 1912 + 2000 + 5377) \cdot 1,550 = 15947,95 \text{ kgm.}$$

Das Kraftmoment einer Kurbel, angenommen der Kolben stehe in der Mitte, ist aber:

$$K_m = K \cdot F \cdot \frac{s}{2} (p - p^1),$$

wenn  $F$  die freie Kolbenfläche in qcm,  $s$  den Kolbenhub in m,  $p$  die absolute Spannung des Admissionsdampfes,  $p^1$  die Gegenspannung vor dem Kolben, in kg pro 1<sup>qcm</sup>, sowie  $K$  einen Reductionscoefficienten, der sämtlichen Widerständen an Maschine und gangbarem Zeug Rechnung trägt, bezeichnen.

Die freie Kolbenfläche stellt sich für jeden Cylinder bei 960<sup>mm</sup> Durchmesser und einer mittleren Stärke der Kolbenstange von 120<sup>mm</sup> (110<sup>mm</sup> vorn und 130<sup>mm</sup> hinten) auf:

$$F = 7125 \text{ qcm, sowie}$$

der Kolbenhub nach ausgeführten Messungen auf  $s = 1,8^m$ . Den wirksamen Druck des Admissionsdampfes können wir  $p - p^1 = 3,2$  annehmen, was einem Ueberdruck von etwa 4 Atmosphären in den Kesseln entspricht. Die auf 5 Atmosphären Ueberdruck geprüften Kessel gestatten noch höhere Annahme. Den Reductionscoefficienten endlich setzen wir nach Ledoux (s. »Memoire sur l'emploi de la détente dans les Machines d'extraction« in den Annales des mines 1879)  $K = 0,8$ , welcher Wert auch von G. Schmidt als zutreffend anerkannt wird.<sup>2)</sup>

<sup>1)</sup> Der Durchmesser von 3,1<sup>m</sup> ergibt sich infolge des nach Abwicklung auf der Bobine verbleibenden etwa 100<sup>m</sup> langen Reservebandseiles.

<sup>2)</sup> Dingler's polytechn. Journal, Bd. 236, S. 436.

Man hat somit:

$$K_m = 0,8 \cdot 7125 \cdot 3,2 \cdot 0,9 = 16416 \text{ kgm.}$$

Da nun  $K_m > M_a$  sich darstellt, so ist die Maschine recht wohl im Stande, die volle Förderschale anzuheben ohne Zuhilfenahme des Gegengewichtes der leeren und bei der ungünstigsten Kolbenstellung, bzw. auch, wenn nötig, dieselbe aus dem Schachtiefsten zu fördern.

Soll das Treiben später aus 900<sup>m</sup> Teufe erfolgen, so wird sich der Anfangshalbmesser der Bobine auf 1,46<sup>m</sup> vermindern, das Seilgewicht aber auf 5693<sup>kg</sup> erhöhen, und resultirt in diesem Falle das Lastmoment für die beladene Förderschale im Füllort:

$$M_b = (1000 + 1912 + 2000 + 5693) \cdot 1,460 = 15483,3 \text{ kgm.}$$

Das Kraftmoment  $K_m$  war = 16416<sup>kgm</sup>, mithin ist auch die Maschine stark genug bemessen, um aus 900<sup>m</sup> Teufe mit nur einer Kurbel die Kohlenlast aufzuholen, und erfüllt somit die vertragsmäßig aufgegebenen Bedingungen auch in diesem Punkte.

Zur Feststellung der dynamischen und ökonomischen Leistung der Fördermaschine wurde am 26. August und am 27. December 1882 von den Herren Ingenieuren Hübner und Eltz unter Mitwirkung des Verfassers eine grössere Reihe von Indicatorversuchen durchgeführt, die bei aller darauf verwendeten Sorgfalt und Gewissenhaftigkeit doch insofern zu wünschen übrig lassen, als die directe Ermittlung des Dampfverbrauches bzw. die Messung der Speisewassermengen unterbleiben musste. Bekanntlich erfordert die Indicirung von Fördermaschinen grössere Gewandtheit und Aufmerksamkeit als bei Betriebsdampfmaschinen, und ist die Durchführung derartiger Versuche oft mit ganz besonderen Schwierigkeiten und Anstrengungen verknüpft. Dies mag auch die wesentliche Ursache zu der seltenen Untersuchung dieser Maschinengruppe und dem entsprechend zu der geringen darüber vorliegenden Litteratur sein, so dass wohl jeder — noch so geringe — Beitrag auf diesem Gebiete willkommen sein dürfte. Die hier zu besprechenden Versuche sind auch deshalb besonders schätzenswert, als dieselben nicht, wie meist bei Abnahmeversuchen, an einer kürzlich in Betrieb gesetzten, sondern an einer bereits über vier Jahre in voller Thätigkeit befindlichen Maschine ausgeführt wurden, an einer Maschine, deren Steuerorgane, wie ich noch betonen will, von ihrer ersten Anlassung an keine Auswechslung oder Reparatur erfahren haben.

Die Versuche dauerten je 7 Stunden, von 9 Uhr Vormittags bis 4 Uhr Nachmittags; am 26. August kam ein Thompson'scher Indicator von Schäffer & Budenberg in Buckau-Magdeburg, am 27. December zwei Richard'sche Instrumente von Elliot Brothers in London zur Anwendung. Die Bewegung der Papiercylinder erfolgte mittels Schnur von der die beiden Expansionsdaumenhebel verbindenden Zugstange aus, die ihrerseits von dem mit der Kurbel in gleichem Sinne laufenden Expansionscenter angetrieben wird; diese den Kolbenhub der Maschine verkürzt übertragende Vorrichtung hat während der ganzen Dauer der Versuche gut gearbeitet, wie die nahezu gleichen Längen der Diagramme beweisen.<sup>1)</sup>

Was die weitere Durchführung unserer Versuche betrifft, so glaubten wir die zuverlässigsten Resultate zu erreichen, wenn wir möglichst viele Förderungen benutzten, bei jeder derselben aber Diagramme nur in Zwischenräumen von 5 zu 5 Umdrehungen aufnahmen, da die während einer ganzen

<sup>1)</sup> Da die Indicatorcurven bei Fördermaschinen, sobald mit gedrosseltem Dampfe gearbeitet wird, je nach dem geringeren oder höherem Grade der Drosselung, verschieden ausfallen und diese auch bei nicht vollständig ausgeglichener Seillast — selbst dann noch zum Teil — bei jeder Umdrehung eine andere Gestalt annehmen, so würde sich beim Indiciren von Fördermaschinen die Benutzung eines Instrumentes mit selbstthätig verstellbarem Papiercylinder empfehlen, bei welchem man jede Curve gesondert erhält, bzw. eines Indicators, welcher fortlaufende Diagramme während einer ganzen Förderung liefert; indes genügen alle die bisherigen derartigen Constructionen den Anforderungen der Praxis nicht und sind die zu besagten Zwecken ausgeführten Instrumente sehr umständlich und schwer zu handhaben, so dass man, so lange sie nicht auf vollkommeneren Stand gebracht sind, besser und sicherer mit gewöhnlichen Indicators arbeitet.

Förderung geschriebenen Curven äusserst schwer sich entziffern liessen und zur Berechnung kaum brauchbar erwiesen. Die Hantirungselbst erfolgte in der Weise, dass die beiden Experimentatoren an der Maschine auf einen Wink des Dritten, welcher die Zahl der Umdrehungen mit der Secundenuhr beobachtete, gleichzeitig nach je 5 Umdrehungen den Schreibstift an den Papiercylinder des Indicators ansetzten und die Zeichnung der Diagramme bewirkten. Wir sind so in den Besitz eines sehr umfassenden Versuchsmateriales gekommen, dessen Zusammenstellung in der Art erfolgte, dass die übereinstimmenden Diagramme der entsprechenden Umdrehungen herausgezogen und als Unterlagen für die Berechnung verwendet wurden.

Während man beim Thompson'schen Indicator ausschliesslich mit der Feder No. 14 arbeitete, nahm man bei den Richard'schen Instrumenten die Feder No. 30 und 24 in Gebrauch, und wurden die folgenden Werte der Indicatormafsstäbe vor den Versuchen genau ermittelt:

Feder No. 14	No. 30	No. 24
1 kg auf 1 <sup>cm</sup> = 14 <sup>mm</sup>	12,04 <sup>mm</sup>	15,12 <sup>mm</sup> .

Der Ueberdruck in den Kesseln stellte sich im Mittel auf 3,5 Atm., und waren dank der guten Bedienung des Feuers die Schwankungen desselben während der Versuchszeit, wie die alle 20 Minuten beobachteten Manometerstände erkennen liessen, sehr gering, so dass in dieser Hinsicht das Resultat nicht besonders beeinflusst wurde. Auch wurde von dem Maschinisten mit nahezu gleicher Geschwindigkeit getrieben und jeder Zug in fast derselben Zeit — 95 bis 97 Secunden — aus dem Schachtiefsten zu Tage gebracht,<sup>1)</sup> wie die Ablesungen der Secundenuhr am Anfang und Ende jeder Fahrt ausweisen, so dass hiernach die Annahme einer fast gleichen mittleren Fördergeschwindigkeit als begründet erscheint.

Die Durchsicht der einzelnen bei den Versuchen erhaltenen, zu einem Teil nach den Originalen getreu copirten, zum andern nach denselben genau reducirten Diagramme<sup>2)</sup> auf Tafel IV zeigt klar, dass die Dampfverteilung in vollkommen befriedigender Weise bewirkt wird.

Die Diagramme No. 1, 2 und No. 13 bis 16, welche die Periode des Anhubes wiedergeben, lassen erkennen, dass die Druckcurve nur 0,71 der Kesselspannung erreicht, was auf die bei voller Füllung erfolgende geringere Eröffnung des Steuer-Einlassventiles und die dadurch bewirkte Drosselung des zuströmenden Dampfes sowie darauf zurückzuführen ist, dass der Maschinist den Anhub mit nicht vollständig geöffnetem Dampfeingangventile bewerkstelligt. Es genügt aber die mittlere Dampfspannung von 3,15 Atm. abs. vollkommen zur Beschleunigung der Massen, welche durch die Bobinen, die Förderseile und Gestelle nebst Wagen sowie durch die Kohlenladung gebildet werden.

Bei der zweiten oder dritten Umdrehung der Maschine legt der Maschinenwärter den Steuerhebel um, und es tritt, wie auch die Diagramme No. 3, 4, 13 bis 16 darthun, sofort Expansionswirkung ein. Das Eigenartige der Krause'schen Ventilsteuerung, dass der geringeren Füllung ein grösserer Ventilhub entspricht, macht sich bei Einleitung der Expansionsperiode ohne weiteres geltend, indem infolge der geringeren Drosselung des zuströmenden Dampfes die Indicatorcurve höher ansteigt und ein höchstes Mafs von 3,43 Atm. abs. erreicht. Die Verfolgung der während eines ganzen Aufzuges abgenommenen Diagramme No. 5, 6, 17 bis 20 und 25 bis 26 giebt über die Wirkungsweise der eben genannten Steuerung bezüglich der Dampfverteilung klaren Aufschluss. Die Dampfeinströmung ist fast durchgängig eine reichliche, und steigen die Curven in nahezu senkrechter Linie an; nur einige wenige entfernen sich erheblich nach einwärts. Der Unterschied zwischen dem Anfangs- und Enddrucke des Admissionsdampfes ist kaum nennenswert, und verlaufen die Curven vom Beginn

<sup>1)</sup> Bei den Versuchen vom 26. August, deren Diagramme zur Berechnung nicht herangezogen worden sind, war die Förderzeit etwa 108 bis 110 Secunden, wurde also wesentlich langsamer getrieben. Der Dampfüberdruck in den Kesseln stellte sich im Mittel auf 3,2 Atm.

<sup>2)</sup> Die mit der Feder No. 30 aufgenommenen Diagramme wurden der Gleichmässigkeit und besseren Uebersichtlichkeit wegen in der Feder No. 24 entsprechenden Grösse sorgfältigst umgezeichnet.

des Hubes bis zum Dampfabschlusse mit geringen Ausnahmen wagerecht. Diese Gleichhaltung der Dampfspannung im Cylinder während der Admissionsperiode beweist die genügende GröÙe der Eingangsventilquerschnitte und der Kanäle.

Auch die Expansionscurven verlaufen regelmäÙig; zieht man diese Curven mit den bekannten theoretischen in Vergleich, so lässt sich ein Zusammenfallen derselben nur in wenigen Fällen, wohl aber in den meisten eine bedeutende Abweichung feststellen. In dem gröÙeren Teile der Diagramme der Tafel IV ist die Mariotte'sche Linie, welche wir hier allein in Betracht ziehen wollen, eingezeichnet worden, und leuchtet daraus hervor, dass die wirkliche Expansionscurve entweder über oder unter dieser Linie liegt bezw. beide sich kreuzen, wie in den Diagrammen No. 15, 18, 20 und 25. Den Grund dieser Erscheinung wird man nach den Untersuchungen bewährter Beobachter, wie Bauschinger<sup>1)</sup>, Völkers,<sup>2)</sup> Hirn u. a. m., namentlich in den Wärmewirkungen der Cylinderwandungen suchen müssen; Undichtheiten der Steuerungsorgane und des Kolbens dürften in nur sehr geringem Grade daran Teil haben, da bei erheblicher Einwirkung derselben die wirkliche Expansionscurve nicht nur einen anderen Charakter zeigen, sondern auch in einem beständigerem Verhältnis zu der theoretischen bleiben würde.

Die Einsenkung der wirklichen Curve unter die theoretische, wie man sie in dem Diagramme No. 16 beobachten kann, lässt sich durch die Annahme, dass der Dampf Wärme an die Cylinderwandungen abgibt und somit eine Druckverminderung eintritt, leicht erklären, während die aus den Diagrammen No. 3, 4, 5, 6, 14, 15, 17, 19 und 26 erkenntliche Erhebung der wirklichen Curve über die theoretische dadurch bedingt erscheint, dass die Wandungen ihre Wärme an den Dampf abgeben und so eine Steigerung der Spannung hervorrufen. Fragt man nach der Ursache der Verschiedenheit in der fraglichen Abweichung beider Curven, so lässt sich dieselbe nur auf den geringeren oder gröÙeren Feuchtigkeitsgehalt des Dampfes zurückführen, sowie auf die bei Fördermaschinen mit unterbrochenem Gange besonders abwechselnden Temperaturen der Cylinderwandungen, die je nach dem höheren oder niederen Grade eine mehr oder minder starke Verdampfung des Wassers verursachen.

In noch weitere Erörterungen bezüglich der in der Expansionsperiode sich geltend machenden Einflüsse der Cylinderwandungen einzutreten, erachte ich für überflüssig, da Fördermaschinen ihrer ganzen Natur nach weniger geeignet sind, dieselben ins rechte Licht zu stellen, als beständig gehende Betriebsdampfmaschinen.

Die Diagramme zeigen ferner den richtigen Beginn der Ausströmung. Die Eröffnung der Dampfausgangsventile findet rasch genug statt; indes ist die Ausströmung, namentlich bei den hohen Kolbengeschwindigkeiten, die im Mittel der Fahrt 2,5<sup>m</sup> übersteigen, eine nicht völlig genügende und macht sich bei einem Teile der Curven ein ziemlich starker Gegendruck bemerkbar. Bei langsamer Fahrt wird derselbe, wie die Diagramme der Mannschaftsfahrtung No. 9 bis 12 zeigen, sehr gering, und sicher würden sich auch bei Expansionswirkung unter dem Einfluss geringerer Fördergeschwindigkeiten in dieser Hinsicht tadellose Diagramme erzielen lassen. Dieser einzige hier anzuführende Uebelstand dürfte, da die Untersuchung der Ausgangsventile deren guten Zustand in allen Teilen ergab, wohl weniger in der Verwendung von nicht genügenden Ausströmungsquerschnitten, sondern vielmehr darin zu suchen sein, dass der Auspuffdampf an dem schnellen Entweichen ins Freie bei dem Durchgange durch den Arretirungsapparat behindert wird. Die Einwirkung dieser Vorrichtung ist aus den Diagrammen No. 5, 6 und 21 bis 24 ersichtlich, welche eine den Anhubdiagrammen gerade entgegengesetzte Form zeigen. Es wird nämlich, da der Aus- und Eingang abgeschlossen ist, der noch zwischen Eingangsdrosselventil und dem Dampfkolben befindliche Dampf durch das Fortschreiten des Kolbens bis unter die Atmosphäre ausgedehnt und beim Rückgange desselben in den Ausgangs-

raum gepresst, wie der durch Pfeile angedeutete Verlauf der Indicatorcurven zeigt.

Die der endlichen Pleuelstangenlänge zuzuschreibende Ungleichheit der Füllungsgrade an den beiden Cylinderseiten wird für die Rechnung durch die vorn und hinten abgenommenen Diagramme ausgeglichen.

Die bei voller Füllung erzielten Indicatorcurven No. 27 bis 30 zeigen gleichfalls eine befriedigende Dampfverteilung und dürfte hierzu, sowie auch zu den während einer Revision des Schachtes bei sehr starker Drosselung des Dampfes erhaltenen Diagrammen No. 7 und 8 nichts besonderes zu erläutern sein. Ich will schliesslich die Bemerkung nicht unterlassen, dass die auf Taf. IV angeführten Indicatorcurven nur eine kleine Auswahl der wirklich abgenommenen darstellen, und dass die weiter unten mitgetheilten Rechnungen und Tabellen sich auf eine bedeutend gröÙere Anzahl stützen, deren Wiedergabe aber von keinem besonderen Interesse für die Leser sein würde.

Zur Berechnung der indicirten Leistung bei Förderung mit Expansion wurden insgesamt 126 Diagramme der Versuche vom 27. December 1882<sup>1)</sup> benutzt, und sind die dabei gewonnenen Werte in den folgenden Tabellen niedergelegt. Da von 5 zu 5 Umdrehungen die Dampfspannung, wie auch die während einer ganzen Fahrt aufgenommenen Indicatorcurven zur Genüge darthun, nahezu proportional abnimmt und Diagramm auf Diagramm folgt, mithin wohl auch die indicirten Leistungen von 5 zu 5 Umdrehungen in demselben Verhältnis sich vermindern, so hat man keine Bedenken getragen, die Arbeit der Maschine von der 5. bis 60. Umdrehung dergestalt zu berechnen, dass man für die 5., 10. usw. Umdrehung für beide Cylinder den indicirten Druck aus den Diagrammen ermittelte und für die übrigen die entsprechenden Werte interpolirte. Ist dieses Verfahren auch als ein ganz genaues nicht zu bezeichnen, so glaubte man doch damit die zuverlässigsten Resultate zu gewinnen, da, wie schon oben erörtert, die Entnahme von Curven für jede einzelne Umdrehung nicht zu ermöglichen war.

Tabelle IV.

Indicirte Leistung bei Förderung mit Expansion.

Um- drehung	Mittlerer indicirter Druck $p_i$ abzüglich Gegen- druck	Mittlerer Gegendruck	Mittlere indicirte Leistung pro Umdrehung $= F \cdot p_i \cdot s \cdot 2$
No.	kg	kg	kgm
1	1,650	0,384	42 322
2	1,650	0,384	42 322
3	1,550	0,199	39 757
5	1,332	0,225	34 165
10	1,214	0,230	31 139
15	1,152	0,235	29 549
20	1,084	0,245	27 804
25	1,008	0,230	25 855
30	0,925	0,215	23 726
35	0,850	0,235	21 802
40	0,766	0,255	19 648
45	0,646	0,275	16 570
50	0,466	0,310	11 953
55	0,296	0,260	7 592
58	0,206	0,200	5 283
	Durchschnitt 0,807	Durchschnitt 0,222	Gesamtleistung 1 345 427

Die Tabelle IV giebt in der ersten Spalte die Nummer der betreffenden Umdrehung, in der zweiten den aus den vier Seiten der beiden Cylinder resultirenden mittleren indicirten Druck, die dritte Spalte enthält den mittleren Gegendruck,

<sup>1)</sup> Die Versuche vom 26. August 1882 konnten wegen einer in der Förderung eingetretenen Störung nicht vollständig zu Ende geführt werden, und da auch bei denen des 27. December ein gröÙeres Material gewonnen wurde, so hielt man am besten diese für das Rechnungswerk behufs Erzielung verlässlicher Resultate geeignet. Nur die bei Mannschaftsfahrtung erhaltenen Diagramme am 26. August wurden mit verwertet.

<sup>1)</sup> Bauschinger, Indicatorversuche an Locomotiven, Civil-Ingenieur Bd. 13 und 24 (Jahrg. 1867 und 1878).

<sup>2)</sup> Völkers, der Indicator, II. Auflage v. R. Ziebarth.

die vierte endlich die mittlere indicirte Leistung für jede Umdrehung, berechnet nach der Formel:

$$N_i = F \cdot s \cdot p_i \cdot 2 = C \cdot p_i,$$

worin

$F$  die nutzbare Kolbenfläche in qcm,  
 $s$  den Hub in m und  
 $p_i$  den mittleren indicirten Druck, abzüglich Gegen-  
druck in kg, auf  $1^{\text{cm}}$  bedeuten.

Der Wert der Constanten  $C = 2 \cdot F \cdot s$  ist, da  $F = 7125$   
und  $s = 1,8^{\text{m}}$ :

$$C = 25\,650.$$

Die indicirte Leistung der beiden Maschinen (Cylinder)  
beträgt hiernach:

$$L_i = 2 \cdot 1\,345\,427 = 2\,690\,854^{\text{kgm}}$$

oder, da eine ganze Fahrt 96 Secunden im Mittel dauerte:

$$L_{is} = \frac{2\,690\,854}{96} = 28\,029 \text{ Sekundenkgm}$$

oder

$$N_i = \frac{28\,029}{75} = 373 \text{ indicirte Pferdekraft pro 1 Secunde während einer Fahrt.}$$

Die reine Nutzleistung ist:  $N_i = 236$  Pferdekraften, mithin

$$\frac{N_i}{N_i} = 0,632.$$

Es mag auffallend erscheinen, dass die Nutzleistung dieser sehr gut construirten Maschine gegenüber der indicirten so niedrig ist; indes muss man wohl bedenken, dass die Seil-lasten nur unvollkommen ausgeglichen sind, und dass die Arbeit der Maschine bei Beginn der Förderung eine bedeutende ist, am Ende aber nahezu auf Null herabsinkt. Diese Umstände sind für einen hohen Nutzeffect nicht günstig; aber, wie oben ausführlich erörtert, erscheint es geratener, sich damit zu begnügen, als zur Wahl eines anderen Fördersystemes zu greifen.

In der vorstehend angegebenen Weise wurde auch die indicirte Leistung der Maschine für die Förderung mit voller Füllung ermittelt, und sind die darauf bezüglichen Werte in der Tabelle V niedergelegt.

Tabelle V.

Umdrehung	Mittlerer indicirter Druck $p_i$	Indicirte Leistung pro Umdrehung = $F \cdot p_i \cdot s \cdot 2$
No.	kg	kgm
1	1,758	45 092,70
2	1,618	41 501,70
5	1,196	30 677,40
10	1,106	28 368,90
15	1,028	26 368,20
20	0,974	24 983,10
25	0,928	23 803,20
30	0,871	22 341,15
35	0,821	21 058,65
40	0,781	20 032,65
45	0,696	17 852,40
50	0,636	16 313,40
55	0,531	13 620,15
58	0,458	11 747,70
Durchschnitt 0,800		Gesamtleistung 1 334 441,00

Die Leistung der beiden Cylinder berechnet sich somit zu:  
 $L_i = 2 \cdot 1\,334\,441 = 2\,668\,882^{\text{kgm}}$  oder, da eine ganze Fahrt 96 Secunden durchschnittlich beansprucht,  $L_{is} = \frac{2\,668\,882}{96}$   
 $= 27\,800,854$  Sekundenkgm, d. h.  $N_i = \frac{27\,800,854}{75} = \text{rund } 371$   
indic. Pfrk. für 1 Secunde während einer Fahrt.

Da die reine Nutzleistung  $N_i = 236$  Pferdekraften, so stellt sich das Verhältnis derselben zur indicirten

$$\text{auf } \frac{N_i}{N_i} = 0,636.$$

Was endlich die Leistung der Maschine bei Mannschaftsfahrt anbelangt, so erhält man nach den ausgeführten Be-

rechnungen, von deren Mitteilung ich hier Abstand nehme, für einen Cylinder:

$$L_i = 1\,141\,604^{\text{kgm}},$$

somit für beide Maschinen

$$L_i = 2 \cdot 1\,141\,604 = 2\,283\,208^{\text{kgm}},$$

oder, da der Aufzug 300 Secunden dauerte,

$$N_i = \frac{2\,283\,208}{300 \cdot 75} = 101 \text{ indic. Pfrk. für 1 Secunde während eines Aufzuges.}$$

Versuche über wirklichen Dampf- und Kohlenverbrauch der Fördermaschine liessen sich, wie bereits angedeutet, nicht durchführen, da diese und die Wasserhaltungs-, die Luftcompressor- und die Aufbereitungsdampfmaschine, welche letzteren in ununterbrochenem Betriebe zu erhalten waren, aus einer gemeinschaftlichen Dampfkesselanlage gespeist werden, Verhältnisse, welche wohl auch an anderen Stellen der Ermittlung des Dampf- und Kohlenverbrauches von Fördermaschinen hinderlich gewesen sein mögen. Im vorliegenden Falle musste man sich damit begnügen, mittels der gewonnenen zahlreichen Diagramme den theoretischen Dampfverbrauch zu erforschen und unter Hinzufügung der Dampfverluste usw. den wirklichen zu berechnen.

Die indicirte Dampfmenge wurde in der Weise ermittelt, dass man das Dampfvolumen im Cylinder während der Füllung, vermehrt um das des schädlichen Raumes, mit dem der Spannung im Augenblicke der Absperrung entsprechenden specifischen Gewichte des gesättigten Wasserdampfes multiplicirte und von diesem Producte die am Ende des Hubes im schädlichen Raume befindliche Dampfmenge abzog. Die Ergebnisse der hiernach durchgeführten Rechnungen enthält folgende Tabelle VI, zu welcher bezüglich Spalte 3 bemerkt sein mag, dass die Dampfgewichte der von Fliegner auf kg pro qcm umgerechneten Tabelle Zeuner's entnommen sind. Die Zahlen entsprechen wiederum den wirklich abgenommenen Diagrammen.

Der schädliche Raum unserer Maschine stellt sich auf 7,8 pCt., nämlich:

Kanal im Cylinder . . . . .	= 19,0 <sup>cbdem</sup>
Spiel zwischen Kolben und Cylinderdeckel . . . . .	= 18,0 »
Raum um Ein- und Ausgangsventil im Ventilkasten . . . . .	= 63,0 »
$v = 100,0^{\text{cbdem}}$	

während das Volumen des Cylinders abzüglich der Kolbenstange 1283<sup>cbdem</sup> beträgt.

Tabelle VI.

Umdrehung	Absolute Spannung des Dampfes am Ende der Admission	Gewicht von 1 <sup>cbm</sup> Dampf von der Spannung am Ende der Admission	Mittlerer Füllungsgrad	Gewicht des auf 1 Umdrehung verbrauchten Dampfes
No.	kg pro qcm	kg		kg
1	3,150	1,6785	1,0000	9,0313
2	3,150	1,6785	1,0000	9,0313
3	3,430	1,8184	0,4912	4,6761
5	3,180	1,6935	»	4,3388
10	3,030	1,6185	»	4,1308
15	2,920	1,5631	»	3,9782
20	2,810	1,5078	»	3,8216
25	2,660	1,4319	»	3,6154
30	2,600	1,4017	»	3,5311
35	2,520	1,3612	»	3,4210
40	2,370	1,2849	»	3,2137
45	2,280	1,2391	»	3,0892
50	2,050	1,1213	»	2,7628
55	1,850	1,0182	»	2,4806
58	1,640	0,9090	»	2,1838
Durchschnitt 2,300		Durchschnitt 1,2400		Gesamtwegicht 212,5488

Die Summe der 5. Spalte stellt das theoretische Dampfgewicht für einen ganzen Aufzug dar, und ergibt sich das wirkliche, wenn man noch den Gesamtdampfverlust hinzufügt.

Da die Maschine mit Unterbrechungen arbeitet, also die Cylinder sich während des Stillstandes sehr erheblich abkühlen, so wird dieser Verlust sich bedeutend höher stellen, als bei einer ununterbrochen arbeitenden Betriebsdampfmaschine. Ledoux giebt in seinem schon oben citirten »Memoire sur l'emploi de la détente dans les machines d'extraction« (Annales des mines 1879) u. a. für die in ihren Abmessungen nahezu gleiche Fördermaschine auf dem Maschinenschachte des Steinkohlenwerkes Sacré-Madame bei Charleroi in Belgien den Dampfverlust zu etwa 25 pCt. bei Expansion an, was indes der Praxis nicht entsprechen und viel zu gering geschätzt sein dürfte. Durch einzelne neuere — leider nur sehr wenige Versuche — ist die Unhaltbarkeit der Ledoux'schen Werte auch bestätigt worden. Hr. Heim spricht sich auf Grund von ihm gemachter Beobachtungen und durchgeführter Versuche (s. W. 1882, S. 326) dahin aus, dass man den Dampfverbrauch einer Fördermaschine in den meisten Fällen mindestens doppelt so groß wie den gleich sorgfältig gebauter, ununterbrochen gehender Dampfmaschinen annehmen müsse. Im Hinblick auf die vorzügliche Ausführung der hier in Frage stehenden Maschine sowie in Berücksichtigung des Umstandes, dass dieselbe mit keinem sehr hohen Expansionsgrad arbeitet, und dass die Pausen zwischen den Förderungen nicht sehr große sind, indem dieselben bei 14 Aufzügen pro Stunde und einer Förderungszeit von rund 96 Secunden für 1 Fahrt 161 Secunden oder das 1,677fache der Arbeitszeiträume betragen, kann man die Dampfverluste während der Expansion zu 50 pCt. annehmen, was der Wirklichkeit sehr nahe kommen wird, während dieselben bei voller Füllung sich wesentlich niedriger veranschlagen lassen.

Den auf den Wassergehalt des Dampfes sowie auf etwaige Undichtheiten der Eingangsventile usw. sich beziehenden Anteil des Dampfverlustes kann man mit einiger Annäherung in nachstehender Weise ziffermäßig feststellen.

Wenn man die Spannung des Dampfes vor Beginn der Expansion sowie kurz vor der Ausströmung den während einer Förderung erhaltenen Diagrammen entnimmt, so lässt sich hiernach die am Ende der Admissions- sowie die bei Anfang der Ausströmungsperiode im Cylinder vorhandene Dampfmenge berechnen unter der Voraussetzung, dass der Dampf im gesättigten Zustande sich befinde. So ergeben z. B. die Indicatorcurven der 5. Umdrehung am Beginn der Expansion ein Dampfgewicht von 4,338<sup>kg</sup>, am Ende derselben von 4,9982<sup>kg</sup>. Dieses Mehr kann offenbar nur im Nachdampfen des im Dampfe beim Beginn der Expansion enthaltenen Wassers sowie in etwaigen Undichtheiten der Eingangsventile usw. begründet liegen, da, wenn die wirkliche Expansionscurve mit der Mariotte'schen zusammenfele, beide Rechnungsweisen nahezu gleiche Resultate liefern müssten.

Die auf angegebene Art ermittelten Werte für die Dampfüllungen am Ende der Expansion bietet nachstehende Tabelle:

Tabelle VII.

Umdrehung No.	Absolute Spannung am Ende der Expansion, gemessen vor der Ausströmung des Dampfes kg pro qcm	Gewicht von 1 <sup>cbm</sup> Dampf von der Spannung am Ende der Expansion kg	Gewicht des auf 1 Umdrehung verbrauchten Dampfes kg
1	3,100	1,6535	8,8958
2	3,100	1,6535	8,8958
3	1,800	0,9923	5,2229
5	1,720	0,9507	4,9982
10	1,630	0,9041	4,7340
15	1,600	0,8884	4,6433
20	1,550	0,8622	4,4931
25	1,500	0,8361	4,3493
30	1,460	0,8153	4,2310
35	1,410	0,7890	4,0872
40	1,360	0,7625	3,9434
45	1,310	0,7362	3,7940
50	1,180	0,6674	3,4081
55	1,120	0,6354	3,2289
58	1,090	0,6132	3,1061
	Durchschnitt 1,331	Durchschnitt 0,7410	Gesamtgewicht 250,3488

Zieht man die in Spalte 4 der vorstehenden Tabelle eingeschriebenen Zahlenwerte mit denen der Spalte 5 der Tabelle VI in Vergleich, so sieht man, dass diese letzteren durchgängig kleiner sind, und wie schon erörtert, stellen die Unterschiede beider Werte in der Hauptsache das Gewicht des Wassers dar, welches während der Dauer der Expansion in den Cylindern zur Verdampfung gelangt, da die Undichtheiten der Steuerungsorgane jedenfalls in verschwindendem Maße daran teilnehmen.

Während die Tabelle VI einen indicirten Verbrauch von 212,5488<sup>kg</sup> für 1 Förderung nachweist, findet sich derselbe nach der Tabelle VII zu 250,3488<sup>kg</sup>.

Dieser Mehrbetrag von 37,8000<sup>kg</sup> oder 17,8 pCt. stellt also in roher Annäherung den oben bezeichneten Anteil des Dampfverlustes dar.

Wenn man nun noch 32,2 pCt. auf Rechnung der übrigen Verluste setzt, welche durch Condensation des Eintrittsdampfes an den Cylinderwandungen, durch Undichtheiten der Stopfbüchsen, des Absperrventils usw. entstehen, so dürfte denselben wohl in sehr genügender Weise Rechnung getragen sein, und wir erhalten somit für den gesammten Dampfverbrauch bei Förderung mit Expansion:

a) Indicirter Dampf während der Volldruckperiode (1. u. 2. Umdr.) . . . . .	= 18,0626 kg
b) Verlustdampf (32,2 pCt. des indicirten) hierbei . . . . .	= 5,8162 »
c) Indicirter Dampf während der Expansionsperiode . . . . .	= 194,4862 »
d) Verlustdampf (50 pCt. des indicirten) hierbei . . . . .	= 97,2331 »
e) Beim Hantiren an der Hängebank benötigter Dampf (5 pCt. des gesammten indicirten Dampfes) . . . . .	= 10,6274 »
	<hr/>
	326,2255 kg.

Bei einer Förderung von 14 Zügen in 1 Stunde erhält man die entsprechend reine Nutzleistung auf die Stunde:

$$N_n = \frac{236 \cdot 14 \cdot 96}{3600} = 88,10 \text{ Stunden-Nutzpferdekraft,}$$

und die indicirte Leistung:

$$N_i = \frac{373 \cdot 14 \cdot 96}{3600} = 139,25 \text{ Stunden-Indicatorpferdekraft.}$$

Da der stündliche Dampfverbrauch sich zu  $326,23 \cdot 14 = 4567,22$  <sup>kg</sup> berechnet, so erhält man pro Stunde und Pferdekraft der reinen Nutzleistung einen Verbrauch von

$$a) \dots \frac{4567,22}{88,10} = 51,84 \text{ kg Dampf,}$$

und für die indicirte Pferdekraft und Stunde einen solchen von

$$b) \dots \frac{4567,22}{139,25} = 32,79 \text{ kg Dampf.}$$

Nehmen wir unter der Voraussetzung von etwa 70 pCt. Ausnutzung des Heizwertes des aufgewendeten Brennmaterials I. Sorte eine 7fache Verdampfung<sup>1)</sup> desselben an, wie es den praktischen Erfahrungen entspricht, so ergibt sich ein Kohlenverbrauch:

a) für 1 Pferdekraft der reinen Nutzleistung und 1 Stunde von

$$\frac{51,84}{7} = 7,41 \text{ kg, und}$$

β) für 1 Pferdekraft der indicirten Leistung und 1 Stunde von

$$\frac{32,79}{7} = 4,68 \text{ kg.}$$

Erheben auch die hier ermittelten Zahlen für den Dampf- und Kohlenverbrauch durchaus nicht den Anspruch auf den Wert aus genauen directen Messungen hervorgegangener Resultate, so dürften dieselben doch in Würdigung der Gewissenhaftigkeit, mit der sowohl beim Versuch als in der Rechnung verfahren worden ist, sowie in Erwägung dessen, dass bei der Berechnung des Dampfverbrauches die Verluste in sehr genügender Weise Berücksichtigung gefunden haben, als der Wahrheit nahekommend erachtet werden und deshalb auch

<sup>1)</sup> Zur Zeit werden neben guten Maschinenkohlen auch Schlämme mit verfeuert, deren Verdampfung selbstredend eine weit niedrigere ist, daher der Gesamtverbrauch an Brennmaterial sich höher beläuft.



recht gut für den Vergleich mit anderweiten aus der Praxis bekannten Ergebnissen geeignet sein.

Der oben gefundene Kohlenverbrauch unserer Maschine von 7,47<sup>kg</sup> für 1 Nutzpferdekr. und Stunde bzw. von 4,73<sup>kg</sup> für 1 indic. Pferdekr. und Stunde mag gegenüber den Untersuchungszahlen von normalen Betriebsdampfmaschinen hoch erscheinen, indes muss doch das vorbereitete Resultat als ein vorzügliches für eine Fördermaschine erachtet werden, wie auch ein Vergleich mit den von anderen Beobachtern gewonnenen Werten erhärtet.

So verbrauchte nach Pinno<sup>1)</sup> eine mit der Ehrhardt-Sehmer'schen Schlepptentsteuerung ausgerüstete Zwillingsfördermaschine von 863<sup>mm</sup> Durchmesser und 1,570<sup>m</sup> Hub in Saarbrücken stündlich an Kohle 8,5<sup>kg</sup> für 1 Nutzpferdekr. (bzw. 5,6<sup>kg</sup> pro ind. Pferdekr.), und spricht sich genannter Autor darüber wie folgt aus:

»Es ist dies für Fördermaschinen kein ungünstiges Resultat, wenn man erwägt, dass bei der Berechnung der reinen Nutzarbeit die ganze Arbeit nicht berücksichtigt wurde, welche von der Maschine zur Ueberwindung der Seilsteifigkeit, der Reibung der Fördergerippe in den Schachtleitungen und des Luftwiderstandes geleistet werden muss.«

Nach Riedler<sup>2)</sup> beträgt »der Dampfverbrauch, durch directe Messungen an verschiedenen Orten constatirt, im Mittel 100 bis 150<sup>kg</sup> für 1 Stunde und Pferdekr. der Nutzleistung, bei etwa 300<sup>m</sup> mittlerer Schachttiefe und ununterbrochener Förderung, in günstigsten Fällen etwa 50<sup>kg</sup>, in einer großen Zahl von Fällen, ebenfalls bei kontinuierlicher Förderung und äußerlich bestem Zustande, jedoch 150 bis 200<sup>kg</sup> Dampf und darüber für 1 Pferdekr. der Nutzleistung, d. i. das 25fache einer normalen Condensationsmaschine.«

Die Versuchsergebnisse der hier in Frage stehenden Fördermaschine kann man hiernach als sehr befriedigende, ihre hohe ökonomische Leistung als hinreichend erwiesen ansehen.

Es bedarf wohl kaum des Nachweises, dass der Kohlenverbrauch sich noch um ein erhebliches vermindern lassen würde, wenn man mit höherer Dampfspannung und demgemäß stärkerer Expansion zu arbeiten vermöchte. Jedoch stehen Rücksichten auf die Sicherheit des Betriebes diesem Bestreben hindernd im Wege, und werden diese sowie die ungünstige Betriebsweise überhaupt eine Ermäßigung des Dampfverbrauches von Fördermaschinen bis zu dem guter Dampfmaschinen mit ununterbrochenem Betriebe auch in Zukunft nicht erreichen lassen.

Um noch zu prüfen, welche Dampfmenigen die Fördermaschine bei voller Füllung gegenüber der Arbeit bei Expansion benötigt, haben wir dieselben nach den aufgenommenen Diagrammen festzustellen versucht; die Resultate sind in nachfolgender Tabelle eingetragen.

Tabelle VIII.

Umdrehung	Absolute Spannung am Ende des Hubes	Gewicht von 1 <sup>cbm</sup> Dampf von der Spannung am Ende des Hubes	Gewicht des auf 1 Umdrehung verbrauchten Dampfes
No.	kg pro qcm	kg	kg
1	3,160	1,6835	9,0526
5	2,640	1,4217	7,6043
10	2,560	1,3815	7,3819
15	2,490	1,3459	7,1850
20	2,430	1,3154	7,0163
25	2,370	1,2849	6,8455
30	2,290	1,2442	6,6203
35	2,250	1,2238	6,5053
40	2,160	1,1778	6,2508
45	2,110	1,1521	6,1086
50	2,000	1,0956	5,7960
55	1,810	0,9975	5,2514
58	1,690	0,9321	4,8893
	Durchschnitt 2,051	Durchschnitt 1,1200	Gesamtwegicht 386,9359

<sup>1)</sup> S. Bericht über die im Jahre 1878 vorgenommenen Dampfkeschrevisionen im Saarbrückener Revier.

<sup>2)</sup> S. den Bericht über die Dampfmaschinen auf der Weltausstellung in Paris 1878.

Die Dampfverluste veranschlage ich, da der auf das Nachdampfen und die etwaigen Undichtheiten der Einlassventile usw. bezügliche Anteil in Wegfall kommt, zu rund 33 pCt., und stellt sich hiernach der ganze Dampfverbrauch der Maschine bei Förderung ohne Expansion auf:

1. Indicirter Dampf laut Tabelle VIII . . = 386,94<sup>kg</sup>
2. Verlustdampf (33 pCt. des indicirten) . . = 127,69
3. Manövrirdampf . . . . . = 10,62

Verbrauch für 1 Fahrt = 525,25<sup>kg</sup>.

Da bei Förderung von 14 Zügen in der Stunde die entsprechende reine Nutzleistung:

$$N_i = 88,10 \text{ Stunden-Nutzpferdekraft}$$

und die indicirte Leistung:

$$N_i = \frac{371 \cdot 14 \cdot 96}{3600} = 138,51 \text{ Stunden-Indicatorpferdekraft,}$$

sowie der Dampfverbrauch:

$$525,25 \cdot 14 = 7353,53^{\text{kg}}$$

beträgt, so ergibt sich ein stündlicher Verbrauch an Dampf:

$$\alpha) \text{ für 1 Nutzpferdekraft: } \frac{7353,53}{88,10} = 83,47^{\text{kg}}$$

und

$$\beta) \text{ für 1 Indicatorpferdekraft: } \frac{7353,53}{138,51} = 53,09^{\text{kg}}$$

Unter der Annahme von 7facher Verdampfung des Brennmaterials sind von demselben stündlich erforderlich:

$$\gamma) \text{ für 1 Nutzpferdekraft: } \frac{83,47}{7} = 11,92^{\text{kg}}$$

und

$$\delta) \text{ für 1 Indicatorpferdekraft: } \frac{53,09}{7} = 7,58^{\text{kg}}$$

Die für 1 Fahrt verbrannte Kohlenmenge beläuft sich bei Volldruckwirkung auf:

$$\frac{525,25}{7} = \text{rund } 75,00^{\text{kg}}$$

gegenüber  $\frac{326,23}{7} = \text{rund } 47^{\text{kg}}$  bei Expansion;

es entspricht dies einer Ersparnis von 28,00<sup>kg</sup> pro Fahrt, mithin bei Annahme einer Förderung von 4000 Metercentnern täglich im Jahre (300 Arbeitstage) = 168000<sup>kg</sup>, d. i. bei dem jetzigen Verkaufswert von 100<sup>kg</sup> zu 0,48  $\mathcal{M}$  = 8064  $\mathcal{M}$ .

Es ist einleuchtend, dass dieser Gewinn mit der Zunahme der Förderung<sup>1)</sup> und dem höheren Preise der Kohlen noch bedeutender wird. In dem Diagramme, Fig. 8 auf Taf. I, ist der Dampfverbrauch der Maschine für eine ganze Förderung mit und ohne Expansion für dieselbe Nutzlast graphisch dargestellt, indem als Abscissen die Umdrehungen, als Ordinaten die Dampfmenigen in kg aufgetragen sind, und bringt dieses Bild in klarer überzeugender Weise zur Anschauung, wie wichtig es ist, bei Fördermaschinen mit Expansion zu arbeiten, sofern dadurch die Einfachheit der Construction, wie im vorliegenden Falle, nicht leidet.

Nachstehend lasse ich noch eine Zusammenstellung der Versuchsergebnisse folgen:

(Siehe Tabelle auf Seite 17.)

#### Allgemeine Betriebsergebnisse.

Die Fördermaschine wurde am 1. December 1878 in Betrieb gesetzt und arbeitet seit dieser Zeit regelmäsig Tag und Nacht in allen ihren Theilen zur vollsten Zufriedenheit. Die durch die Steuerung bewirkte Dampfverteilung ist, wie bereits dargelegt, eine durchaus gute. Die Dampfventile haben sich inbezug auf dichten Abschluss gut bewährt und die kleinen Bestandteile des Auslösemehanismus der Steuerung zu irgend welchen Zwischenfällen keine Veranlassung geboten, so dass die in dieser Hinsicht ausgesprochene Befürchtung einiger Maschinentechner<sup>2)</sup> als behoben angesehen werden kann.

Man kann die gewonnenen Resultate kurz dahin zusammenfassen, dass die Leistung der Fördermaschine in jeder Hinsicht eine gute, der Betrieb ein bequemer und sicherer und die Abnutzung der ganzen Anlage eine geringe ist.

<sup>1)</sup> Bei Erreichung der größten Förderung von täglich 890,109<sup>t</sup> (s. unten) wird die jährliche Ersparnis die Höhe von 17942  $\mathcal{M}$  erreichen.

<sup>2)</sup> Müller-Melchior, Dingler's polytechn. Journal, Bd. 214.

## Zusammenstellung der Versuchsergebnisse.

	Mit Ex- pansion	Mit Voll- druck
Indicirte Leistung während eines Aufzuges in Pferdekraft . . . . .	373	371
Reine Nutzleistung während eines Aufzuges in Pferdekraft . . . . .	236	236
Verhältnis der Nutzarbeit zur indicirten in Procenten . . . . .	63,3	63,6
Theoretischer Dampfverbrauch für 1 Fahrt . . . . .	212,55	386,94
Gesamtdampfverbrauch für 1 Fahrt . . . . .	326,23	525,25
Ersparnis in Procenten . . . . .	38	—
Stündlicher Dampfverbrauch für 1 indicirte Pferdekraft . . . . . kg	32,79	53,09
Stündlicher Dampfverbrauch für 1 Nutzpferdekraft . . . . . kg	51,84	83,47
Stündlicher Kohlenverbrauch für 1 indicirte Pferdekraft . . . . . kg	4,68	7,58
Stündlicher Kohlenverbrauch für 1 Pferdekraft der reinen Nutzleistung . . . . . kg	7,41	11,92
Verbrauch an Kohlen für 1 Fahrt . . . . . kg	47,00	75,00
Ersparnis an Kohlen für 1 Fahrt . . . . . kg	28,00	—
Verhältnis des Kohlenverbrauches zu der gehobenen Menge bei einer Fahrt in Procenten . . . . .	2,35	3,75
Verbrauch an Dampf für 100 000 <sup>m</sup> kg . . . . .	19,17	30,88
Verbrauch an Kohle für 100 000 <sup>m</sup> kg . . . . .	2,74	4,41
(7fache Verdampfung angenommen.)		

Um noch die Frage zu erörtern, welche Fördermengen insgesamt mit unserer Maschine gehoben werden können, lasse ich nachstehende rechnerische Betrachtung folgen.

Wie oben gesehen, beansprucht ein Zug von 2000<sup>kg</sup> aus 850<sup>m</sup> Teufe 95 bis 97 Secunden Förderzeit, und die Maschine arbeitet anstandslos mit 9<sup>m</sup> mittlerer Geschwindigkeit pro Secunde, so dass wir hiernach pro Fahrt im Mittel 96 Secunden einsetzen können. Unter der weiteren dem praktischen Betriebe entsprechenden Annahme von 43 bis 45 = 44 Secunden für Ab- und Aufschieben der Wagen ergibt sich die höchste mögliche Förderung in der Stunde zu  $\frac{2000 \cdot 3600}{140} = 51428$ kg, und in der Voraussetzung von Tag- und Nachtbetrieb bei 18 Stunden Förderzeit — (da 6 Stunden auf Pausen, Einlassen<sup>1)</sup> von Personen, Material usw. mindestens zu rechnen sind) — insgesamt  $51428 \times 18 = 925704$ kg. Soll die Förderung später aus 900<sup>m</sup> Teufe erfolgen, so wird die Fahrt in  $\frac{900 \cdot 96}{850} = 101,6$  Secunden zu bewerkstelligen sein; für die An- und Abschlagszeiten wieder 44 Secunden in Rechnung gebracht, stellt sich die Gesamtförderung auf  $\frac{2000 \cdot 3600}{145,6} = 49450,5$ kg in 1 Stunde und auf 890 109<sup>kg</sup> oder 890,109<sup>t</sup> in 18 Stunden Förderzeit.

Da gegenwärtig höchstens 400<sup>t</sup> in der Doppelschicht getrieben werden, so ist die Maschine hiernach kaum zur Hälfte ihrer vollen Leistungsfähigkeit in Anspruch genommen.<sup>2)</sup> In der That berechtigen vorstehende Betrachtungen zu der Behauptung, dass mit derartigen Expansionsdampfmaschinen die gewöhnlichen Fördermethoden noch für Teufen von 900<sup>m</sup> und darüber auch für bedeutende Förderungen ausreichen.

## Anlage- und Betriebskosten der Fördermaschine.

Die Gesamtanlagekosten der Fördermaschine berechnen sich wie folgt:

<sup>1)</sup> Ich nehme dabei an, dass, wie es jetzt schon geschieht, der grössere Teil des Holzes sowie der Materialien auf Schacht No. II eingegangen werden.

<sup>2)</sup> Die etwas geringe Förderung ist namentlich darin begründet, dass wegen Mangel an Arbeitskräften ein grosser Teil der Baue unbelegt bleiben muss.

Fördermaschine laut Vertrag . . . . .	58 400,00 <i>M</i>
Gusseiserne Dampfrohre sowie ein schmiedeisernes Dampfausgangsrohr . . . . .	1 163,00 »
Kupferne Dampfrohre nebst schmiedeisernen Flanschen und Schrauben . . . . .	599,05 »
Ein Absperrventil . . . . .	450,00 »
Fundament der Maschine . . . . .	11 199,20 »
Montage der Fördermaschine von Seiten der liefernden Fabrik . . . . .	2 750,00 »
Löhne für Hilfsarbeiter beim Montiren . . . . .	286,10 »
Geländer zur Dampfmaschine . . . . .	750,60 »
48 gusseiserne Deckplatten zum Abdecken des Kanals für die Dampfeingangsrohre . . . . .	824,40 »
Für Legen der Platten und Montage des Geländers . . . . .	160,00 »
	<u>76 582,35 <i>M</i></u>

Werden hiervon 5 pCt. pro Jahr zur Verzinsung sowie der gleiche Procentsatz für Abnutzung angenommen, so belaufen sich die jährlichen Kosten der Verzinsung und Abschreibung auf 7658,24 *M*.

Die Betriebskosten mit Einschluss eines entsprechenden Anteils an den Kosten der mit der Wasserhaltungs- und Compressormaschine gemeinsamen Dampferzeugung betragen im Jahre 1881:

## 1) an Löhnen:

bei der Maschinenwartung, 1364 Schichten . . . . .	4 084,57 <i>M</i>
» » Kesselfeuerung (anteilig) . . . . .	1 197,88 »
» den Reparaturen am Kessel (anteilig) . . . . .	585,14 »
	<u>5 867,59 <i>M</i></u>

## 2) an Materialien:

## a) bei der Fördermaschine

Dichtungsmaterial . . . . .	206,13 <i>M</i>
Talg, Putz- und Schmiermaterial . . . . .	863,92 »
Beleuchtung . . . . .	50,65 »
	<u>1 120,70 <i>M</i></u>

## b) bei der Kesselanlage

1) anteilige Kosten der beim Verdichten, Putzen und zur Beleuchtung gebrauchten Materialien . . . . .	67,82 <i>M</i>
2) Kesselreinigung (anteilig) . . . . .	300,17 »
3) Maschinenkohlen . . . . .	12 768,00 »
Summe der reinen Betriebskosten . . . . .	20 124,28 <i>M</i>
hierzu der Betrag für Verzinsung und Abschreibung . . . . .	7 658,24 »
giebt die gesammten Betriebskosten der Fördermaschine für 1881 . . . . .	<u>27 782,52 <i>M</i></u>

Da im Jahre 1881, welches 301 Fördertage umfasst, durch den Schacht No. I 104 157 687<sup>kg</sup> Steinkohlen, Berge usw. aus einer Teufe von 850<sup>m</sup> gefördert wurden, so war der Nutzeffect der Fördermaschine während der ganzen Betriebsdauer 88 534 033 950<sup>kgm</sup>, und es betragen somit die reinen Betriebskosten:

1) für 1000 <sup>kg</sup> Förderung . . . . .	0,1932 <i>M</i>
2) » 100 000 <sup>kgm</sup> Nutzeffect . . . . .	0,0227 »
3) » 1 Fördertag (24 Stunden Betriebszeit) . . . . .	66,5561 »
4) » 1 eff. Pferdekraft und Fördertag . . . . .	0,2833 »

Dagegen stellen sich die Betriebskosten einschl. Zinsen und Abschreibung:

1) für 1000 <sup>kg</sup> Förderung . . . . . auf	0,2667 <i>M</i>
2) » 100 000 <sup>kgm</sup> Nutzeffect . . . . . »	0,0314 »
3) » 1 Fördertag . . . . . »	92,3006 »
4) » 1 eff. Pferdekraft und Fördertag . . . . . »	0,3911 »

Die Kosten für vorstehend aufgeführte Einheiten werden sich selbstredend noch erheblich ermässigen, wenn die Förderung eine gesteigerte und die Maschine in bezug auf ihre Leistungsfähigkeit ganz in Anspruch genommen sein wird.

Es dürfte nicht ohne Interesse sein, noch die Gewichte kennen zu lernen, welche die Hauptteile einer so aufsergewöhnlich mächtigen Fördermaschine besitzen, und lasse ich nachstehend eine Zusammenstellung derselben folgen:

2 Fundamentplatten von Schmiedeisen . . . . .	14 160 kg
34 Fundamentschrauben und Gegenplatten zur Dampfmaschine und Dampfbremse . . . . .	3 350 »
2 Dampfcylinder nebst deren Deckeln . . . . .	5 992 »
2 Ventilkasten einschl. Deckel . . . . .	3 908 »
1 Förderwelle . . . . .	5 885 »
2 Kurbeln . . . . .	2 530 »
3 Förderwellenlager einschl. Platte des mittl. Lagers	6 700 »
Steuerungsteile (Excenter, Lager, Couliissen, Zugstangen, Wellen, Hebel usw.) . . . . .	3 080 »
8 Ventile mit Stangen . . . . .	353 »
4 Unter- und Obergeleise mit Gleitstücken . . . . .	4 699 »
2 hintere Geleise mit Gleitstücken . . . . .	880 »
2 Dampfkolben mit Stangen . . . . .	2 278 »
2 Kreuzköpfe und 2 Pleuelstangen . . . . .	2 620 »
1 Hauptabsper-, 1 Ausgangs- und 1 Drosselventil mit Bewegungsteilen . . . . .	2 614 »
Dampfverbindungsrohr zwischen beiden Cylindern	664 »
1 Signalapparat mit Teufenzeiger, vollständig mit Antrieb . . . . .	1 465 »
1 Fußbremse, vollständig . . . . .	709 »
1 Dampfbremse, vollständig . . . . .	1 204 »
1 Bremscheibe mit Bremsband und Bremsbandentlastung . . . . .	8 399 »
verschiedene kleine Teile . . . . .	3 794 »
1 fester Bandseilkorb . . . . .	10 823 »
1 verstellbarer Bandseilkorb mit Bremscheibenring	15 093 »
1 Blockbremse für denselben . . . . .	502 »
zusammen 101 702 kg.	

### Die Dampfkesselanlage.

Zum Betriebe der vorbeschriebenen Fördermaschine und der auf Schacht No. I arbeitenden Wasserhaltungs-, Luftcompressor- und Aufbereitungsmotoren sind 8 Dampfkessel vorhanden, von denen 7 stets im Feuer stehen. Jedes Kesselsystem besteht aus einem cylindrischen Oberkessel von 10,675<sup>m</sup> Länge, 1,445<sup>m</sup> Durchm. und einem mit demselben durch zwei 560<sup>mm</sup> weite Stützen verbundenen Siederohr von 9,250<sup>m</sup> Länge, 1,230<sup>m</sup> Durchm. Die Heizfläche jedes Kessels beträgt 54,3<sup>qm</sup>, so dass bei 7 Kesseln 381,5<sup>qm</sup> ins Feuer gelegt werden können.

Die Roste sind gewöhnliche Planroste von 1400<sup>mm</sup> Breite und 1800<sup>mm</sup> Länge, wonach die gesammte Rostfläche jedes Kessels, 2,520<sup>qm</sup>, sich zur Heizfläche wie 1:21,6 verhält. Die Kessel sind zu 5 Atm. concessionirt; soweit sie das Mauerwerk überragen, sind dieselben zur Vermeidung von Wärmeverlusten mit Klehmet'scher Masse eingehüllt.

Der freie Querschnitt des Schornsteins ist = 0,143 der gesammten Rostfläche der 8 Kessel. Das Gewicht der Kessel für 1<sup>qm</sup> Heizfläche beträgt 184<sup>kg</sup>.

Die Speisewasser werden dem Schachte No. I bei einer Teufe von 200<sup>m</sup> entnommen und durch zwei an das Kunstgestänge der Wasserhaltungsmaschine angeschlossene Drucksätze von 200<sup>mm</sup> Plungerdurchmesser und 1300<sup>mm</sup> Hub in einen 120<sup>cm</sup> fassenden massiv gemauerten Behälter gehoben. Aus letzterem erfolgt die Kesselspeisung durch eine horizontale, direct wirkende Dampfpumpe von 125<sup>mm</sup> Plungerdurchmesser und 205<sup>mm</sup> Hub, welche bei 40 bis 45 Spielen in 1 Minute 9,66 bis 10,86<sup>cm</sup> Wasser in 1 Stunde liefert. Eine zweite mit der vorbeschriebenen im Maschinenraum aufgestellte Dampfpumpe sowie ein Körting'scher Universalinjector No. 16 dienen zur Aushilfe.

Aus der gemeinsamen Hauptrohrleitung von 250<sup>mm</sup> l. W., gegen welche jeder einzelne Kessel durch ein Ventil abgeschlossen werden kann, entnehmen die übrigen Maschinen ihren Dampf; für die Fördermaschine erachtete man, um das Ueberreißen von Wasser mit dem zuströmenden Dampfe möglichst zu verhüten, die Anlage eines besonderen Dampfbehälters für notwendig, welcher, aus 12<sup>mm</sup> starkem Blech gefertigt und an das oben erwähnte Hauptrohr sich anschließend, bei 500<sup>mm</sup> l. W. 14<sup>m</sup> lang ist und dessen Ende in den Maschinenraum hineinragt, von wo die durch ein Ventil absperrbare Dampfleitung nach der Fördermaschine geführt ist. Zur Ansammlung bezw. Entfernung der Condensationswasser befindet sich im Maschinenraum ein Condensationstopf. Sämtliche Dampfleitungen nach der Fördermaschine sind

zum Ausgleich der Ausdehnung mit passenden Kupferknien ausgestattet.

Obwohl dem Kesselsystem mit Siederohr der Nachteil erheblichen Raumbedürfnisses anhaftet, so veranlassten doch folgende Vorzüge dessen Annahme:

- 1) Großer Dampf- und Wasserraum, wichtig gegenüber den erheblich schwankenden Dampfentnahmen.
- 2) Große Wasseroberfläche.
- 3) Bequeme und billige Reinigung.
- 4) Mäfsig hohes Anlagekapital.

Die Kosten der Kesselanlage — ohne Gebäude — beziffern sich wie folgt:

8 Kessel . . . . .	31 935 M
Armaturen und Garnituren . . . . .	8 000 »
Einmauerung . . . . .	20 141 »
2 Speisepumpen und 1 Körting'scher Universalinjector . . . . .	3 600 »
Speisewasserbehälter . . . . .	1 386 »
Summe 65 062 M.	

### Schachtförderungs-Einrichtungen.

Als Treibeseile dienen 110<sup>mm</sup> breite, 20<sup>mm</sup> starke Bandseile von Patentgussstahl aus der Seilfabrik von T. & A. Falk in Zwickau, aus je 8 Seilen zu 4 Litzen zusammengesetzt, von denen die letzteren je 6 Drähte von 2<sup>mm</sup> Stärke enthalten, so dass ein Bandseil von 192 Drähten gebildet wird. In jede Litze ist eine 2<sup>mm</sup> dicke Hanfseele eingedreht. Die einzelnen Seile sind mittels besonderer Nählitze, die aus 4 Drähten von derselben Qualität und Stärke der zum Seile verwendeten besteht, gleichmäfsig in sorgfältigster Weise mit einander vernäht. Die Gesamtlänge jedes Seiles beträgt 1000<sup>m</sup>, und hat die nach Abzug der jetzigen Schachtteufe, der Strecke zwischen Hängebank und Seilscheiben, sowie derjenigen zwischen letzteren und den Bobinen verbleibende überschüssige Länge von etwa 100<sup>m</sup> den Zweck, den oberen, bekanntlich am meisten der Abnutzung unterliegenden Teil des Seiles öfter erneuern zu können.

Nach den von mir mit Hrn. A. Falk in Zwickau angestellten Versuchen ergab sich der Festigkeitscoefficient des benutzten Gussstahldrahtes zu 125<sup>kg</sup> pro qmm, indem das Zerreißen der einzelnen Drähte bei einer Bruchbelastung von 395<sup>kg</sup> im Durchschnitt erfolgte. Bezüglich der Zähigkeit und Biegsamkeit der Drähte wurde festgestellt, dass dieselben im Mittel 12 Biegungen im rechten Winkel sowie 57malige Windung aushielten. Die gesammte Bruchbelastung eines Seiles ist hiernach 395 · 192 = 75 840<sup>kg</sup>, und bieten die Seile für Kohlenförderung mit 10 289<sup>kg</sup> Belastung eine 7,3fache, bei Mannschaftsfahrung mit 9 089,5<sup>kg</sup> Belastung eine 8,3fache, mithin vollkommen ausreichende Sicherheit.

Das Gesamtgewicht eines Seiles beträgt 6200<sup>kg</sup> und der Preis 5890 M.

Zum Schutze gegen das im Schachte No. I auftretende salzhaltige Wasser, welches die Gussstahldrähte außerordentlich angreift, sowie zur Verhütung von Rost, der durch die ausziehenden Grubenwetter besonders leicht sich ansetzt, werden die Seile alle 8 bis 14 Tage geteert, was wesentlich zur Erhaltung derselben beiträgt. Der hierzu benutzte Seilteerapparat (Taf. I, Fig. 7), ein Trichter *a* von Eisenblech, auf der einen Seite mit einem beweglichen Schieber *A* ausgerüstet, wird auf den Einstrichen des eisernen Führungsgerüsts der Hängebank aufgelagert, an das aufgehende Seil angelegt und mit Teermasse angefüllt; der Boden des Trichters hat eine dem Seilquerschnitt entsprechende Oeffnung. Bei langsamem Gange der Maschine durchläuft dann das ganze Seil den Trichter und erhält so einen vorzüglichen Ueberzug mit Schmiere. Um eine regelmäfsige Verteilung des Teers zu bewirken und denselben in das Bandseil einzupressen, durchläuft das letztere noch die Zwinge *b*, welche sich an die Spreize *c* anlegt, da sie anderenfalls von dem Seile mit fortgerissen würde. Der Aufwand an Seilteer beläuft sich nach dem Durchschnitte der Jahre 1880 und 1881 auf rund 2750<sup>kg</sup> zu 0,22 M = 605 M jährlich.

Was die Leistung der Treibeseile des Schachtes No. I anlangt<sup>1)</sup>, so können, da erst seit Anfang 1881 eine lebhaftere Förderung sich entwickelt hat, nur die letzten 2 Jahre in Betracht kommen. Das nördliche Förderseil, welches zur Zeit noch aufliegt und sich im besten Zustande befindet, wurde am 24. Juli 1881 in Betrieb genommen und hat bis 1. November 1882 insgesamt 46 440 Aufzüge bewerkstelligt und 45846300<sup>kg</sup> Kohlen, Berge usw. aus 850<sup>m</sup> Tiefe gehoben, gleich einer Leistung von 38 969 355 000<sup>kgm</sup>; mithin entfallen, da ein Seil 5890  $\mathcal{M}$  kostet, auf 1000<sup>kgm</sup> = 0,0150 Pfg. Das südliche Förderseil war am 1. Mai 1881 aufgelegt worden, musste aber am 10. September 1882 wegen Schadhaftheit abgenommen und durch ein neues ersetzt werden. Es hatte bereits vom 20. Mai 1880 bis 20. Februar 1881 im nördlichen Fördertrum des Schachtes No. I Dienste gethan, und stellt sich mit Einrechnung desselben die Gesamtzahl der Aufzüge auf 67 596, die Gewichte der geförderten Massen auf 62 635 200<sup>kg</sup>, bei gleicher Teufe entsprechend einer Leistung von 53 239 920 000<sup>kgm</sup> und bei einem Preise des Seiles von 5890  $\mathcal{M}$  = 0,01106 Pfg. auf 1000<sup>kgm</sup>. Diese günstigen Ergebnisse, besonders das als maßgebend zu erachtende zweite, bestätigen, dass auch Gussstahlbandseile bei zweckmäßiger Förderanlage und guter Behandlung gute Resultate ergeben.

Die in Aussicht genommene lange Betriebsdauer des Baufeldes von Schacht No. I und die Rücksicht auf Feuergefahr ließen die Herstellung des Seilscheibenstuhles aus Eisen als das zweckmäßigste erscheinen, und wurde derselbe nach dem combinirten Träger- und Bocksysteme construiert (Taf. I, Fig. 1 u. 4). Die vier mit den Seilscheiben parallel laufenden 10,4<sup>m</sup> langen und 330<sup>mm</sup> hohen Seilscheibenträger  $a$  liegen in den durch Pfeiler verstärkten Umfassungsmauern des Treibehauses auf Lagerplatten frei auf und sind seitlich gegen die Mauerpfeiler  $S$  verankert. Durch die beiden um 63° gegen den Horizont geneigten Streben  $ee$  werden die Träger  $a$  unterstützt und vom Seitenschube sowie von einem Teile des Verticaldruckes entlastet. Die Construction ermöglicht eine gänzlich freie Anordnung der Hängebank und hiermit ungehindertes Ein- und Auswechseln der Förderwagen. Die Streben  $e$  aus Winkeleisen von 100 × 100 × 15<sup>mm</sup>, durch Flach- und Winkeleisen verstrebt und verbunden, stehen auf gusseisernen Sohlplatten. Von vorn gesehen neigen sich die Streben von unten nach oben zu einander und stellen mittels der aufgenieteten U-Eisen  $l$  sowie der kreuzförmigen Flachverstrebrungen  $m$  sich als eine einzige Strebe dar, deren Kopf noch durch die Eisenbleche  $n$  und durch die aus Winkel- und Flacheisen gebildeten Unterträger  $o$  eine besondere Festigkeit erhalten hat.

Das Führungsgerüst, zwischen welchem die Förderschalen gleiten, mit einer Weite von 4,350 × 2,000<sup>m</sup>, ist auf drei 400<sup>mm</sup> hohen und behufs sicherer Lagerung mit untergenieteten Platten armirten Doppel-T-Trägern  $p$  fundamentirt. Die vier Ecksäulen des Gerüsts bilden 175 × 75 × 10<sup>mm</sup> starke U-Eisen, welche wiederum durch U-Eisen und die aus Flacheisenstäben bestehenden Andreaskreuze  $s$  mit einander verbunden sind.

Der Seilscheibenstuhl ist von der Sächsischen Maschinenfabrik zu Chemnitz entsprechend einer Fördermettolast von 2000<sup>kg</sup> und einer Schachtteufe von 900<sup>m</sup> ausgeführt. Seine Inbetriebnahme erfolgte im Jahre 1879 und hat derselbe sich bisher gut bewährt; selbst bei der raschesten Förderung lassen sich keine Schwankungen wahrnehmen. Die Gewichte derselben sind:

a) Schmiedeeisen: 4 Seilscheibenträger . . .	8 739	kg
3 Unterträger . . . . .	1 700	»
2 Strebenträger . . . . .	4 385	»
Gerüst und Querverbindungssteile . . .	11 426,5	»
	26 250,5	kg
b) Gusseisen: Fuß- und Unterlagsplatten .	1 785,0	»
Gesamtgewicht	28 035,5	kg

und die Kosten:

<sup>1)</sup> Die erforderlichen Unterlagen hat mir Hr. Bergdirector Schumann in Hohndorf in zuvorkommendster Weise übermittelt.

Herstellung des Fundaments für die Streben	856,50	$\mathcal{M}$
Seilscheibenstuhl . . . . .	11 214,20	»
Montage desselben seitens der Fabrik . . .	890,00	»
Löhne für Hilfsarbeiten beim Montiren . .	230,82	»
Anstrich des Stuhles . . . . .	128,00	»
Summe	13 319,52	$\mathcal{M}$

Die Kostenberechnung eines der berechneten Belastung entsprechenden Holzscheibenstuhles ergab 5000  $\mathcal{M}$ , so dass der eiserne sich nur 2,66 mal höher stellt.

Die Seilscheiben (s. Taf. I, Fig. 5), in 12,25<sup>m</sup> Höhe über der Sohle der Hängebank lagernd, haben 4,20<sup>m</sup> Durchmesser, 100<sup>mm</sup> hohe Bordränder und eine gedrehte Spur von 140<sup>mm</sup> Breite. Die 12 Speichen  $B$  bestehen aus 130 × 65 × 10<sup>mm</sup> starken U-Eisen, welche mit ihren parallel zur Scheibenebene gebogenen Enden in Nabe  $C$  und Kranz  $D$  befestigt und gegenseitig durch besondere Stehbolzen  $E$  versteift sind. Bei der Montage der Seilscheiben hat man mit außerordentlicher Sorgfalt verfahren, da die Abnutzung der Seile durch Seitenreibung an den Rändern nur bei deren genauer Centrirung verhütet werden kann.

Es wiegen die beiden Seilscheiben . . . .	9343	kg
» 2 Achsen . . . . .	886	»
» 4 Lager mit Platten . . . . .	1872	»
Summe	12101	kg

Die Anschaffungskosten betragen einschl. Montage 5000  $\mathcal{M}$ , die Betriebskosten im Jahre 1881  $\mathcal{M}$  36,60 für 60<sup>kg</sup> Rüböl.

Die Schachtleitung weicht von den in den deutschen Kohlenrevieren üblichen im allgemeinen nicht ab. Die 3,5<sup>m</sup> bzw. 4<sup>m</sup> langen Leitungsbäume von weichem Holze von 100 × 150<sup>mm</sup> Querschnitt sind in bekannter Weise an die gleichfalls weichhölzernen Schachteinstriche befestigt. Das Lichtmaß zwischen den Leitungen beträgt 1800<sup>mm</sup>, der Spielraum bei den Förderschalen 15<sup>mm</sup>.

Die 860<sup>m</sup> lange Leitung nebst Einbau hat 5498,86  $\mathcal{M}$  gekostet,<sup>1)</sup> wozu für die Einstriche im oberen gemauerten Schachtteile noch 101,25  $\mathcal{M}$  kommen. Es entfällt somit auf die Herstellung von 1<sup>m</sup> reiner Holzleitung  $\frac{5498,86}{860} = 6,39$   $\mathcal{M}$ . Die Kosten der Ueberwachung und Unterhaltung betragen im Jahre 1881 812,70  $\mathcal{M}$ .

Die auf Taf. I Fig. 6 dargestellte Förderschale enthält zwei Etagen für je 2 neben einander stehende Förderwagen, welche zusammen beladen 3000<sup>kg</sup> wiegen. Die Bodenrahmen  $AA_1$  bestehen aus 80 × 80 × 10<sup>mm</sup> starken, durch Laschen verbundenen Winkeleisen; die 5<sup>mm</sup> dicken schmiedeeisernen Platten  $BB_1$  tragen die Schienen. Den Schalenkopf setzen die beiden U-Eisen  $C$  zusammen, deren Verbindung mit dem Rahmen durch vier Winkeleisen  $D$  bewerkstelligt wird, von welchen die unteren nach oben ein wenig nach innen geneigt sind, so dass der Rahmen  $A_1$  etwas vorsteht und die Schale sich auch mit diesem auf die Aufstellvorrichtung aufsetzen kann. Die beiden Blechplatten  $EE$  dienen zur Versteifung der Schale, die Einleger  $F$  zum Festhalten der Wagen. Die die Leitschuhe bildenden 10<sup>mm</sup> starken Winkeleisen  $G$ , welche zur Festigkeit der Schale wesentlich mit beitragen, haben 195<sup>mm</sup> lichten Abstand; derselbe ist aber durch an den Stellen  $a$  und  $a_1$  eingienietete Flacheisen auf 165<sup>mm</sup> vermindert, wodurch die eigentliche Führung hergestellt wird.

Ausgestattet ist die Förderschale mit der White und Grant'schen Fangvorrichtung  $H$ , deren Construction hinlänglich bekannt und auch aus der Zeichnung ersichtlich ist. Die Hauptspindel  $J$  ist mit dem Führungsgehäuse  $K$  verbunden, wie denn auch in dem letzteren die beiden die Seilanschlussrolle  $L$  tragenden Bolzen ihren Befestigungspunkt erhalten haben. Bei Mannschaftsfahrung bietet ein während des Holzeinsetzens ohne Schwierigkeit umschlagbares eisernes Dach  $N$  den nötigen Schutz. Ueberdies sind zur Sicherung der in der Schale fahrenden Personen die Seitenwände mit 2<sup>mm</sup> dickem Bleche auf 1<sup>m</sup> Höhe in beiden Etagen

<sup>1)</sup> Da Wandruten und Einstriche an sich zur Stabilität des Schachtes notwendig sind, auch wenn derselbe anderen Zwecken dienen soll, so ist der Aufwand für dieselben hier nicht mit in Rechnung gezogen.

dicht verschlagen und zum Abschlusse der Vorder- und Hinterseite dienen noch 1,70<sup>m</sup> lange und 1<sup>m</sup> hohe Blechvorsetzer, von welchen je einer als Einsteigeöffnung für die Mannschaft eine nach innen schlagende Thüre mit horizontalem Riegel und ovalem Ringverschlusse hat. Diese Blechbords sind bei geringem Gewichte schnell und leicht zu handhaben.

Die von der Königin-Marienhütte in Cainsdorf erbauten Förderschalen zeichnen sich durch große Festigkeit aus und entsprechen allen an sie gestellten Bedingungen des Betriebes. Jede Schale wiegt 1912,50<sup>kg</sup> und kostet 1200 *M.*

Zur Verbindung der Förderschale mit dem Treibeiseile ist das Seilende im ganzen auf 1,7<sup>m</sup> Höhe um die schmiedeiserne Rolle *L* geschlagen und dieser Bund sowohl durch Vernähung an 7 Stellen mittels Nählitze als auch durch 8 eiserne 70<sup>mm</sup> breite, 23<sup>mm</sup> starke Laschen mit 20<sup>mm</sup> dicken Schraubenbolzen zusammengehalten. Diese Befestigung erweist sich nicht nur als vollkommen betriebssicher, sondern kann auch rasch und von wenig geübter Hand gelöst und erneuert werden.

Die Fördereinrichtungen der Hängebank und des Füllortes bieten nichts erheblich Abweichendes von den anderwärts in Gebrauch stehenden, indes erscheint eine kurze Besprechung derselben der Vollständigkeit halber geboten.

#### Die Einrichtungen der Hängebank.

Die für eine Maximalbelastung von 750<sup>kg</sup> pro qm construirte Hängebank ist, wie der Längendurchschnitt des Treibehauses zeigt, vollständig in Eisen hergestellt und zu deren Balkenlagen **I**-Eisen von 140<sup>mm</sup> Höhe verwendet, die in den Wänden des Treibehauses aufliegen und durch 2 **I**-förmige Unterzüge unterstützt sind. Den Beleg der Hängebank bilden 6<sup>mm</sup> dicke, zur Erzielung eines schnellen Förderdienstes mit den nötigen Einlenkschienen ausgestattete Blechplatten.

Die Aufsatzvorrichtung für die Förderschalen besteht im wesentlichen aus zwei flacheisernen Rahmen, welche in ihren auf den Hängebankschwellen befestigten Lagern drehbaren horizontalen Achsen aufgekeilt sind. Die letzteren verbindet ein entsprechendes Hebelwerk, so dass sie vom Abnehmer leicht bethätigt werden können. Aufsatzvorrichtungen dieser Art sind sehr einfach und wenig reparaturbedürftig, haben aber den Nachteil, dass die Thätigkeit des Abnehmers auch für den Aufgang der Förderschale in Anspruch genommen wird, und möchten wohl im vorliegenden Falle, wo es sich um große Fördergeschwindigkeiten handelt, selbstthätige Caps als die geeignetere Construction erachtet werden.

Den Verschluss der Schachtöffnung stellen 1,52<sup>m</sup> hohe Drahtgitterthüren her, welche an den auf dem eisernen Führungsgestüst aufgenieteten Schienen ihre Leitung erhaltend von der aufgehenden Förderschale gehoben werden.

Die Anlagekosten der Hängebank und deren Zubehör waren folgende:

Bau der eisernen Hängebank (einschl. Montage)	1075,52 <i>M.</i>
Die Aufsatzvorrichtung	336,84 »
Vier Schachtgitterthüren (einschl. Einbau)	546,00 »
	1958,36 <i>M.</i>

Die Förderung von 104 157 687<sup>kg</sup> Steinkohlen, Materialien usw. im Jahre 1881 erforderte 2060,2 Ausläuferschichten = 4540,27 *M.*, entsprechend 0,043 *M.* Ausläuferlöhne für 1000<sup>kg</sup>. Für Unterhaltung der Hängebank waren im Jahre 1881 60 *M.* aufzuwenden.

#### Die Einrichtungen des Füllortes.

Das 850<sup>m</sup> unter der Hängebank am südlichen Schachtstosse angelegte II. Füllort, welches jetzt ausschliesslich zur Bedienung der bei Schacht No. I umgehenden Baue benutzt wird, ist 4,15<sup>m</sup> weit, 4 bzw. 3,3<sup>m</sup> hoch und 13<sup>m</sup> lang und steht vollständig in Eisenzimmerung. Seine Sohle ist mit 6<sup>mm</sup> starken Platten belegt, auf welchen zur Erleichterung des Einwechsels der Wagen die nötigen Lenkschienen befestigt sind. Zum Aufsetzen der Förderschale im Tiefsten dient eine aus 0,3<sup>m</sup> hohen tannenhölzernen Schwellen hergestellte Bühne, sowie in der Füllortsohle zum Ent- und Beladen der unteren Etage eine der oben beschriebenen gleiche Rahmenaufsatz-

vorrichtung. Die Kosten für Anlage des Füllortes belaufen sich auf 7681,75 *M.*, die für jährliche Unterhaltung auf etwa 120 *M.* Die Förderung von 104 157 687<sup>kg</sup> im Jahre 1881 beanspruchte 749,25 Anschlägerschichten = 1849,10 *M.*, so dass auf 1000<sup>kg</sup> an bezüglichen Löhnen 0,017 *M.* entfallen.

#### Sicherheitsvorrichtungen.

Fünf 6 bzw. 10<sup>mm</sup> starke Signalleitungen gewöhnlicher Art — 2 in jedem Fördertrum und 1 im Fahrschachte — vermitteln den Verkehr des Anschlägers im Füllorte mit dem Abnehmer an der Hängebank. Zwischen letzterem und dem Maschinenwärter ist die Verständigung durch eine Signalglocke ermöglicht. Das erhebliche Gewicht der Drahtzüge ist entsprechend ausgeglichen, so dass trotz der bedeutenden Teufe das Signalisiren mit Leichtigkeit erfolgt und das Bedürfnis nach anderen Signalapparaten — elektrischen oder dergleichen — bisher sich nicht fühlbar gemacht hat.

Der Einbau der gesammten Signalleitungen hat einen Aufwand von 393,30 *M.* verursacht, die Unterhaltung im Jahre 1881 einen solchen von 40 *M.*

Die Fangklinken, welche den Zweck haben, den Niedergang einer zu hoch getriebenen Förderschale zu verhüten, sind zu je zwei in jedem Fördertrum des Führungsgerüsts bei 7,760<sup>m</sup> Höhe über der Hängebank eingebaut und bestehen aus eisernen Klauen, welche unter Vermittelung von Stahlfedern 70<sup>mm</sup> weit in das Trumlichte ausschlagend das Aufsetzen der etwa zu hoch gegangenen Förderschale gestatten. Im übrigen ist ein Ueberwinden der letzteren, da durch den Arretirungsapparat der Fördermaschine der Dampfzutritt rechtzeitig vollkommen abgeschnitten wird, fast ausgeschlossen und kann nur beim Aufholen der für den Niedergang bestimmten Schale eintreten.

Optische Signale. Der Stand der Förderschalen an der Hängebank wird während der Nachtstunden in einfacher praktischer Weise durch auf den der Maschinenstube zugewendeten Verschlussgitterthüren der Hängebank sitzende Laternen erkenntlich gemacht, welche mit dem Auf- und Niedergang der betr. Thüren sich heben bzw. senken und für die südliche Schale mit rotem, für die nördliche mit grünem Lichte leuchtend dem Maschinenwärter eine leichte Orientirung ermöglichen.

#### Zusammenstellung der Anlage- und Betriebskosten der Förderungsanlage von Schacht No. I.

Anlagekosten.	
1) Treibe- und Fördermaschinenhaus . . .	25 184,65 <i>M.</i>
2) Kesselhaus und Esse (Anteil) . . . . .	7 973,16 »
3) Dampfkesselanlage (Anteil) . . . . .	32 531,00 »
4) Fördermaschinenanlage . . . . .	76 582,35 »
5) Schachtleitung . . . . .	5 600,11 »
6) Herstellung u. Einrichtung der Hängebank	1 958,36 »
7) » » » des Füllortes . . . . .	7 681,75 »
8) Seilscheibenstuhl . . . . .	13 319,52 »
9) Seilscheiben . . . . .	5 000,00 »
10) Signalvorrichtungen . . . . .	393,00 »
11) Fördergestelle . . . . .	2 400,00 »
	Summe 178 623,90 <i>M.</i>

Werden hiervon 5 pCt. zur Verzinsung, ausserdem

- von den Gebäuden, dem Seilscheibenstuhl, der eisernen Hängebank und dem Füllorte, soweit es die Herstellung betrifft, 2,5 pCt.,<sup>1)</sup>
- von der Fördermaschine, den Dampfkesseln sowie den Seilscheiben 5 pCt., und
- von den übrigen Schachtförderungs-Einrichtungen und Apparaten durchschnittlich 15 pCt.

zur Abschreibung angenommen, so belaufen sich die jährlichen Kosten für Verzinsung und Abnutzung auf 8931,20 + 8688,14 = 17 619,34 *M.*

d. i. auf die Fördermenge des Jahres 1881 von 104 157 687<sup>kg</sup> bzw. die Leistung von 88 534 033 950<sup>kgm</sup> verteilt:

<sup>1)</sup> Die Dauer des Schachtes kann zu etwa 40 Jahren geschätzt werden.

für 1000<sup>kg</sup> (1<sup>t</sup>) Förderung . . . 0,1692 *M*  
 » 100000<sup>kgm</sup> Leistung . . . 0,0199 »  
 » 1 Fördertag (24 Stunden) . . . 58,5360 »

Steigt künftig, wie bestimmt anzunehmen, die Förderung auch nur auf 200 Millionen Kilogramm, so ermäßigt sich der Verzinsungs- und Abschreibungsaufwand auf 0,08809 *M* für 1<sup>t</sup>. Bei allen den eben angeführten Kosten ist keine Rücksicht auf diejenigen für Herstellung des Förderschachtes genommen. Will man auch diese noch in Anschlag bringen, so sind dafür unter der Voraussetzung, dass die ganzen Absinkungs- und Ausbaurkosten des Schachtes No. I, wenn derselbe ausschließlich zum Zwecke der Förderung und Fahrung niedergebracht, mithin in der Längsrichtung seines Querschnittes etwa 1<sup>m</sup> kürzer bemessen worden wäre, um ungefähr 10 pCt. sich ermäßigt hätten, etwa 903 087 *M* anzusetzen.

Endlich haben wir auch hier noch die Entschädigungssumme für das Gebäudeareal, den Aufwand für die Wegeanlagen nach Schacht No. I, für die Herstellung des Mannschaftshauses usw., die sich zusammen auf etwa 30 000 *M* belaufen, mit einzurechnen, so dass hiernach die gesammten Kosten der betriebsfähigen Förderanlage sich abgerundet auf 1 111 710 *M* stellen.

#### Die summarischen Betriebskosten

für das Jahr 1881 berechnen sich wie folgt:

1) Betriebskosten der Fördermaschine . . .	20 124,28 <i>M</i> ,
2) Anschlägerlöhne . . . . .	1 849,10 »
3) Ausläuferlöhne . . . . .	4 540,27 »
4) Seilkosten einschl. Aufwand für Teeren (605 <i>M</i> ) . . . . .	11 229,08 »
5) Unterhaltung der Seilscheiben . . . . .	36,00 »
6) » der Hängebank . . . . .	66,00 »
7) » des Füllortes . . . . .	120,00 »
8) » u. Revision d. Schachtleitung . . . . .	812,70 »
9) » der Signalleitungen . . . . .	40,00 »

38 817,43 *M*,

10) für Verzinsung und Abschreibung . . . 17 619,34 »

Gesamtbetriebskosten: 56 436,77 *M*,

d. i.: für 1000<sup>kg</sup> Förderung . . . 0,5418 *M*

» 100000<sup>kgm</sup> Leistung . . . 0,0637 »

» 1 Fördertag (24 Stunden) 187,4776 »

Der Uebersichtlichkeit halber sind die für das Jahr 1881 gewonnenen Betriebsresultate noch einmal in nachfolgender Tabelle zusammengestellt:

	Für 1000 <sup>kg</sup> Förderung <i>M</i>	Für 100 000 <sup>kgm</sup> Leistung <i>M</i>	Für 1 Fördertag (24 Stdn.) <i>M</i>	Für 1 eff. Pferde- kraft <i>M</i>	Für 1 eff. Pfkr. und Fördertag <i>M</i>
1. Die reinen Betriebskosten der Förderanlage . . . . .	0,3726	0,0438	128,9416	164,4552	0,5464
2. Die Betriebskosten einschl. Zinsen des Anlagekapitals	0,4583	0,0539	158,6134	202,2995	0,6721
3. Die Betriebskosten einschl. Zinsen und Abschreibung	0,5418	0,0637	187,4776	239,1134	0,7944

Das vorstehende Zahlenmaterial legt so recht nahe, wie notwendig bei Schächten von so bedeutender Tiefe die Organisation eines energischen Förderbetriebes ist, da nur hierdurch die Anlagen in dem gehörigen Grade ausgenutzt werden und die so erheblichen Betriebskosten eine Minderung erfahren können.

#### Ueber den Wert der Seilförderanlage von Schacht No. I im Vergleich zur pneumatischen Förderung.

Wegen der hohen Wichtigkeit, welche der pneumatischen Fördermethode für die Hebung großer Lasten aus bedeutenden Tiefen — wohl mit Recht — zugesprochen wird, erscheint es mir von besonderem Interesse, am Schlusse der Beschreibung der Schachtförderungsrichtungen der tiefsten deutschen Kohlengrube noch zu erörtern, ob deren Einführung auch für die hier obwaltenden Verhältnisse angezeigt, bezw. ob dieselbe als vorteilhafter und sparsamer der Seilförderung vorzuziehen gewesen sein würde. Denn wären bereits die mit gedachter Methode auf dem Schachte Hottinguer in Epinac (Südfrankreich) — der einzigen pneumatischen Förderanlage des continentalen Bergbaues — erzielten guten Erfolge Ende 1877 bekannt gewesen, und hätten bereits so klare und eingehende Berichte über dieselbe, wie sie in den letzten Jahren von den Herren Bergrat Hörnecke (Berggeist, Jahrg. 1878), Oberbergrat Broja (Preufs. Zeitschrift f. B., H.- u. S.-W., Bd. XXVII) und Bergrat Kreischer (Berg- u. Hüttenmännische Zeitung, Jahrg. 1879, No. 14, und Jahrg. 1882, No. 13 u. 14) dem deutschen bergmännischen Publikum geboten wurden, hätten, sage ich, bereits diese vortrefflichen Berichte vorgelegen, so würde sicher bei der Sorgfalt und Gründlichkeit, mit welcher man den Entwurf der Förderanlage des Schachtes No. I bearbeitete, auch die Herstellung der atmosphärischen Förderung mit in den Bereich der Erörterungen gezogen worden sein, und will ich nachstehend darzulegen versuchen, in welchem Sinne dieselben ihren Abschluss gefunden hätten.

Lässt sich auch, wie sogleich vorausgeschickt werden soll, in Ermangelung der nötigen Unterlagen ein Vergleich des Luftgöpels mit dem Dampföpel hinsichtlich der Kosten des Betriebes nicht voll und ganz durchführen, so sind uns doch wenigstens die wichtigsten und gerade abweichendsten Factoren bekannt, welche eine annähernde Kostenaufstellung für die pneumatische Anlage und so deren Wertbemessung ermöglichen.

Bei der nachfolgenden Ermittlung der Größe des Anlagekapitales der atmosphärischen Förderung sind die den örtlichen Verhältnissen entsprechenden Preise, und nur, wo diese nicht zu beschaffen waren, die von Hrn. Bergrat Kreischer in seinem Berichte über die Anlage in Epinac (Berg- u. Hüttenmännische Zeitung, No. 14, Jahrg. 1882) angeführten Werte zum Anhalte genommen worden.

Wir setzen, wie für den Dampföpel, eine Teufe von 900<sup>m</sup> voraus und fassen den Einbau eines Doppelrohres als des zweckmäßigsten und vorteilhaftesten, sowie die Anlage zweier Füllörter, des einen bei 850<sup>m</sup> und des anderen im Schachttiefsten, in's Auge. Die Fördertrümmer des Schachtes No. I mit 3,68<sup>qm</sup> Grundfläche bieten für die pneumatischen Rohre, welche 1,6<sup>m</sup> im lichten weit genommen werden sollen, hinreichenden Raum, so dass also größere Schachtabmessungen nicht notwendig geworden sein würden. Selbstredend müssen wir hier noch die Voraussetzung machen, dass der gedachte Schacht sich bereits in Mauerung oder Eisenzimmerung befinde, da nur bei diesem ein zweckentsprechender Einbau der Rohre sich bewerkstelligen ließe.

Die Kosten für 900<sup>m</sup> Doppelrohr der pneumatischen Anlage sind folgende:

1) 1755,6 <sup>m</sup> Eisenblechrohre von 1,6 <sup>m</sup> Durchmesser und 7,5 <sup>mm</sup> Stärke, von zusammen 684 251 <sup>kg</sup> Gewicht, je 100 <sup>kg</sup> = 45 <i>M</i> . . .	307 913 <i>M</i> ,
2) 900 <sup>m</sup> Ausblaserohr von 0,50 <sup>m</sup> Durchmesser und 3 <sup>mm</sup> Blechstärke, mit einem Gewichte von 33 446 <sup>kg</sup> , je 100 <sup>kg</sup> = 32 <i>M</i> . . . . .	10 703 »
3) 14,4 <sup>m</sup> Gusseisenrohre für die Füllörter, von 1,6 <sup>m</sup> Durchmesser und 14 <sup>mm</sup> Stärke, mit einem Gesamtgewichte von 59 064 <sup>kg</sup> , je 100 <sup>kg</sup> = 42 <i>M</i> . . . . .	24 807 »
4) Armaturstücke . . . . .	29 000 »
5) Transportkosten von zusammen 776 761 <sup>kg</sup> , für je 100 <sup>kg</sup> = 0,50 <i>M</i> . . . . .	3 884 »
6) Materialien u. Arbeitslöhne für Schachteinbau	135 620 »
7) Gummiringe . . . . .	16 040 »
8) Anstreichen und Teeren der Rohre . . . . .	6 000 »
9) Leder zur Kolbenliderung . . . . .	1 400 »
10) Besondere Vergütung an die Beamten . . . . .	5 000 »

Ungefährer Betrag der Doppelrohranlage: 540 367 *M*.

Die Exhaustormaschine, doppelcylindrig, mit Expansion, für 450 Pfkr. berechnet, würde einen Kostenaufwand von mindestens . . . . . 100 000 » verursachen, so dass sich hiernach die Ausgaben für die reine pneumatische Förderanlage auf 640 367 *M*

stellen; die Kosten für das Maschinengebäude, für die Herstellung der Hängebank und sonstige Fördereinrichtungen werden in der Hauptsache dieselben sein wie für die Seilförderanlage, wenigstens nicht viel abweichen, so dass sie ohne Berücksichtigung bleiben können.

Um den Mehraufwand der pneumatischen gegenüber der Seilförderung zu ermitteln, sind außer den Kosten für die Fördermaschine, den Seilscheibenstuhl, die Seilscheiben und Schachtgitterthüren auch die für die Herstellung der Schachtleitung erwachsenden Kosten in Gegenrechnung zu bringen, da der Einbau der die Leitung darstellenden Rohre des Luftgöpels mit in dem oben gegebenen Anschlag einbegriffen ist.

Es stellten sich die Kosten von 1<sup>m</sup> reiner Holzleitung auf . . . . . 6,39 *M.*

Ferner beanspruchen:

die Einstriche (Material und Löhne) für 1<sup>m</sup> . . . 12,65 »  
 Fahrt und Fahrhöhe, Fahrfrösche usw., für 1<sup>m</sup> . . . 1,55 »  
 Verschlag von 18<sup>mm</sup> starken Verschlagbrettern, für 1<sup>m</sup> . . . 2,10 »

Summe: 22,69 *M.*

für 1 lfd. Meter, somit für 900<sup>m</sup> Schachteufe . . . 20421 *M.*

Es waren die Gesamtausgaben:

a) für die Fördermaschinenanlage etwa . . . 76582 *M.*,  
 b) » den Seilscheibenstuhl . . . . . 13319 »  
 c) » die Seilscheiben . . . . . 5000 »  
 und d) » » Schachtgitterthüren . . . . . 546 »

Zusammen: 115868 *M.*

Diesen Betrag von der für die pneumatische Förderanlage benötigten Anlagssumme in Abzug gebracht, erhalten wir einen Mehraufwand von

640367 — 115868 = 524499 *M.*

Soll nun die atmosphärische mit der gewöhnlichen Seilförderung wetteifern, so müssen die hohen Anlagekosten derselben durch wesentlich geringeren Betriebsaufwand sowie noch durch andere besondere Vorteile gemindert oder gar aufgehoben werden; die Prüfung nach dieser Richtung ergibt folgendes:

Hr. Z. Blanchet, Director der Kohlengruben zu Epinac, der geniale Begründer der pneumatischen Fördermethode, findet (s. a. Bulletin de la société de l'industrie minérale 1878, S. 299) das Uebergewicht derselben über die Seilanlage in der bei ihr erzielten bedeutenden Brennmaterialersparnis und macht die seltsamer Weise bisher ohne Widerspruch gutgeheißene Angabe, dass der Kohlenverbrauch für 1000<sup>m</sup> Schachteufe bei dem Luftgöpel 3 pCt., bei dem Dampföpel aber 10 pCt. von dem pro Zug gehobenen Förderquantum betrage, so dass hiernach für 900<sup>m</sup> Tiefe der Kohlenverbrauch im ersteren Falle auf etwa 2,7 pCt., im anderen auf 9 pCt. sich berechnen würde. Hinsichtlich dieser Angaben befindet sich Hr. Blanchet offenbar im Irrtum, und möchten wohl Fördermaschinen mit dem behaupteten großen Brennmaterialverbrauche heute kaum mehr gebaut werden; denn selbst Seilfördermaschinen ohne jede Expansion beanspruchen, sofern die Dampfverteilung sonst eine zweckmäßige ist, kaum die fraglichen Mengen von Brennmaterial.

Nach Ausweis der obigen mit der Wirklichkeit nahe übereinstimmenden Berechnungen bedarf die Fördermaschine auf Schacht No. I bei Expansionswirkung für 850<sup>m</sup> Schachtiefe nur 2,35 pCt., somit für 900<sup>m</sup> etwa 2,5 pCt. Kohlen von dem gehobenen Quantum, so dass sich diese in bezug auf die Brennmaterialersparnis sogar noch erheblich günstiger stellt als die Exhaustormaschine. Um indes in keiner Weise zum Vorteile der Seilförderanlage zu rechnen und auch in Beachtung der Thatsache, dass Hr. Blanchet nur eine 5fache Verdampfung des Brennstoffes vorausgesetzt hat, nehmen wir für beide Maschinen den Kohlenverbrauch gleich, d. i. zu 2,8 pCt. an.

Eine wirkliche Minderung erfahren die Betriebskosten des Luftgöpels nur durch den Nichtgebrauch mehrerer öfter zu erneuernden und durch den geringeren Unterhaltungsaufwand infolge einiger bei demselben entbehrlichen Fördergeräte. In erster Linie haben wir hier die Treibeseile in Berücksichtigung zu ziehen; diese würden bei einer täglichen Meistförderung von 890 190<sup>kg</sup> eine Dauer von einem Jahre kaum übersteigen, so dass die Ausgaben für dieselben sich jährlich auf 11780 *M.* stellen möchten.

Hierzu kommen der Aufwand für das Seilteeren, etwa . . . . . 700 »  
 weiter die Unterhaltung der Seilscheiben . . . . . 50 »  
 und die Revision und Unterhaltung der Schachtleitung, entsprechend der größeren Tiefe und höheren Förderung, etwa . . . . . 1500 »

Summe 14030 *M.*

Es steht hiernach dem Mehraufwande von 524499 *M.* nur eine Ersparnis von 14030 *M.* gegenüber, welche noch nicht einmal zur Deckung der Zinsen des fragl. Betrages genügen würden.

Bei einem richtigen Vergleiche beider Förderungssysteme ist es aber noch nötig, die Leistungsfähigkeit derselben einer prüfenden Kritik zu unterziehen.

Es vermag unsere Fördermaschine in 18 Stunden Betriebszeit bei Annahme einer mittleren Seilgeschwindigkeit von rund 9<sup>m</sup> aus 900<sup>m</sup> Teufe 890 190<sup>kg</sup> insgesamt zu heben. Bei der pneumatischen Anlage berechnet sich für die vorausgesetzte Stärke der Exhaustormaschine die Fördergeschwindigkeit zu 6<sup>m</sup> und hiernach die Dauer einer Fahrt zu 150 Secunden.

Da die für die Luftverdünnung erforderliche Zeit 71 Secunden beträgt und auf das Ein- und Auswechseln der Wagen etwa 60 Sec. entfallen, so erhält man die Gesamtdauer eines Aufzuges zu 281 Sec., so dass in 18 Stunden  $\frac{3600 \times 18}{281}$

= 230 Förderungen stattfinden, oder, da die Nutzlast = 4500<sup>kg</sup> für 1 Fahrt ist, insgesamt täglich 1 035 000<sup>kg</sup> gehoben werden können; man vermag hiernach auf pneumatischem Wege 1 035 000 — 890 109 = 144 891<sup>kg</sup> oder rund 14 pCt. mehr zu fördern als mittels Seiles.

Was nun die gegenseitigen Kostenverhältnisse der Förderung bei den beiden in Rede stehenden Systemen anlangt, so gehen wir von der der Wirklichkeit nahe kommenden Annahme aus, dass diejenigen Göpelkosten, welche auf die An- und Abschlagelöhne, den Kohlen- und Materialverbrauch der Maschinen, die Löhne der Kesselheizer und Maschinenwärter sich beziehen, völlig gleiche sind<sup>1)</sup>, und kommen hiernach bei der pneumatischen Fördereinrichtung zu den eben angezogenen noch folgende Auslagen hinzu:

1) Für Oelung der Rohre<sup>2)</sup> jährlich . . . . . 200,00 *M.*  
 2) Vom Anlagekapital 640367 *M.* die Jahreszinsen von 5 pCt. . . . . 32018,35 »  
 3) Vom Werte der Exhaustormaschine eine jährliche Abschreibung von 5 pCt. . . . . 5000,00 »  
 4) Vom Werte der Rohre eine jährliche Abschreibung von 4 pCt. . . . . 21614,68 »

Summe 58833,03 *M.*

Bei einer jährlichen Meistförderung von 310 500 000<sup>kg</sup> stellen sich sonach die bezügl. Kosten für 100 000<sup>kg</sup> auf 18,9478 *M.*

Diesem gegenüber steht bei der Seilförderanlage folgender Aufwand:

1) Die oben mitgeteilten Unkosten für die Seilabnutzung, Unterhaltung der Seilscheiben und Schachtleitung im Betrage von . . . . . 14030,00 *M.*  
 2) Vom Anlagekapital für die Fördermaschine, Seilscheibenstuhl, Seilscheiben, Schachtleitung und Schachtgitterthüren = 115868 *M.* die jährlichen Zinsen von 5 pCt. . . . . 5793,40 »  
 3) Vom Werte der Fördermaschine und der Seilscheiben eine Jahresabschreibung von 5 pCt. . . . . 4079,10 »  
 4) Vom Werte des Seilscheibenstuhles eine Abschreibung von 2,5 pCt. . . . . 332,98 »  
 5) Von dem Werte der Schachtgitterthüren und der Schachtleitung eine Jahresabschreibung von 15 pCt. . . . . 3145,05 »

27380,53 *M.*

<sup>1)</sup> Bei dem Luftgöpel wird der Mehrförderung entsprechend auch ein größerer Kohlen- und Materialverbrauch der Exhaustormaschine sowie höhere An- und Abschlagelöhne sich geltend machen, so dass also die Voraussetzung gleicher Betriebskosten hierin gerechtfertigt erscheint.

<sup>2)</sup> Schätzungsweise nach der in der cit. Quelle von Hrn. Berggrat Kreischer gemachten Angabe, dass in Epinac bei 600<sup>m</sup> Rohrlänge etwa 1<sup>l</sup> Oel und 1<sup>kg</sup> Seife pro Woche verbraucht werden.

Bei der veranschlagten Gesamtfördermenge von 267 032 700<sup>kg</sup> für 1 Jahr erwachsen somit an den fraglichen Kosten für

$$100\,000^{\text{kg}} \quad 10,2536 \text{ M.}$$

Demgemäß berechnet sich der Mehraufwand bei der pneumatischen Förderung auf:

$$18,9478 - 10,2536 = 8,6942 \text{ M.}$$

für 100 000<sup>kg</sup> Fördergut; es entspricht diesem bei der Dampf-  
göpelanlage eine jährliche Ersparnis von

$$\frac{267\,032\,700 \times 8,6942}{100\,000} = 23\,216,36 \text{ M.}$$

was nach 25 Jahren die erhebliche Summe von 580 408,93 M ausmacht.

Durch vorstehende Betrachtung dürfte wohl klar erwiesen sein, dass bei 900<sup>m</sup> Schachtteufe die pneumatische mit der Seilförderung nicht zu wetteifern vermag, und sicher hätte die damalige Betriebsdirection des Steinkohlenwerkes Bockwa-Hohndorf-Vereinigtfeld von der gedachten Fördermethode für Schacht No. I Abstand genommen, zumal auch die sonst geltend gemachten Vorteile nicht so überwiegende sind, dass sie unter den obliegenden Verhältnissen einen so hohen Kostenaufwand rechtfertigten.

Was zunächst den Vorteil der fast vollkommenen Sicherheit anlangt, so ist derselbe unbedingt anzuerkennen und jedenfalls vom Gesichtspunkte menschlicher Fürsorge betrachtet als der schätzenswerteste der pneumatischen Förderung zu erachten. Indes bietet auch die Seilanlage, wie die veröffentlichten statistischen Nachweise zur Genüge darthun, für die Fahrenden eine sehr hohe Sicherheit, was wohl auch bei der sorgsamsten Behandlung der Förderapparate seitens der Grubenverwaltungen und der strengen Ueberwachung derselben seitens der Bergbehörden kaum anders erwartet werden kann. Drängen aber Unglücksfälle, wie der im Jahre 1883 auf Zeche Fürst Hardenberg bei Dortmund eingetretene, welcher 25 Menschen das Leben kostete, nicht dazu, noch grössere Sicherheit anzustreben?

Muss man diese Frage selbstredend nur in bejahendem Sinne beantworten, so ist doch andererseits diese Sicherheit auch bei der Seilfahrt durch noch peinlichere Sorgfalt in der Behandlung der dabei zur Verwendung gelangenden Utensilien, Apparate usw. zu erzielen, und habe ich darauf bezügliche Andeutungen, in welcher hohem Mafse dies bei der beschriebenen Anlage der Fall ist, im Verfolg der Abhandlung mehrfach gegeben.

Was weiter die von dem Erfinder in dem oben angezogenen Berichte ganz besonders betonte günstige Einwirkung der atmosphärischen Förderung auf die Wetterverhältnisse der Grube anlangt, so wird kein Fachmann dieselben in Abrede stellen können; indes ist aber wohl zu beachten und hier entgegenzuhalten, dass auch nicht eine einzige zur Grubenventilation erforderliche Veranstaltung durch den Luftgöpel im entferntesten ersetzt werden kann, da ja die

Förderung nur mit Unterbrechungen und zwar oft mit recht erheblichen Pausen arbeitet, die Wetterführung aber diese ohne wesentliche Betriebsstörung nicht verträgt. Eine mit der Förderung zu verbindende Ventilation erscheint mir noch unzweckmäßiger als eine von der Fördermaschine abhängige Wasserhaltung, und kann die pneumatische Methode im gegebenen Falle wohl zur Herstellung eines guten Grubenklimas geeignete Dienste leisten, einen Ventilator oder sonst welchen Wetterapparat jedoch nicht vertreten, mithin auch keinen ökonomischen Vorteil gewähren.

Dagegen bietet die atmosphärische gegenüber der Seilförderung den unbestreitbaren Vorzug der Möglichkeit, bis zu beliebigen Teufen niederzugehen, und dieser wird derselben später, wenn der Bergbau sich noch grössere Tiefen erschließen muss, als die Gegenwart verlangt — ich glaube etwa von 1200<sup>m</sup> an —, unbedingt eine hervorragende Rolle zuweisen, vorausgesetzt, dass die reisende Fortschritte machende Elektrotechnik sich bis dahin nicht auch der Schachtförderung dienstbar gemacht hat.

#### Schlussbetrachtungen.

Den vorstehenden Aufsatz überblickend, darf ich wohl meine in der Einleitung ausgesprochene Behauptung, dass die Fördereinrichtungen des Schachtes No. I der Actien-Gesellschaft Bockwa-Hohndorf-Vereinigtfeld auf der Höhe der Zeit stehen, als im ganzen zutreffend bezeichnen. Denn wenn auch hier und da noch das Provisorium einer neuen Anlage sich geltend macht und man, sozusagen, nicht auf jedem Schritt und Tritt die in dem letzten Jahrzehnt aufgetauchten Neuerungen — von denen übrigens viele ebenso schnell wieder verschwinden, wie sie gekommen sind — vorfindet, wenn weiter mancher Fachgenosse den oder jenen der beschriebenen Apparate — ich erinnere z. B. an die Aufsatzvorrichtungen — durch einen anderen ersetzt sehen möchte, so kann doch der ganzen Anlage der Charakter der Zweckmäßigkeit, Einfachheit und Solidität nicht abgesprochen werden, und genügen sowohl die Gebäulichkeiten und Maschinen, als auch die gesammten übrigen Förderungseinrichtungen des Schachtes vollkommen ihren Zwecken, wie denn auch nur alle denkbaren Mafsnahmen für die Sicherheit des Förderbetriebes getroffen sind, so dass wohl hiernach die Förderanlage des tiefsten deutschen Kohlschachtes als eine in allen Hinsichten mustergültige hingestellt werden darf.

Ich kann die vorliegende Abhandlung nicht abschließen, ohne auch an dieser Stelle der außerordentlichen Zuvorkommenheit, mit welcher Hr. Betriebsdirector Schumann in Hohndorf mir hierbei in Wort und That zur Seite gestanden sowie der freundlichen Unterstützung, welche Hr. Bergdirector Richter in Planitz durch Mitteilung seiner bei Begründung und Ausführung der vorbeschriebenen Anlage gemachten reichen Erfahrungen mir gewährt hat, unter dem Ausdrucke des innigsten Dankes zu gedenken.



Additional material from *Fördermaschinen-Anlage auf Schacht No. 1 der Steinkohlen-Actien-Gesellschaft  
Bockwa-Hohndorf-Vereinigtfeld bei Lichtenstein*,  
ISBN 978-3-662-32170-6, is available at <http://extras.springer.com>

