

Die Erfahrung hat gezeigt, daß Maschinenvernichtung billiger ist und schneller geschieht als Handarbeit und letztere bezüglich Sauberkeit übertrifft. Besonders für Brückenbau hat sich die hydraulische Nietmaschine für Werkstatt und Montage vorteilhaft bewährt. In ersterem Fall wird das Druckwasser durch eine stationäre Pumpenanlage mit Accumulator geliefert, wobei dann von der längs der Werkstattmauer hingehenden Hauptleitung des Triebwassers zu den verschiedenen Maschinen Zweigröhren führen. Nach Tweddell's System werden auch hydraulische Scheeren und Durchstöße¹³⁴⁾ ausgeführt. In England bauen Fielding & Platt in Gloucester die transportable Nietmaschine und The Hydraulic Engineering Comp. in Chester die hydraulischen Scheeren und Lochmaschinen nach Tweddell's Patent. Die Heinrich'sche Nietmaschine wird von der Maschinenbau-Actiengesellschaft, vormals Breitfeld & Danek in Prag (für Brückennietung bis 24 mm Bolzendurchmesser zu M. 2000) ausgeführt.

D. Pneumatische Triebwerke.

§ 43. Wesen und Verwendungsweise der pneumatischen Transmission.

Wird an das eine Ende einer mit Luft gefüllten, beliebig gekrümmten Röhre eine Saugpumpe gesetzt, welche Luft aus derselben ansaugt, also die Luft im Innern verdünnt, oder aber eine Kompressionspumpe benutzt, welche Luft in die Röhre preßt, also verdichtet, so kann am anderen Rohrende die Druckdifferenz der äußeren Atmosphäre und des Rohrrinnenraums durch Anordnung eines Luftmotors, der zum Betriebe irgend welcher Arbeitsmaschinen dient, wirksam gemacht werden. Wenn Lieferung und Verbrauch an verdünnter oder verdichteter Luft nicht in jedem Augenblicke, sondern nur in größeren Zeitperioden einander gleich sind, wenn also beispielsweise die Pumpen kontinuierlich, der Luftmotor hingegen nur intermittierend arbeitet, so wird analog der hydraulischen Triebwerksanlage ein Arbeits-sammler und Druckregulator, bestehend in einem Luftreservoir, notwendig. Hieraus ergeben sich die folgenden wesentlichen Bestandteile einer vollständigen Anlage für pneumatische Transmission:

1. Luftkompressions- beziehungsweise Dilatationspumpen mit der zu ihrem Betriebe erforderlichen Kraftmaschine;
2. Rohrleitung mit Luftbehälter;
3. Luftmotor für die zu betreibenden Arbeitsmaschinen.

Nicht immer erscheinen diese einzelnen Organe der Anlage vollständig ausgebildet, besonders läßt sich der durch Luft betriebene Motor dann wesentlich modifizieren, wenn die Arbeitsleistung in einer Ortsänderung besteht, beispielsweise eine Last in beliebiger Richtung zu transportieren und es möglich ist, dieselbe unmittelbar mit einem in der Luftleitungsröhre beweglichen Kolben, auf welchen der Luftdruck wirkt, zu verbinden. Bei Flüssigkeitsförderung wird auch noch der Kolben entbehrlich.

Für alle diese Fälle hat die pneumatische Transmission und zwar teilweise in umfangreichstem Mase Verwendung gefunden, wie folgende Übersicht zeigt:

1. Flüssigkeitsverdrängung durch komprimierte Luft: Taucherglocke, pneumatische Foundation und Flüssigkeitshebung durch direkten Luftdruck; einfachster Fall: Gewöhnliche Saugpumpe.
2. Lastentransport auf vorwiegend horizontaler oder wenig geneigter Bahn: Pneumatische Depeschenbeförderung, Packetpost und Personentransport.

¹³⁴⁾ Engng. 1873 I. S. 286, 287; 1875 II. S. 53; 1876 II. S. 441; 1878 II. S. 270; 1879 I. S. 67.

— Dingl. polyt. Journ. 1878 III. S. 503.

3. Vertikalförderung von Lasten: Pneumatische Krane und Aufzüge, Grubenförderung von Zulma Blanchet, pneumatische Schmiedehämmer¹³⁵⁾ und Rammen.¹³⁶⁾

4. Vollständige pneumatische Triebwerksanlagen: Betrieb unterirdischer Förder- und Wasserhaltungsmaschinen im Bergbau, der stoßend wirkenden Gesteinsbohrmaschinen im Berg- und Tunnelbau, der Niet-¹³⁷⁾ und anderen Werkzeugmaschinen in der Maschinenfabrikation.

Endlich mag an dieser Stelle auch der Verwendung des Luftdruckes zu Läute- und Signalapparaten¹³⁸⁾, ferner für den Betrieb von Uhren¹³⁹⁾, sowie zur Bewegung der Bremsen von Eisenbahnfahrzeugen gedacht werden.

§ 44. Die geschichtliche Entwicklung¹⁴⁰⁾ läßt sich an Hand der vorstehend getroffenen Einteilung verfolgen. Die älteste Verwendung komprimierter Luft zur Verdrängung von Wasser und zur Ermöglichung des Arbeitens unter Wasser findet sich in der Taucherglocke¹⁴¹⁾, deren Gebrauch schon dem Aristoteles (384—322 v. Chr.) bekannt gewesen zu sein scheint. Die ältesten Nachrichten über ihre Benutzung in Europa datieren von 1538, wo in Toledo zwei Griechen vor Kaiser Karl V. sich in einem umgestürzten Kessel in das Wasser hinabließen, ferner aus den Jahren 1588, 1665, 1687 etc., wo man mittelst der Taucherglocke Schätze aus versunkenen Schiffen

¹³⁵⁾ Grimshaw. Marteau-pilon atmosphérique. Armengaud. Genie industr. 1865 II. S. 207. — Sturm. Pneumatischer Schmiedehammer. Dingl. polyt. Journ. 1880 II. S. 198. — Bei einer Reihe von Hämmer bildet die Luft nur das elastische Zwischenmittel: Walton's pneumatischer Stempelhammer. Armengaud. Genie industr. 1865 I. S. 139 und Dingl. polyt. Journ. 1865 II. S. 176. — Wedding. Pneumatischer Hammer von Lindahl & Runer zu Gefle in Schweden. Zeitschr. f. d. Berg-, Hütten- und Salinenwesen im preufs. Staate. 1867. S. 220. — Sholl's direct-acting pneumatic ore stamps and hammer. Eng. 1877 I. S. 95, 369, 379.

¹³⁶⁾ Soutter u. Hammond. Pneumatischer Hammer zum Einrammen der Pfähle (kompr. Luft). Dingl. polyt. Journ. 1846 III. S. 409. — Clarke u. Varley. Atmosphärische Ramm-Maschine (Verdünnte Luft). Dingl. polyt. Journ. 1847 I. S. 334. — Ballauf. Pneumatische Dampfamme. Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1879. S. 318, 455 (Dampfüberdruck verwendet zur Luftkompression über dem Kolben). — Vergl. übrigen V. Kap.

¹³⁷⁾ Allen's Nietmaschine. Dingl. polyt. Journ. 1878 IV. S. 101; 1879 I. S. 306; Eng. 1879 II. S. 12. Mit vielen Abb.

¹³⁸⁾ Rowley. Tag- und Nachttelegraph. Dingl. polyt. Journ. 1838 II. S. 30. — Crosley. Pneumatischer Telegraph. Dingl. polyt. Journ. 1839 II. S. 399. — Doull. Pneumatischer Signalapparat. Dingl. polyt. Journ. 1847 IV. S. 90. — Koch. Über Anwendung des Luftdruckes auf Haustelegraphie. Deutsche Bauz. 1868. S. 165. — Langhoff. Luftdruck-Telegraphen zum Signalisieren auf Eisenbahnzügen (Notizen). Deutsche Bauz. 1868. S. 111. — Latimer Clark. Pneumatischer Signalapparat für Eisenbahnzüge. Dingl. polyt. Journ. 1868 I. S. 361. — Joly. Pneumatischer Signalapparat. Dingl. polyt. Journ. 1868 IV. S. 348. — Guattari's patent pneumatic telegraph. Eng. 1874 I. S. 340, 342; Dingl. polyt. Journ. 1874 III. S. 256. — Reithmann. Verbesserter Luftdrucktelegraph. Bayer. Ind. u. Gewbl. 1878. S. 205. — Chamber's pneumatischer Blocksignalapparat. Dingl. polyt. Journ. 1879 II. S. 129. — Lagrange. Pneumatischer Telegraphen Apparat für Eisenbahnzüge u. Bergwerke. Maschinenb. 1879. S. 369.

¹³⁹⁾ Bourdon. Horloge à moteur hydro-pneumatique. Armengaud. Publ. ind. 1878. S. 180. — Pneumatische Uhren. Dingl. polyt. Journ. 1879 III. S. 256. — Horloges pneumatiques. Portefeuille économ. des mach. 1880. S. 82. Taf. 23 bis 25; Dingl. polyt. Journ. 1880 III. S. 379. — Horloges pneumatiques. Système Popp & Resch. Revue ind. 1880. S. 93. — Krause. Zum Betriebe städtischer Uhren. Wochenschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1880. S. 259. — Pneumatische Uhren. Prakt. Masch. Konstr. 1880. S. 379. Taf. 75 u. 76. — Fehlert. Pneumatische Uhren. Wochenschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1881. S. 406.

¹⁴⁰⁾ Vergl. Rühlmann. Allgem. Maschinenlehre. Bd. IV. Braunschweig 1874. S. 752. — Steel. On air compression. Eng. 1876 I. S. 473.

¹⁴¹⁾ Beckmann. Beiträge zur Geschichte der Erfindungen. Leipzig 1786. Bd. I. S. 523. — Literaturangaben siehe: Rühlmann. Allgem. Maschinenlehre. II. Aufl. III. Bd. Braunschweig 1877. S. 573.

holte, und haben sich aus derselben seit Ende des vorigen Jahrhunderts die gegenwärtig gebräuchlichen Taucherapparate entwickelt. 1839 wurde das Prinzip der Taucherglocke von dem französischen Ingenieur Triger¹⁴²⁾ zum Senken von Schächten in schwimmendem Gebirge praktisch verwertet. Seitdem hat diese Methode besonders vielfache Anwendung zur Fundierung von Brücken Pfeilern gefunden.

Schon dem Heron von Alexandrien (210 v. Chr.) waren die Saugpumpen bekannt und von ihm wurde der Heronsbrunnen, in dem die durch Wasserdruck komprimierte Luft zur Wasserhebung dient, erfunden, doch beginnt die neuere Geschichte der Lufttransmission erst mit der Erkenntnis des Luftdruckes als wirksame Kraft durch Toricelli 1640. Der Gedanke, auf grössere Entfernungen mittelst des luftverdünnten Raumes eine Kraft zur Wasserhebung fortzupflanzen, rührt von Papin¹⁴³⁾ 1685 her. Auch bei den ältesten Dampfmaschinen von Papin 1690, Savery 1698 und Newcomen 1712 ist teilweise der äussere Luftdruck gegenüber einem durch Kondensation des Wasserdampfes erzeugten Vakuum die wirksame Kraft, welche neuerdings wieder bei den sogenannten Pulsometern allerdings nicht gerade in ökonomischer Weise verwertet wird. Die Inbetriebsetzung einer zur Wasserförderung dienenden nach dem Prinzip des Heronsbrunnens konstruierten Luftmaschine gelang erst 1753 dem Oberkunstmeister Höll¹⁴⁴⁾ beim Amalienschachte unweit Schemnitz in Ungarn, doch wurde dieselbe schon 1769 ihres geringen Wirkungsgrades halber aufser Betrieb gesetzt.

Ähnliche Vorschläge, durch verdünnte oder verdichtete Luft Wasser zu heben, wurden gemacht 1790 von Detrouville bei seiner „vervielfachenden Hebemaschine“, später von v. Derschau¹⁴⁵⁾, 1825 von Romershausen¹⁴⁶⁾, 1836 von dem englischen Mechaniker Hague.¹⁴⁷⁾

In neuerer Zeit wurden diese Bemühungen fortgesetzt und war man auch bestrebt, durch Ausnutzung der Expansion der komprimierten Luft einen besseren Effekt zu erzielen.¹⁴⁸⁾ In Betrieb sind derartige Einrichtungen u. a. 1868 auf der Grube Sulzbach-Altenwald¹⁴⁹⁾ gekommen.

¹⁴²⁾ Triger. Sur un appareil à air comprimé pour le percement des puits des mines et autres travaux sous les eaux et dans les sables submergés. Annal. de Chimie. 1841 III. S. 234 u. Dingl. polyt. Journ. 1842 I. S. 350.

¹⁴³⁾ Prechtl. Über Papins Maschinerie, um die Kraft eines Wasserrades auf eine große Entfernung fortzupflanzen, Prechtls Jahrbücher des k. k. polyt. Instituts zu Wien. Bd. I. 1819. S. 160. — Rühlmann. Allgem. Maschinenlehre. IV. Bd. S. 580 u. 752.

¹⁴⁴⁾ Rühlmann, siehe oben. IV. Bd. S. 580. Mit Abb.

¹⁴⁵⁾ Karsten. Archiv f. Bergbau u. Hüttenwesen. Bd. XIII, S. 35.

¹⁴⁶⁾ Romershausen. Luftsäulenmaschine. Kastner. Archiv für die gesamte Naturlehre. Nürnberg. Bd. V. 1825. S. 332. Mit Abb. — Vergl. auch Gehler's physik. Wörterbuch. Bd. VII. Leipzig 1837. S. 973.

¹⁴⁷⁾ Hague. Verbesserte Anwendung einer bekannten Kraft zum Heben von Wasser aus Bergwerken. Dingl. polyt. Journ. 1838 I. S. 96.

¹⁴⁸⁾ George. Pompes atmosphériques. Armengaud. Génie ind. 1863 I. S. 4 und Dingl. polyt. Journ. 1863 II. S. 99. — Pease. Neuer Apparat zur Förderung von Erdöl und zur Wasserhaltung in Bergwerken. Scient. Americ. 1865. S. 351 und Dingl. polyt. Journ. 1865 IV. S. 104. — Bernard. Wasserhebungsapparat. Deutsche Ind. Ztg. 1867. S. 103. — Rittinger. Hydropneumatische Pumpe von Zaronbine. Zeitschr. d. österr. Ing. u. Arch. Ver. 1868. S. 38. — Gruber. Pneumatische Pumpe. Prakt. Masch. Konstr. 1870. S. 93. — Spear. Pneumatic engine for draining mines. Engng. 1870 II. S. 135 und Dingl. polyt. Journ. 1870 IV. S. 466. — Laake. Apparat zur Wasserhebung durch Luftdruck. Prakt. Masch. Konstr. 1873. S. 169. — Jarre. Hydropneumatische Pumpe. Maschinenb. 1873. S. 245 u. 1874. S. 362. — d'Ablaing. Direkte Anwendung der komprimierten Luft zur Wasserhaltung. Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1875. S. 524. — Reichling. Wasserhaltungsmaschine mit direkter Anwendung komprimierter Luft. D. R. P. No. 1043. — Honig-

Die Idee, verdünnte oder verdichtete Luft zum Transporte von Lasten auf horizontaler oder wenig geneigter Bahn zu benutzen, also der Gedanke der atmosphärischen oder pneumatischen Eisenbahn¹⁵⁰⁾ scheint von dem dänischen Ingenieur Medhurst 1810 ausgegangen zu sein, welcher Briefe und andere Gegenstände in einer geschlossenen Röhre transportieren wollte. 1818 verfolgte der englische Ingenieur Vallance ein ähnliches Projekt in großem Maßstabe für den Transport von Personen und Gütern in einer gusseisernen, tunnelartigen Röhre, jedoch gab er nach mißlungenen Versuchen seine Idee frühzeitig wieder auf. Von dieser Zeit an bemühte man sich um ein zweites pneumatisches Transportsystem, bei welchem die fortzuschaffenden Wagen nicht mehr innerhalb, sondern außerhalb der der Länge nach geschlitzten Treibröhre befindlich waren. Nach den ersten erfolglosen Versuchen des amerikanischen Ingenieurs Pinkus 1834 wurde dies System von den englischen Ingenieuren Clegg und Samuda praktisch ausgeführt durch Errichtung einer Versuchsbahn bei London und 1844 durch Erbauung der 3 km langen Strecke Kingston-Dalkey in Irland. Bald darauf entstanden die Bahnen London-Croyton und Exeter-Plymouth in England und Nanterre-St. Germain in Frankreich, doch erkannte man in kurzer Zeit, daß dies System nicht lebensfähig sei, so daß anfangs der 50iger Jahre dasselbe schon allgemein verlassen war. Eine neuere zur Ausführung gekommene Bahn dieser Art ist die zu Lausanne-Ouchy.¹⁵¹⁾

Zur ursprünglichen Idee von Medhurst und Vallance zurückkehrend¹⁵²⁾, erhielten 1854 Galy Cazelat in Frankreich und Latimer Clark in England Patente, kleine in Blechbüchsen eingeschlossene Pakete und Briefe in Röhren mit Anwendung verdünnter oder verdichteter Luft zu transportieren. Solche unter dem Namen der pneumatischen Depeschenbeförderung oder Rohrpost bekannte Anlagen entstanden 1855 in London¹⁵³⁾, 1865 in Berlin¹⁵⁴⁾, 1866 in Paris¹⁵⁵⁾, 1874 in

mann. Apparat zum Ausnutzen der geprefsten Luft beim direkten Heben von Wasser. D. R. P. No. 6790 und Dingl. polyt. Journ. 1880 II. S. 362. — Mühlberg. Apparat zur Wasserhebung durch komprimierte Luft. D. R. P. No. 7885. — Vergl. Hauer. Die Wasserhaltungsmaschinen der Bergwerke. Leipzig 1879. S. 757. Wasserhebung durch direkten Dampf oder Luftdruck. — Ferner: Ramdohr. Über Anwendung komprimierter Luft zum Transport und Mischen von Flüssigkeiten. Dingl. polyt. Journ. 1875; Maschinenb. 1875. S. 205.

¹⁴⁹⁾ Zeitschr. f. Berg-, Hütten- u. Salinenwesen im preufs. Staate. 1869, S. 32.

¹⁵⁰⁾ Chemins de fer atmosphériques. Armengaud. Publ. ind. 1856. Tome VI. S. 70. Historische Entwicklung dieser Bahnen, genaue Beschreibung der Bahn von St. Germain. — Pneumatic transmission. Engng. 1874 II. S. 293; 1875 I. S. 25; ebenso Engng. (Deutsche Ausg.) Polyt. Ztg. 1874. S. 467 u. 1875. S. 1. Vollständige geschichtliche Entwicklung dieser Bahnen, eingehende Beschreibung der Pariser Rohrpost. — Rühlmann. Allgemeine Maschinenlehre. 2. Aufl. III. Bd. Braunschweig 1877. S. 568. — Sternberg. Atmosphärische u. pneumatische Eisenbahnen in Heusinger von Waldegg. Handbuch für spezielle Eisenbahntechnik. I. Bd. 4. Aufl. Leipzig 1877. S. 910. Geschichtliche Entwicklung, Theorie und Beschreibung.

¹⁵¹⁾ Meißner. Pneumatische Eisenbahn. Prakt. Masch. Konstr. 1877. S. 187. — Louis Gonin. Pneumatische Eisenbahn. Eisenb. 1880 I. S. 109. — Louis Gonin. L'ascenseur à air comprimé pour chemins de fer à fortes rampes et à profil varié. Revue univ. des mines. 1880 I. S. 49, Pl. 6 bis 8. — Vergl. auch: Benutzung komprimierter Luft zum Trainbetrieb. Maschinenb. 1877. S. 187.

¹⁵²⁾ Seguin aîné. Note sur les chemins de fer atmosphériques, en employant comme moteur l'action de l'air dans les tunnels d'une longue étendue, dont la section est égale à l'espace que les convois y occupent. Comptes rendus. 1854 I. S. 993 und Dingl. polyt. Journ. 1854 III. S. 166.

¹⁵³⁾ Luft- oder Röhrenpost in London. Dingl. polyt. Journ. 1863 III. S. 321. — Pneumatic transmission. Eng. 1874 I. S. 109 u. Portfolio of working drawings. No. 71a. Dampfmaschine u. Luftpumpen. — The pneumatic despatch. Engng. 1879 I. S. 75.

¹⁵⁴⁾ Siemens. Pneumatic despatch system. Berlin. Engng. 1868 I. S. 521 u. 583.

¹⁵⁵⁾ Mignon et Rouart. La télégraphie atmosphérique souterraine. Portefeuille économ. des mach. 1868, S. 66. Pl. 31. — Pneumatic system of Paris. Engng. 1869 I. S. 237. — Pneumatische Depeschen-

Wien¹⁵⁶), 1876 in Newyork und in dem gleichen Jahre wurde das verbesserte und erweiterte System in Berlin¹⁵⁷) dem Betriebe übergeben.

Die von einer Centralstelle ausgehende circa 1 m tief im Boden liegende Röhrenleitung besteht aus schmiedeisernen gezogenen, auf das sorgfältigste kalibrierten, durch Flanschen verbundenen Röhren von 65 mm Weite und 5 bis 8 m Baulänge. Richtungsänderungen werden durch Krümmungen von 8 bis 50 m Radius (Minimum 2 m) ermöglicht. Je 15 bis 30 Stück Depeschen kommen in eine cylindrische, mit Leder überzogene Büchse von 55 mm Durchmesser und 120 bis 150 mm Länge; 10 bis 20 solcher Büchsen bilden in der Leitung einen Zug, der mit einem durch Manschetten gedichteten Treibkolben versehen wird. Durch Luftverdünnung einerseits oder Luftverdichtung andererseits dieses Kolbens oder durch beide Mittel zugleich wird der Zug befördert und eine durchschnittliche Geschwindigkeit von 1 km pro Minute erreicht. An den Stationen findet die Leitung ihren Anschluß durch Bogenstücke von 2 bis 6 m Radius mit einem in das Aufgabebureau führenden vertikalen Rohre.

In größeren Dimensionen wurden derartige Anlagen von dem englischen Ingenieur Rammel ausgeführt, der mit Clark 1863 in London eine 550 m lange pneumatische Eisenbahn zur Beförderung von Postbeuteln und Packeten errichtete.¹⁵⁸)

In den gußeisernen tunnelförmigen Röhren von 0,84 m Breite und Höhe laufen auf Schienen zweiaxige, den Röhrenquerschnitt fast vollständig ausfüllende Wagen mit 500 m Geschwindigkeit pro Minute, einmal durch verdichtete und auf dem Rückwege durch verdünnte Luft getrieben.

Zur Beförderung von Personen wurde das pneumatische System durch Rammel 1864 bei einer 547 m langen Versuchsstrecke in der Nähe des Krystallpalastes in Sydenham bei London verwendet. Die 3 m hohe und 2,73 m breite gemauerte Röhre enthält ein Geleise auf dem ein 30 bis 35 Personen fassender Wagen wie oben beschrieben befördert wird.

Ähnliche Projekte entstanden für London zur Verbindung von Waterloo-Station mit Charing-Cross¹⁵⁹), in Newyork¹⁶⁰) zur Beförderung von Gütern und Personen, zum Durchfahren des Mont-Cenis etc.

beförderung in Paris. *Dingl. polyt. Journ.* 1869 III. S. 97. — Crespin et Lapergue. *Nouvel appareil de réception et d'expédition. Portefeuille économ. des mach.* 1873. S. 85. Pl. 33. — Bontemps. *Les systèmes télégraphiques.* Paris 1876. — Bontemps. *Transport des dépêches électriques par tubes atmosphériques. Réseaux de Paris.* Armengaud. *Publ. ind.* 1877. S. 355. Taf. 30, 31. — *Télégraphie pneumatique de la bourse de Paris.* Portefeuille économ. des mach. 1877. S. 49. Taf. 17 u. 18. — *Pneumatische Anlagen zur Depeschbeförderung in Paris.* *Dingl. polyt. Journ.* 1877 I. S. 383.

¹⁵⁶) Riedler. Bericht über wissenschaftliche Exkursionen etc. Wien 1876. *Wiener pneumatische Post.* S. 37. Taf. 56 u. 57. — Felbinger et Crespin. *Installation des postes, tubes atmosphériques et machines de Vienne.* Armengaud. *Publ. ind.* 1877. S. 471. Taf. 39 u. 40.

¹⁵⁷) Rühlmann. *Die pneumatische Rohrpost in Berlin.* Hannover. *Wochbl. f. Handel u. Gew.* 1877. — Schmetzer. *Rohrpost in Berlin.* *Deutsche Bauz.* 1877. S. 51 u. 61. — *Rohrpostanlage in Berlin.* Wiebe's Skizzenbuch. 1877. Heft 6. Taf. 1 bis 6. — Hinkelfufs. *Rohrpost in Berlin.* *Prakt. Masch. Konstr.* 1877. S. 41. Taf. 9.

Vergl. ferner: Sabine. *Automatic valves for pneumatic letter lines.* *Engng.* 1869 II. S. 287 und *Dingl. polyt. Journ.* 1870 I. S. 29. — Sabine. *Pneumatic transmission through tunnels and pipes.* *Engng.* 1870 II. S. 220 u. *Verh. d. Ver. zur Bef. d. Gewbfl. in Preußen* 1870. S. 195. — *Pneumatische Depeschleitung im k. k. Telegraphenamtsgebäude in Prag.* *Techn. Bl.* 1877. S. 13. — *Über pneumatische Anlagen zur Depeschbeförderung.* Prag, Wien, Berlin, New-York, München. *Dingl. polyt. Journ.* 1878 I. S. 39 u. 151. — Hellwig. *Über die Luftdruckbeförderung und den Felbinger'schen Rohrpostapparat.* *Engng. (Deutsche Ausg.) Polyt. Ztg.* 1878. S. 266. — Hellwig. *Über die gegenwärtig bei der pneumatischen Transmission in Gebrauch befindlichen Füllbüchsen.* *Engng. (Deutsche Ausg.) Polyt. Ztg.* 1878. S. 291.

¹⁵⁸) Beschreibung dieser und der folgenden Anlagen siehe: Sternberg. *Handbuch für spec. Eisenbahntechnik.* I. Bd. 4. Aufl. S. 946.

¹⁵⁹) *London's pneumatische Eisenbahn.* *Polyt. Centralbl.* 1865. S. 961.

¹⁶⁰) *Journal of the Franklin Institute.* — Graham. *The broadway pneumatic railway Newyork.* *Engng.* 1870 I. S. 289.

Auch zum Vertikaltransport von Lasten wird verdünnte oder verdichtete Luft verwendet. Schon Otto v. Guericke, der um 1650 die Luftpumpe erfand, zeigte die Verwendung des Atmosphärendruckes zu genanntem Zwecke; 1827 kamen die ersten durch komprimierte Luft betriebenen Krane von Wright¹⁶¹⁾ zur Ausführung und auf den West-India-Docks in London zur Verwendung, während zur gleichen Zeit auch Hague¹⁶²⁾ Vorschläge machte, Krane, Hämmer u. s. w. mittelst verdünnter Luft zu betreiben.

1840 waren bereits pneumatische Aufzüge¹⁶³⁾ für englische Hohöfen in der Nähe von Dudley in Gebrauch, wobei die Betriebsluft dem Windreservoir des die Hohöfen mit Luft versorgenden Gebläses entnommen wurde.

Pneumatische Grubenförderung¹⁶⁴⁾ wurde vorgeschlagen 1864 von Alison und Shaw¹⁶⁵⁾ mittelst verdichteter und 1866 von Edwards¹⁶⁶⁾ mittelst verdünnter Luft.

Letzteres System wurde durch den französischen Hütteningenieur Blanchet¹⁶⁷⁾ lebensfähig gemacht und in dem 603 m tiefen Schachte der Société des houillères d'Epinae (Depart. Laône et Loire) ausgeführt.

Das Förderrohr von 1,6 m lichter Weite besteht aus 485 einzelnen Rohren, welche durch stumpfes Zusammenstoßen des 7 mm dicken Bleches mit äußerer Lasche und innen versenkter Nietung hergestellt und durch schmiedeeiserne Flanschen mit zwischengelegten Gummiringen verbunden sind. In diesem Rohre bewegen sich zwei Kolben, abgedichtet durch Ledermanschetten, die durch Spiralfedern mäÙig angepreßt werden. An diesen Kolben hängt der neunstöckige Etagenkorb. Unterhalb desselben befindet sich ein sogenannter Führungskolben, welcher jedoch, wenn Personen gefördert werden, durch ein Ventil Luft zum Förderkorbe gelangen läßt. Am Boden des Schachtes, ebenso am oberen Ende des Rohres ermöglichen seitliche durch Thüren verschließbare Öffnungen das Ein- und Ausfahren der Hunde. Durch eine Gebläsemaschine wird über den Kolben ein Vakuum von 0,5 Atm. hergestellt und infolge dessen durch die unterhalb der Kolben frei aus der Grube zuströmende Luft der mit Kohle beladene Zug gehoben. Bei dem durch das Eigengewicht des leeren Zuges hervorgerufenen Niedergange wird diese Luft durch ein Rohr zu Tage gefördert, also die Grube auch wirksam gelüftet. Die Geschwindigkeit des Niederganges wird reguliert, indem man von oben mehr oder weniger Luft nachströmen läßt. In 5 Minuten wird eine gesamte Förderlast von 9500 kg (4500 kg Nutzlast an Kohle) zu Tage geschafft.

Die Benutzung des atmosphärischen Druckes gegenüber einem luftverdünnten Raume mit Anordnung eines besonderen Luftmotors wurde schon anfangs dieses Jahrhunderts in verschiedenen Münzwerkstätten von Boulton und Watt¹⁶⁸⁾ durchgeführt; so 1808 in London, 1811 in Petersburg und Kopenhagen, etwas später in Utrecht. Hague¹⁶⁹⁾ soll dies System in den 30er Jahren für Bergwerke ausgeführt haben, wobei die Dampfmaschine mit den Luftpumpen über Tage, die Arbeitsmaschinen in den Gruben in Entfernungen bis zu 7 engl. Meilen befindlich waren.

¹⁶¹⁾ Dingl. polyt. Journ. 1827 IV. S. 480 und 1829 I. S. 148.

¹⁶²⁾ Dingl. polyt. Journ. 1828 III. S. 242.

¹⁶³⁾ Polyt. Centralbl. 1850. -S. 13.

¹⁶⁴⁾ Vergl. Hauer, Fördermaschinen, Leipzig 1874. S. 530.

¹⁶⁵⁾ Berggeist. 1864. S. 356; Eng. 1865 II. S. 4.

¹⁶⁶⁾ Polyt. Centralbl. 1866. S. 238.

¹⁶⁷⁾ Zulma Blanchet. Système atmosphérique d'extraction pour l'exploitation des mines à toute profondeur. Annales des mines. 1878 II. S. 266. Taf. V bis IX. — Pneumatische Grubenförderung von Zulma Blanchet. Dingl. polyt. Journ. 1879 IV. S. 99.

¹⁶⁸⁾ Pumping monay. Engng. 1869 II. S. 400. — Suremond. Beschreibung der in der Utrechter Münze aufgestellten Prägwerke etc. Verh. d. Ver. zur Bef. d. Gewbfl. in Preußen. 1831. S. 84.

¹⁶⁹⁾ Perkins. Über die Anwendung der pneumatischen Maschinen in Bergwerken und zu anderen Zwecken. Dingl. polyt. Journ. 1837 IV. S. 161.

Vorschläge zur Beförderung von Eisenbahnwagen auf schiefen Ebenen mittelst festliegender, durch komprimierte Luft betriebenen Balanciermaschinen machte schon 1822 der bayerische Oberbergsrat und Maschinendirektor v. Baader¹⁷⁰⁾, nach welchen die einfach wirkenden, mit durchbrochenem Kolben versehenen Kompressoren, welche die auf 15 bis 20 Atm. verdichtete Luft in Reservoirs zu liefern gehabt hätten, durch das Gewicht der abwärts gehenden Wagen, dann auch durch Dampf-, Wasser- oder Windmotoren getrieben werden sollten. Die erste praktische Verwendung der komprimierten Luft als Ferntransmissionsmittel für Bergwerksförderung erfolgte 1845 durch den französischen Ingenieur Triger¹⁷¹⁾ in den Steinkohlengruben von Chalonnès (unter der Loire), wobei die Dampfmaschine mit dem Kompressor 230 m von der Fördermaschine entfernt war. 1851 kam auf dem Govan-Iron-Work bei Glasgow¹⁷²⁾ eine durch gepresste Luft von 2,5 Atm. Überdruck auf eine Entfernung von 800 bis 900 m betriebene unterirdische Maschine zur Förderung und Wasserhaltung in Betrieb. Seit dieser Zeit fand komprimierte Luft in England zum Betriebe von Maschinen im Bergwesen häufig Verwendung. Auf dem Kontinent wurde 1865 auf der Steinkohlengrube Sars-Longchamp, Charleroi¹⁷³⁾ (Belgien) die Kraft einer Dampfmaschine durch gepresste Luft auf mehr als 1000 m Entfernung zu den Fördermaschinen geleitet. Diesem Beispiele folgend wurde pneumatische Transmission eingeführt 1866 in den Kohlengruben zu Saarbrücken¹⁷⁴⁾, 1867 im Bassin de la Loire, 1868 auf den Gruben Marihay (Belgien) und d'Anzin (Frankreich), 1870 auf den Gruben zu Ronchamp (Haute-Saône) und befinden sich gegenwärtig zahlreiche Anlagen in Deutschland, Österreich, Schweden, Frankreich und Belgien in Betrieb.¹⁷⁵⁾

Die sehr wichtige Verwendung der komprimierten Luft zum Betriebe der Gesteinsbohrmaschinen beginnt, schon 1844 von Brunton vorgeschlagen und nachdem Professor Colladon aus Genf 1852 bis 55 den Gedanken gefasst hatte, die auf große Entfernung geleitete komprimierte Luft bei der Herstellung langer Tunnel zu verwenden, mit dem Bau des 12 km langen Mont-Cenis Tunnels 1857 bis 1870, wo diese Idee zum ersten Male durch den italienischen Ingenieur Sommeiller praktisch durchgeführt und hierbei die von Wassermotoren gelieferte Kraft von circa 50 Pf. durch Luft von 7 Atm. Druck in Röhren von 0,2 m lichter Weite 6000 m weit fortgepflanzt wurde.

Hiernach fanden die durch komprimierte Luft betriebenen Gesteinsbohrmaschinen bei anderen großen Tunnelbauten der Neuzeit, insbesondere 1872 bis 1880 am St. Gotthard (Tunnellänge 14,9 km), beim Hoosactunnel (Strecke Troy nach Boston, Massachusetts), sowie in zahlreichen Bergwerken, neuerdings auch im Arlberg-tunnel in Konkurrenz mit Brandt's hydraulischer Bohrinstitution die ausge dehnteste Anwendung.

¹⁷⁰⁾ v. Baader. Neues System der fortschaffenden Mechanik. München 1822. S. 145. Taf. XV u. XVI.

¹⁷¹⁾ Triger. Sur un nouvel emploi de l'air comprimé pour l'exploitation des mines. Comptes rendus 1845 II. S. 1072 u. Dingl. polyt. Journ. 1846 I. S. 199.

¹⁷²⁾ Pfähler. Notizen über den Steinkohlenbergbau in England etc. Zeitschr. f. Berg-, Hütten- u. Salinenwesen im preufs. Staate. 1861. S. 102 und Dingl. polyt. Journ. 1861 II. S. 418.

¹⁷³⁾ Bluhme. Förderung mit komprimierter Luft auf der Grube Sars-Longchamp. Zeitschr. f. Berg-, Hütten- u. Salinenwesen im preufs. Staate. 1865. S. 191.

¹⁷⁴⁾ Hafslacher. Über die Anwendung komprimierter Luft für unterirdische Maschinen. Zeitschr. f. Berg-, Hütten- u. Salinenwesen im preufs. Staate. 1869. S. 1 und Dingl. polyt. Journ. 1870 IV. S. 18.

¹⁷⁵⁾ Über Theorie und Beschreibung der in Bergwerken verwendeten Maschinen siehe: Hauer. Fördermaschinen. S. 424 u. Litteratur S. 444.

Während bei oberirdischem Betriebe Lufttransmission ihres geringen Nutzeffektes halber nur in selteneren Fällen zur Verwendung gelangt, ist sie in Bergwerken und bei Tunnelbauten sowohl wegen der bequemen Unterbringung der Leitung und der Zuverlässigkeit des Betriebs, als auch mit Rücksicht auf den Umstand vorzüglich am Platze, daß die ausgeblasene Luft zur Ventilation dient und entsprechende Ventilationseinrichtungen erspart werden.

§ 45. Kompression der Luft. Zur Luftverdichtung verwendet man, abgesehen von solchen Fällen, wo sehr geringe Pressungen gefordert werden, wie z. B. für Ventilationszwecke, fast ausschließlich Kolbenmaschinen, deren Konstruktion sich nicht wesentlich von derjenigen der für Wasserförderung dienenden Kolbenpumpen unterscheidet. Der in dem Cylinder dicht schließende Kolben saugt durch die Saugventile ein dem Cylinderinhalte gleiches Luftvolumen an, das er bei seinem Rückgange soweit komprimiert, bis der Druck der über den Druckventilen stehenden Luft erreicht ist, worauf diese sich öffnen und die komprimierte Luft unter konstantem Drucke hinausgeschoben wird. Hiernach ergeben sich die drei Perioden: Ansaugen, Komprimieren und Fortschieben oder Transportieren der Luft. Mit dem zweiten Teile des Arbeitsprozesses, der eigentlichen Kompression, ist nun stets eine Temperaturerhöhung verbunden, wenn die erzeugte Wärme nicht abgeleitet wird. Es lassen sich demnach die beiden Grenzfälle

a. Kompression bei konstanter Temperatur,

b. Kompression ohne Zu- oder Abfuhr von Wärme,

aufstellen, während zwischen beiden unendlich viele Möglichkeiten der Kompression bei teilweiser Wärmeentziehung existieren. Der zweite Fall kann in der Praxis angenähert statt finden, da bei der Raschheit der Kompression eine merkliche Wärmeabgabe durch Leitung und Strahlung der Cylinderwandungen an die umgebende Luft nicht erfolgt. Würde die durch Kompression erhitzte Luft den Kraftmaschinen ohne Wärmeverlust zugeführt, so könnte bei ihrer Expansion die vorher aufgewendete Arbeit wieder vollständig abgegeben werden. Praktisch ist dies jedoch nicht durchführbar, weil die bei einigermaßen bedeutendem Drucke eintretende Temperatur ein für die Maschinenteile schädliches Maß erreicht, welches eine Erhaltung der Schmier- und Dichtungseinrichtungen unmöglich und außerdem eine sehr sorgfältige und kostspielige Umhüllung der Rohrleitung mit schlechten Wärmeleitern notwendig machen würde. Bei pneumatischen Fundierungen ist es selbstverständlich unstatthaft, den Arbeitsstellen erwärmte Luft zuzuführen.

Vorteilhaft wäre es, die Luft vor Beginn der Kompression so weit abzukühlen, daß sie zu Ende derselben die Temperatur der äußeren Luft annimmt; sie würde dann auf dem Wege durch die Rohrleitung keine Wärme verlieren und könnte in den Luftmaschinen bei Expansion bis zur Spannung der äußeren Atmosphäre die ganze zur Verdichtung aufgewendete Arbeit wieder abgeben. Zu einer solchen Abkühlung haben wir jedoch geeignete Mittel nicht zur Verfügung, auch würden die sehr niedrigen Temperaturen vor Beginn der Kompression und zu Ende der Expansion, durch welche beständige Eisbildung und Erstarrung der Schmiermittel eintrete, den Betrieb sehr erschweren.

Deshalb erübrigt nichts anderes, als die Luft während des Verdichtungsprozesses durch Wasser, das in den Cylinder tritt, oder denselben umspült, abzukühlen. Damit verzichtet man auf eine Ausnutzung der in Wärme umgesetzten Kompressionsarbeit und sieht auch von jeder Umhüllung der Rohre

und Luftbehälter ab, so daß infolge der großen Oberflächen der meist im Freien befindlichen langen Rohrleitungen und der dünnwandigen Reservoirs die Temperatur der zu den Kraftmaschinen gelangenden komprimierten Luft gleich derjenigen der Umgebung gesetzt werden kann, selbst wenn im Kompressor nur eine teilweise Kühlung stattgefunden hat. Da nun die Rechnung zeigt, daß um so mehr Arbeit aufzuwenden ist, je höher die Temperatur steigt, treibt man die Abkühlung im Kompressor möglichst weit, d. h. sucht Kompression bei konstanter Temperatur zu erlangen.

Um bei sehr hohen Kompressionsgraden eine allzu große Temperatursteigerung zu vermeiden, nimmt man vorteilhaft die Kompression in mehreren aufeinanderfolgenden Cylindern vor, zwischen welchen die erwärmte Luft abgekühlt wird.¹⁷⁶⁾

§ 46. Theorie der Kompression. Während eines Kolbenhubes des Kompressors sind folgende mechanische Arbeiten zu unterscheiden:

- L_1 Arbeit zur Kompression der Luft von atmosphärischem Drucke und Temperatur bis zur Pressung vor den Druckventilen;
- L_2 Verschiebungsarbeit zur Förderung der komprimierten Luft nach dem Reservoir hin;
- L_3 Arbeit, welche von der auf die Rückseite des Kompressorkolbens wirkenden äußeren Atmosphäre nützlich verrichtet wird.

Demnach beträgt die während eines Kolbenhubes aufzuwendende Arbeit

$$L = L_1 + L_2 - L_3.$$

Bezeichnen p und p_1 die Anfangs- und Endpressungen der Luft in kg pro qm, v und v_1 die zugehörigen spezifischen Volumens, t und t_1 die entsprechenden Temperaturen nach Celsius, $T = 273 + t$ und $T_1 = 273 + t_1$ die absoluten Temperaturen, so gilt für trockene atmosphärische Luft das Mariotte-Gay-Lussac'sche Gesetz

$$\frac{p v}{T} = \frac{p_1 v_1}{T_1} = R = 29,272 \dots \dots \dots 128.$$

Statt v und v_1 können auch die Dichten d. h. die Gewichte der Volumeneinheit (cbm) $\gamma = \frac{1}{v}$ und $\gamma_1 = \frac{1}{v_1}$ eingeführt werden.

Mit Einführung des Kompressionsgrades $\epsilon = \frac{p_1}{p}$ lassen sich nachstehende Formeln aufstellen:

a. Kompression bei konstanter Temperatur (nach der Isotherme).

Unter Anwendung des einfachen Mariotte'schen Gesetzes

$$p v = p_1 v_1 = \text{Konst.} = R T \dots \dots \dots 129.$$

werden die Arbeiten pro kg Luft

$$\left. \begin{aligned} L_1 &= p v \log \text{nat} \frac{p_1}{p} = R T \log \text{nat} \epsilon \\ L_2 &= p_1 v_1 \\ L_3 &= p v = L_2, \text{ somit} \\ L &= R T \log \text{nat} \epsilon \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots 130.$$

Bezieht man L auf den Kubikmeter, so wird die Arbeit zur Kompression pro cbm angesaugter Luft von der Anfangsspannung p

$$L = p \log \text{nat} \epsilon$$

und pro cbm komprimierter Luft von der Spannung p_1

$$L = p_1 \log \text{nat} \epsilon.$$

¹⁷⁶⁾ Vergl. Brotherhood. Apparat zum Zusammenpressen der Luft und anderer elastischer Flüssigkeiten, D. R. P. No. 883 u. Dingl. polyt. Journ. 1881 III. S. 171.

Bezeichnet $A = \frac{1}{424}$ das mechanische Wärmeäquivalent, d. h. die einer Kalorie äquivalente Arbeit in Meterkilogrammen, so wird die bei der Kompression zu entziehende Wärmemenge in Kalorien pro kg Luft:

$$Q = A L_1 = A R T \log \text{nat } \varepsilon \dots \dots \dots 131.$$

und pro cbm komprimierter Luft:

$$Q = A p_1 \log \text{nat } \varepsilon \dots \dots \dots 131^a.$$

b. Kompression ohne Mitteilung oder Entziehung von Wärme (nach der Adiabate).

Bezeichnet $c_p = 0,23751$ die spezifische Wärme der Luft bei konstantem Drucke, $c_v = 0,16844$ diejenige bei konstantem Volumen, demnach

$$k = \frac{c_p}{c_v} = 1,41,$$

so gilt für trockene Luft das Gesetz von Poisson

$$p v^k = p_1 v_1^k \dots \dots \dots 132.$$

Unter Zuhilfenahme des Mariotte-Gay-Lussac'schen Gesetzes wird

$$\left. \begin{aligned} T_1 &= T \left(\frac{p_1}{p} \right)^{\frac{k-1}{k}} = T \varepsilon^{0,2908} \\ v_1 &= v \left(\frac{p}{p_1} \right)^{\frac{1}{k}} = \frac{v}{\varepsilon^{\frac{1}{k}}} \\ L_1 &= \frac{p_1 v_1 - p v}{k-1} = \frac{p v}{k-1} \left(\varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) = \frac{c_v}{A} (T_2 - T_1) \\ L_2 &= p_1 v_1 \qquad L_3 = p v \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots 133.$$

Hiernach ergibt sich die pro kg Luft erforderliche Kompressionsarbeit zu

$$L = \frac{k}{k-1} p v \left(\varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) = \frac{c_p}{A} (T_2 - T_1) \dots \dots \dots 134.$$

oder pro cbm angesaugter Luft

$$L = \frac{k}{k-1} p \left(\varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \dots \dots \dots 134^a.$$

und pro cbm komprimierter Luft von der Temperatur t_1

$$L = \frac{k}{k-1} p \varepsilon^{\frac{1}{k}} \left(\varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) = \frac{k}{k-1} p \left(\varepsilon - \varepsilon^{\frac{1}{k}} \right) \dots \dots \dots 134^b.$$

Da sich aber diese auf t_1 erwärmte Luft wieder auf die Temperatur t der äußeren Atmosphäre abkühlt, wobei ihr Volumen im Verhältnis $\frac{T}{T_1} = \frac{1}{\varepsilon^{\frac{k-1}{k}}}$ abnimmt, wird die Arbeit pro cbm komprimierter Luft von der Temperatur t

$$L = \frac{k}{k-1} p_1 \left(\varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \dots \dots \dots 135.$$

Hat man es aber nicht mehr mit trockener, sondern mit feuchter Luft, also mit einem Gemisch von Wasserdampf und Luft zu thun, so gelten vorstehende Beziehungen nicht mehr. Bezeichnen für Anfang und Ende der Kompression p beziehungsweise p_1 die spezifischen Drücke des Gemisches von Luft und Wasserdampf, p' und p'_1 diejenigen des gesättigten Wasserdampfes, also $p-p'$ und $p_1-p'_1$ diejenigen der Luft, γ und γ_1 die Gewichte der Volumeneinheit des gesättigten Wasserdampfes, r und r_1 die spezifischen Verdampfungswärmen, so findet sich unter den Voraussetzungen, daß die Luft beständig mit Wasserdampf gesättigt sei, stets gleiche Temperatur mit dem vorhandenen flüssigen und luftförmigen Wasser besitze und

dafs zu Ende der Kompression nur im dampfförmigen Zustande befindliches Wasser vorhanden sei, nach Mallard¹⁷⁷⁾ für gegebenen Anfangsdruck p und Anfangs- und Endtemperaturen T und T_1 des Gemisches die betreffende Endpres-
 sung p_1 aus

$$\log \text{nat} (p_1 - p'_1) = \frac{c_p}{c_p - c_v} \log \text{nat} \frac{T_1}{T} + \log \text{nat} (p - p') - \frac{r \gamma}{A(p - p')} \left. \begin{array}{l} \\ + \frac{\gamma_1}{A(p_1 - p'_1)} \left(r_1 + T_1 \log \text{nat} \frac{T_1}{T} \right), \end{array} \right\} \dots \dots 136.$$

ferner die zur Kompression und Verschiebung pro kg Luft aufzuwendende Arbeit zu

$$L = \frac{c_p}{A} (T_1 - T) + \frac{c_p - c_v}{A^2} \left(\frac{T_1 \gamma_1}{p_1 - p'_1} (r_1 + T_1 - T) - \frac{r T \gamma}{p - p'} \right) \dots \dots 137.$$

und endlich die pro kg Luft notwendige Einspritzwassermenge in kg zu

$$i = \frac{1}{A} \frac{c_p - c_v}{p_1 - p'_1} T_1 \gamma_1 \dots \dots \dots 138.$$

Pro cbm komprimierter Luft von der absoluten Temperatur T wird dann die aufzuwendende Arbeit

$$\frac{p_1 - p'_1}{R T} L \dots \dots \dots 139.$$

und die Einspritzwassermenge

$$m = \frac{p_1 - p'_1}{R T} i = \frac{T_1}{T} \gamma_1 \dots \dots \dots 140.$$

c. Kompression mit Einschränkung der Temperaturerhöhung durch künstliche Abkühlung.

Findet während der Kompression eine zur Erhaltung konstanter Temperatur nicht ausreichende Kühlung statt, so läfst sich bei unregelmäßiger Wärmeentziehung der Verlauf der Kompressionskurve zum Voraus nicht bestimmen, sondern kann hierüber nur das Indikatordiagramm Aufschluß geben. Der Endpunkt der Kurve läfst sich bei bekannter Endtemperatur berechnen aus

$$\frac{v_1}{v} = \frac{1}{\varepsilon} \frac{T_1}{T}.$$

Bei gesetzmäßiger Kühlung darf als Zustandsgleichung gesetzt werden:

$$p v^a = \text{Konstante}, \dots \dots \dots 141.$$

wobei $1 < a < k$.

Für gegebenen Enddruck p_1 und gegebene Endtemperatur T_1 läfst sich dann a berechnen:

$$a = \frac{\log \varepsilon}{\log \varepsilon \frac{T}{T_1}} \dots \dots \dots 142.$$

Die aufgewendete Arbeit bestimmt sich nun ganz nach den für Kompression nach der Adiabate für trockene Luft aufgestellten Formeln, wenn an Stelle von k der Wert a gesetzt wird, und zwar findet sich die pro cbm komprimierter Luft von der Temperatur T zu leistende Arbeit:

$$L = p_1 \left(\frac{T_1}{T} - 1 \right) \frac{\log \varepsilon}{\log \frac{T_1}{T}} \dots \dots \dots 143.$$

¹⁷⁷⁾ Mallard, Etude theorique etc. Vergl. Litteraturverzeichnis am Schlufs dieser Abteilung des Kapitels.

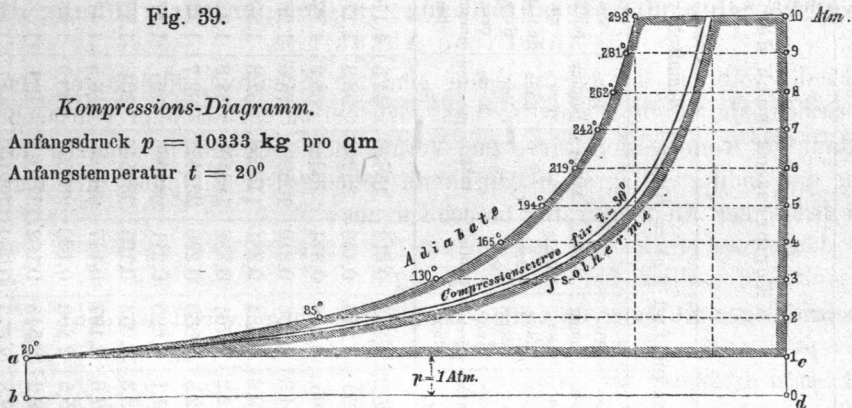
Die folgende Tabelle (S. 206) gestattet einen Überblick über die verschiedenen Kompressionsverfahren. Hierbei sind die für Kompression ohne Mitteleitung oder Entziehung von Wärme eines Luft- und Dampfgemisches eingesetzten Zahlen dadurch gefunden, daß die für Temperaturintervalle von 10° zu 10° berechneten Werte von p , L und i graphisch aufgetragen und aus den sich ergebenden Kurven für Druckintervalle von 1 zu 1 beziehungsweise 5 zu 5 Atm. die Temperaturen, Arbeiten und Einspritzwassermengen ermittelt wurden.

Der Tabelle liegt die Annahme zu Grunde, daß die Anfangsspannung der Luft $p = 1 \text{ Atm.} = 10333 \text{ kg pro qm}$ und die Anfangstemperatur $t = 20^\circ$ Celsius betrage. Die Kompressionsarbeiten sind pro cbm komprimierter Luft von der gleichen Temperatur $t = 20^\circ$ berechnet.

Ein Blick auf die Tabelle zeigt, wie stark sich trockene Luft bei der Kompression nach der Adiabate erwärmt und wie bedeutend hierbei der Mehraufwand an Arbeit gegenüber der Kompression nach der Isotherme ausfällt. Wird aber eine Sättigung der Luft mit Wasserdampf ermöglicht, so erscheinen jene hohen Temperaturen in bedeutendem Maße und die Arbeitsverluste etwa um die Hälfte herabgemindert.

Durch das aus beistehender Fig. 39 ersichtliche, nach der Tabelle entworfene Indikatordiagramm werden diese Verhältnisse ebenfalls veranschaulicht. Als Abscissen sind die Kolbenwege beziehungsweise die denselben proportionalen Volumina, als Ordinaten die Pressungen aufgetragen; die durch Schraffur umgrenzten Flächen repräsentieren die pro Kolbenhub aufgewendeten Arbeiten; das Rechteck $abcd$ giebt die nützliche Gegendruckarbeit der Atmosphäre hinter dem Kolben.

Fig. 39.



§ 47. **Einteilung der Kompressoren.** Nach der Größe des erzeugten Drucks unterscheidet man Nieder-, Mittel- und Hochdruck-Kompressoren, je nachdem die Luft bis 2 Atm., von 2 bis 4 Atm. oder auf eine höhere Spannung komprimiert wird. Die ersteren finden bei einer mittleren Pressung von 1,3 Atm. absolut hauptsächlich als Gebläse für Hohöfen, dann mit 1,7 bis 2 Atm. bei der pneumatischen Depeschenbeförderung Verwendung. Die zweite Gruppe ist namentlich bei pneumatischen Fundationen und die letzte Gruppe besonders bei dem Betriebe der Förder-, Wasserhaltungs- und Gesteinsbohrmaschinen, sowie der Luftlokomotiven in Gebrauch. Nachstehend sollen nur die letzteren Gruppen berücksichtigt und nach der Verschiedenheit der angewandten Kühlverfahren eingeteilt werden. Das einfachste und nächstliegende, auch gleich anfänglich benutzte Mittel besteht in der Kühlung der äußeren

Überblick über die verschiedenen Kompressionsverfahren.

Druck p , der komprimierten Luft in Atmosphären.	Kompression nach der Isotherme. $p v = \text{Konst.}$				Kompression nach der Adiabate. $p v^a = \text{Konst.}$										Arbeitsverlust $\lambda_1 =$					
	Temperatur zu Ende der Kompression. t_1	Volumen zu Ende der Kompression in cbm.	Verhältnis der Volumina.	Arbeit L_a in mkg.	Trockne Luft $p v^k = \text{Konst.}$					Gemisch von Luft und gesättigtem Wasserdampf.					Kompression bei teilweiser Kühlung. $p v^a = \text{Konst. } a = \frac{1}{\log \frac{1}{\epsilon}} \frac{t_1}{T}$		$\frac{L_b}{L_a} - 1$	$\frac{L_c}{L_a} - 1$	$\frac{L_d}{L_a} - 1$	
					Temperatur zu Ende der Kompression t_1 .	Volumen zu Ende der Kompression.	Verhältnis der Volumina.	Arbeit L_b in mkg.	Temperatur zu Ende der Kompression t_1 .	Volumen zu Ende der Kompression in cbm.	Verhältnis der Volumina.	Arbeit L_c in mkg.	Temperatur zu Ende der Kompression t_1 .	Volumen zu Ende der Kompression in cbm.	Verhältnis der Volumina.	Arbeit L_d in mkg.				Volumen zu Ende der Kompression in cbm.
2	20°	1	0,500	14324	85,2	1,223	0,612	15820	44,5	1,110	0,555	15610	0,068	30	1,034	0,517	14563	0,10	0,09	0,02
3	"	"	0,333	34055	130	1,376	0,459	39998	58,3	1,176	0,392	37880	0,136	"	"	0,345	34623	0,17	0,11	"
4	"	"	0,250	57299	165	1,496	0,374	70331	68,2	1,225	0,306	65060	0,215	"	"	0,258	58252	0,23	0,14	"
5	"	"	0,200	83150	194,3	1,597	0,319	105665	75,6	1,261	0,252	95780	0,296	"	"	0,207	84536	0,27	0,15	"
6	"	"	0,167	111088	219,6	1,684	0,281	145258	82,3	1,295	0,216	129750	0,391	"	"	0,172	112935	0,31	0,17	"
7	"	"	0,143	140749	242,2	1,761	0,252	188598	87,8	1,323	0,189	166140	0,487	"	"	0,148	143093	0,34	0,18	"
8	"	"	0,125	171892	262,5	1,833	0,229	235269	92,7	1,349	0,169	204810	0,588	"	"	0,129	174757	0,37	0,19	"
9	"	"	0,111	204333	281,1	1,895	0,211	284966	97	1,371	0,152	245490	0,691	"	"	0,115	207737	0,39	0,20	"
10	"	"	0,100	237928	298,3	1,953	0,195	337546	101	1,391	0,139	287340	0,800	"	"	0,103	241887	0,42	0,21	"
15	"	"	0,067	419745	369,6	2,197	0,147	635959	116,5	1,471	0,098	513240	1,367	"	"	0,069	426722	0,51	0,22	"
20	"	"	0,050	619092	425,5	2,390	0,120	983531	128,5	1,535	0,077	772990	2,000	"	"	0,052	629404	0,59	0,25	"
25	"	"	0,040	831525	472,2	2,545	0,102	1371012	138	1,585	0,063	1054200	2,669	"	"	0,041	845359	0,65	0,27	"
30	"	"	0,033	1054350	512,8	2,673	0,089	1792462	147	1,638	0,055	1355400	3,407	"	"	0,035	1071890	0,70	0,29	"

Cylinderfläche durch Wasser. Hierbei wird der Cylinder in einen Wasserbehälter gestellt oder mit einem Mantel versehen, innerhalb welchen das Wasser cirkuliert. Man läßt letzteres wohl auch in die hohlen Cylinderdeckel, in den Kolben und die Kolbenstange treten. Kompressoren ohne jede oder mit ausschließlich äußerer Kühlung nennt man trockene Kompressoren. Tritt das Kühlwasser mit der Luft in unmittelbare Berührung, so bezeichnet man sie als nasse Kompressoren. Diese zerfallen wieder in solche mit Wasserkolben, welche mit ihren Kolben durch das Zwischenmittel einer Wassersäule auf die Luft wirken, und in solche mit Wassereinspritzung oder halbnasse Kompressoren, die übrigens nicht selten noch mit äußerer Kühlung versehen sind. Ein trockener Kompressor läßt sich leicht in einen halbnassen verwandeln, wenn entweder während der Kompressionsperiode Wasser unter hydrostatischem Drucke oder durch Pumpen eingespritzt, oder dasselbe mit der angesaugten Luft durch die Saugventile eingeführt wird.

Andere Merkmale sind durch Konstruktionsunterschiede gegeben, indem die Kompressoren stehende oder liegende Anordnung erhalten, einfach- oder doppelwirkend, mit Scheiben- oder Plunskerkolben arbeiten und der Antrieb von dem Motor aus auf die verschiedenste Weise bewirkt werden kann. Unter Weglassung eines besonderen Motors läßt sich auch der Wasserdruck oder die lebendige Kraft des Wassers direkt zur Kompression der Luft durch die sogenannten Wassersäulen-Kompressoren verwerten.

§ 48. Volummetrischer Wirkungsgrad. Vergleicht man das von einem Kompressor pro Sekunde wirklich gelieferte Volumen komprimierter Luft V_0 mit dem aus Cylinderdurchmesser, Kolbenhub und Tourenzahl berechneten Volumen V , so findet sich ersteres merklich geringer, und wird das Verhältnis der effektiven zur theoretischen Luftmenge

$$\mu = \frac{V_0}{V}$$

volummetrischer Wirkungsgrad genannt. Dieser Unterschied ist durch Undichtheiten, schädlichen Raum und andere nachfolgend näher erörterte Ursachen bedingt.

a. Undichtheiten

des Kolbens und der geschlossenen Ventile sind Fehler, die nur durch genaue Arbeit und sorgfältige Unterhaltung auf ein bescheidenes Maß beschränkt werden können. Sind Kolben und Saugventile undicht, so wird sich im Indikator-

Fig. 40.

Diagramm eines trockenen Kompressors auf Grube Louisenthal.

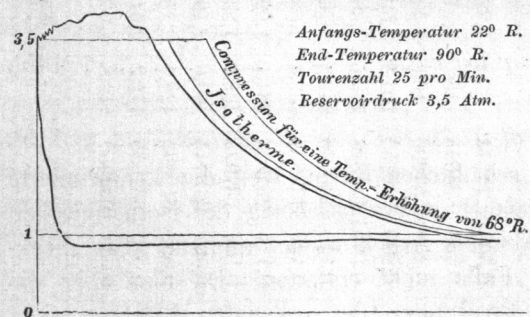


diagramm an der Kompressionskurve eine langsamere, bei undichten Druckventilen eine raschere Drucksteigerung bemerklich machen, als der beobachteten Temperaturzunahme entspricht. So läßt beispielweise im Diagramm Fig. 40 die Lage der Kompressionskurve noch innerhalb der Isotherme trotz einer Temperaturzunahme von 85° C. auf sehr bedeutende

Luftverluste durch Kolben und Saugventile schließen.

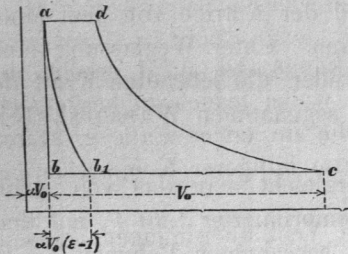
b. Schädlicher Raum.

Mit Rücksicht auf die Ungenauigkeiten der Herstellung und die Veränderungen der Maschine im Laufe des Betriebs muß zur Verhütung des Anschlagens des Kol-

bens in seinen Endstellungen zwischen ihm und dem Cylinderdeckel Spielraum vorhanden sein. Ferner ergeben sich durch die Ventilanschlüsse an den Cylinderenden mehr oder weniger grofse Hohlräume, deren Summe für jede Cylinderseite den schädlichen Raum¹⁷⁸⁾ ausmacht. Hat der Kolben mit der Erreichung seiner äufsersten Stellung das Hinausschieben komprimierter Luft vollendet, so bleibt der schädliche Raum noch mit solcher gefüllt. Beim Rückgange des Kolbens nach erfolgtem Schluß des Druckventils expandiert dieselbe, wie auch die durch das nicht rasch schließende oder undichte Ventil zurückgeströmte Luft und zwar bei nahezu konstanter Temperatur, indem sie den Cylinderwandungen Wärme entzieht, und erlaubt den als selbstthätig vorausgesetzten Saugventilen erst dann sich zu öffnen, wenn ihre Spannung den Ventilwiderständen entsprechend etwas unter derjenigen der äufseren Atmosphäre gesunken ist.

An dem Indikatordiagramm Fig. 41 wird sich der Einfluß des schädlichen Raumes dadurch bemerklich machen, dafs dasselbe nicht die Senkrechte ab , sondern die Kurve ab_1 zeigt. Ist V_0 das Hubvolumen, also Cylinderquerschnitt mal Kolbenhub, αV_0 die Gröfse des schädlichen Raumes auf jeder Cylinderseite, so wird unter der Annahme, dafs alle Vorgänge bei konstanter Temperatur stattfinden, das Luftvolumen αV_0 vom Drucke p_1 expandieren bis zum Drucke p unter einer Volumvergrößerung auf $\epsilon \alpha V_0$. Das wirklich angesaugte Luftvolumen V_s wird:

Fig. 41.



$V_s = V_0 - \alpha V_0 (\epsilon - 1),$

demnach der volummetrische Wirkungsgrad:

$$\mu = \frac{b_1 c}{b c} = 1 - \alpha (\epsilon - 1) \dots \dots \dots 144.$$

Mit wachsendem ϵ nimmt derselbe ab und wird schliesslich für

$$\alpha = \frac{1}{\epsilon - 1} \quad \text{beziehungsweise} \quad \epsilon = 1 + \frac{1}{\alpha}$$

vollständig Null. Beträgt beispielsweise der schädliche Raum 10% des Hubvolumens, so wird bei einer Pressung von 11 Atm. keine komprimierte Luft mehr geliefert. Die pro Hub indizierte Leistung (vergl. Formel 130) wird demnach:

$$L = p \mu V_0 \log \text{nat } \epsilon, \dots \dots \dots 145.$$

die Arbeit pro cbm angesaugter Luft:

$$L_1 = \frac{L}{\mu V_0} = p \log \text{nat } \epsilon \dots \dots \dots 145^a.$$

und pro cbm gelieferter Luft:

$$L_2 = p_1 \log \text{nat } \epsilon \dots \dots \dots 145^b.$$

L_1 und L_2 sind unabhängig vom schädlichen Raum, weil die komprimierte Luft des schädlichen Raumes unter der gemachten Voraussetzung des isothermischen Prozesses bei ihrer Expansion die aufgewendete Arbeit wieder abgibt. Ein direkter Arbeitsverlust wird somit in diesem Falle nicht eintreten. Da nun aber die Reibungswiderstände, bedingt durch die Pressungen der reibenden Flächen, nicht allein von dem Gewicht der Maschinenteile abhängen, sondern mit der in der Maschine geleisteten Arbeit zunehmen, so kann die bei der Kompression aufgewendete Arbeit in der Expansionsperiode nicht vollständig wieder nutzbar gemacht werden.

¹⁷⁸⁾ Vergl. Colladon. Sur l'influence des espaces nuisibles etc. Annales industr. 1877 II. S. 51.

Die Effektverluste durch Reibung nehmen also mit μ ab, weshalb es nicht allein im Interesse der Steigerung der Luftlieferung, d. h. des volummetrischen Wirkungsgrades, sondern auch des dynamischen Wirkungsgrades liegt, den schädlichen Raum möglichst herabzuziehen. Ist beispielsweise $\alpha = 0,04$ und $\varepsilon = 6$, so wird $\mu = 0,8$ d. h. man hätte einen Volumverlust von 20%.

Wellner¹⁷⁹⁾ schlägt deshalb vor, am Schlusse des Kolbenhubes die komprimierte Luft des schädlichen Raumes auf die andere Kolbenseite überströmen zu lassen, wodurch der volummetrische Wirkungsgrad auf den Wert

$$\mu_0 = 1 - \alpha^2 \dots \dots \dots 146.$$

gebracht und die indizierte Leistung gleichfalls erhöht wird auf

$$L_0 = p \frac{1 + \alpha}{1 - \alpha} \log \text{nat } \varepsilon, \dots \dots \dots 147.$$

so daß der hierdurch entstehende Effektverlust wird

$$\zeta_0 = 1 - \frac{L}{L_0} = 1 - \frac{1 - \alpha}{1 + \alpha} = \frac{2\alpha}{1 + \alpha} \dots \dots \dots 148.$$

Die im vorstehenden Beispiele angenommenen Werte ergeben

$$\mu_0 = 1 - 0,0016 \sim 1$$

und $\zeta_0 = 0,08$. Somit würde der volummetrische Wirkungsgrad auf 1 erhöht, der dynamische Wirkungsgrad aber um 8% herabgezogen, wobei jedoch zu berücksichtigen bliebe, daß der letzte Verlust teilweise durch die im ersten Falle größeren Reibungsverluste aufgewogen und daß ein kleinerer also billigerer Kompressor genügen würde.

Der schädliche Raum wird durch entsprechende Ventilanordnungen, genaue Arbeit und sorgfältige Montage verringert, wobei man zwischen Kolben und Cylinderdeckel nur Spielräume von 1 mm bis 3 mm gestattet, so daß er nur noch 1 bis 3% des Hubvolumens beträgt, auch relativ reduziert durch Wahl eines großen Hubverhältnisses. Ferner wird der Einfluß des schädlichen Raumes dadurch zu vermeiden gesucht, daß man, wie es bei den nassen Kompressoren geschieht, alle Hohlräume mit Wasser ausfüllt, doch bleibt hier zu bedenken, daß Wasser unter hohem Druck Luft absorbiert und zudem durch das Hin- und Herschleudern desselben Arbeit verloren geht.

c. Widerstand der Saugventile und nicht momentaner Schluß der Ventile.

Bei dem jedesmaligen Hubwechsel des Kolbens ist die Saugseite des Cylinders mit Luft von geringerer als atmosphärischer Spannung gefüllt, weil das Saugventil erst bei einem bestimmten Überdruck der äußeren Atmosphäre gegenüber dem Saugraum geöffnet und offen gehalten wird. Deshalb muß nachher beim Kolbenrückgang ein Weg zurückgelegt werden, bis die Luft atmosphärische Pressung erlangt hat, wodurch also ein Volumverlust entsteht. Derselbe vergrößert sich noch bei raschem Hubwechsel, indem der Ventilschluß erst erfolgt, nachdem die Luft schon atmosphärische Spannung erlangt hat, hierbei also ein Teil der zuvor angesaugten Luft wieder entweichen wird.

Da sich auch das Druckventil beim Hubende nicht sofort schließt, besteht die Möglichkeit, daß ein Teil der komprimierten und bereits fortgeschobenen Luft wieder in den Cylinder des Kompressors zurücktritt, womit ebenfalls ein Volumverlust verknüpft ist.

¹⁷⁹⁾ Wellner. Schadloshaltung des schädlichen Raumes bei Gebläsemaschinen. Techn. Bl. 1879. S. 91.

Dieser gesamte Verlust wächst mit der Kolbengeschwindigkeit und ist wesentlich von der Konstruktion der Ventile abhängig, welche aus diesen Gründen möglichst geringes Gewicht und kleinen Hub haben sollen und Anpressung durch Federkraft verlangen. Außerdem bietet sich in den gesteuerten Ventilen ein namentlich für große Geschwindigkeiten empfehlenswertes Mittel zur Sicherung des Abschlusses zu bestimmter Zeit.

d. Erhitzung der angesaugten Luft.

Wird die angesaugte Luft durch den heißen Cylinder, Kolben und die Ventile von der Temperatur t auf t_0 , beziehungsweise von T auf T_0 erhitzt, wie es bei Kompressoren mit mangelhafter Kühlung der Fall sein wird, so ist am Hubende wohl ein Cylindervolumen Luft von atmosphärischer Spannung aber von höherer Temperatur, also von geringerer Dichtigkeit angesaugt, woraus ein Volumverlust von $1 - \frac{T}{T_0}$ resultiert.

Anhaltspunkte über den volummetrischen Wirkungsgrad geben Indikatordiagramme, namentlich wenn auch die Temperaturen beobachtet werden, eine genaue Ermittlung ist jedoch nur auf direktem Wege möglich.

Versuche¹⁸⁰⁾ mit einem 1867 auf Grube Gerhard-Prinz-Wilhelm bei Saarbrücken aufgestellten doppelwirkenden trockenen Kompressor von 405 mm Cylinderdurchmesser, 1569 mm Hub und äußerer Kühlung wurden in der Weise ausgeführt, daß man die zur Füllung eines Reservoirs von 16,75 cbm Inhalt mit Luft von bestimmter Spannung erforderlichen Doppelhübe zählte und mit der theoretisch notwendigen Anzahl verglich.

End- pressung in <i>Atm.</i> absolut.	Anzahl der beobachteten Doppelhübe.	Anzahl der berechneten Doppelhübe.	Volum- metrischer Wirkungsgrad μ .	Bemerkungen.
2	23	20,95	0,91	Die seitlich angebrachten Ventilkasten bedingten große schädliche Räume. Vor Beginn des ungefähr 5 Minuten dauernden, mehrmals wiederholten Versuches waren die Luftcylinder völlig kalt.
3	48	41,89	0,87	
4	74,5	62,84	0,84	
5	101	83,79	0,83	

Während des Betriebes wird μ etwas kleiner ausfallen, weil durch die sich nach und nach erwärmenden Maschinenteile schon die angesaugte Luft erhitzt und somit der vorstehend unter d. genannte Verlust eintreten wird.

Indikatordiagramme, welche an einem trockenen Kompressor von 260 mm Cylinderdurchmesser in der Zuckerfabrik Pecek¹⁸¹⁾ abgenommen wurden, lassen bei 60 bis 80 Touren pro Minute, beziehungsweise 0,95 bis 1,26 m Kolbengeschwindigkeit pro Sekunde, und 4 *Atm.* Überdruck einen namentlich durch den schädlichen Raum bedingten Volumverlust von circa 12% erkennen. Durch Wassereinspritzung wurde derselbe hier, wie bei einem Kompressor von 368 mm Cylinderdurchmesser auf der Steinkohlengrube Hostokrej, auf ungefähr 6% reduziert.

Zwei neue Colladon-Kompressoren in Airolo¹⁸²⁾ 1876, mit Wassereinspritzung, vergl. Fig. 1 u. 2, Taf. XII, welche die Luft zum Betriebe der Lokomotiven lieferten, ergaben nachstehende Versuchsergebnisse. Cylinderdurchmesser 275 mm, Hub 450 mm, Hubvolumen beider Kompressoren 0,1 cbm, Reservoirinhalt 65,65 cbm, Barometerstand 660 mm.

¹⁸⁰⁾ Siehe Anmerk. 174. Hafslacher etc. S. 40.

¹⁸¹⁾ Novák. Der Luft-Kompressor am Annaschacht in Pribram. Österr. Zeitschr. für Berg- u. Hüttenwesen. 1879. S. 267.

¹⁸²⁾ Pernolet S. 403 (siehe Litteraturverzeichnis S. 242.).

Spannungs- zunahme in Atm. absolut.	Tourenzahl,		Volummetrischer Wirkungsgrad $\mu = \frac{n}{n_1}$	Bemerkungen.
	berechnet <i>n</i> .	beobachtet <i>n</i> ₁ .		
6 auf 7	755	960	0,78	$n = \frac{65,65}{0,1} \frac{760}{660}$
7 " 8	"	1022	0,74	
8 " 9	"	1150	0,66	
9 " 10	"	1280	0,59	

Sautter und Lemonnier in Paris¹⁸³⁾ stellten mit einem von ihnen ausgeführten Colladon-Kompressor von 240 mm Cylinderdurchmesser und 520 mm Hub Versuche an. Reservoirinhalt 0,593 cbm, Temperatur der angesaugten Luft 11°, der komprimierten Luft im Reservoir 20°, atmosphärischer Druck $p = 1,033$ kg, Reservoirdruck $p_1 = 2,6$ kg, minutliche Tourenzahl zur Erreichung dieser Spannung $n = 79$; der volummetrische Wirkungsgrad berechnet sich zu $\mu = 0,78$.

Die folgenden Daten¹⁸⁴⁾ gelten für einen Sommeiller-Kompressor älterer Konstruktion in Seraing, siehe Fig. 12, Taf. XII. Cylinderdurchmesser 285 mm, Hub 750 mm, Hubvolumen 0,0478 cbm, Reservoirinhalt (nach Abzug des abgesetzten Wassers) 15,834 cbm, Überdruck 4,5 Atm.; Anzahl der beobachteten Hübe 2272; volummetrischer Wirkungsgrad $\mu = 0,66$ d. h. 34% Volumverlust, wovon allein 12% auf den Widerstand der durch Federn einer Spannung von 0,153 Atm. entsprechend angeprelsten Saugventile entfallen.

Ferner mögen die Versuche¹⁸⁵⁾ mit zwei Sommeiller-Kompressoren 1869 auf der Steinkohlengrube Sulzbach-Altenwald bei Saarbrücken angeführt werden. Cylinderdurchmesser 392 mm, Hub 1255 mm, Reservoirinhalt 22,91 cbm.

Doppelhübe der Kompressoren pro Min.	Volummetrischer Wirkungsgrad bei einer effektiven Luftspannung von		
	1 Atm.	2 Atm.	3 Atm.
5,51	0,94	0,88	0,85
11,06	0,93	0,88	0,85
18,03	0,93	0,85	0,80

Während der volummetrische Wirkungsgrad der trockenen Kompressoren von der Kolbengeschwindigkeit nahezu unabhängig ist, da der Einfluss des schädlichen Raumes stets der gleiche bleibt, ändert sich derselbe bei den nassen Kompressoren, besonders denjenigen mit Wasserkolben wesentlich mit der Geschwindigkeit, weil bei raschem Gange das Wasser durch die heftigen Schwankungen verspritzt und hierdurch wieder ein schädlicher Raum geschaffen wird.

Neuere Versuche¹⁸⁶⁾ an dem Wasserkolben-Kompressor des Anna-Schachtes in Pribram von 250 mm Cylinderdurchmesser und 600 mm Hub lassen aus den Indikatorgrammen diese relativen Volumverluste ζ bei verschiedenen Geschwindigkeiten erkennen.

Anzahl der Doppelhübe pro Minute	30	40	50	60	70
Spannung in Atm. absolut	6,25	6	6,32	5,84	6,15
Kolbengeschwindigkeit in m pro Sekunde	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4
Volumverlust ζ	0,01	0,02	0,03	0,06	0,10

Wie sehr eine mangelhafte Ventilordnung den volummetrischen Wirkungsgrad beeinträchtigt, hat sich bei einem Kompressor von sonst gleicher Konstruktion am Lillschacht in Pribram gezeigt, indem obiger Verlust bei 30 Touren 8%, bei 70 Touren aber schon 40% betrug.

¹⁸³⁾ Pernolet. S. 401.

¹⁸⁴⁾ Pernolet. S. 383.

¹⁸⁵⁾ Hafslacher etc. S. 9 (siehe Anmerk. 174).

¹⁸⁶⁾ Novák etc. (siehe Anm. 181.)

Die nachstehenden, von Dubois-François angegebenen Werte gelten für ihre halbnassen Kompressoren, Fig. 3 u. 4, Taf. XII, bei 350 mm Durchmesser, 750 mm Hub und einer Spannung von 5 Atm. absolut:

Kolbengeschwindigkeit pro Sekunde	0,4	0,8	1,0	1,2	1,4
Tourenzahl pro Minute	10	20	25	30	35
Volummetrischer Wirkungsgrad	0,94	0,92	0,90	0,86	0,78

Unter Voraussetzung guter Konstruktion kann der volummetrische Wirkungsgrad für Spannungen von 5 bis 6 Atm. absolut gesetzt werden:

- für trockene und halbnasse Kompressoren $\mu = 0,70$ bis $0,80$,
- für nasse Kompressoren $\mu = 0,80$ bis $0,90$.

§ 49. Dynamischer Wirkungsgrad. Bezeichnet L_0 die indizierte Arbeit des den Kompressor betreibenden Motors, als welchen eine Dampfmaschine vorausgesetzt werden möge, L die im Kompressor nützlich geleistete, also die bei der Kompression nach der Isotherme sich ergebende und für die Luftmaschine disponible Arbeit, so schreibt sich der dynamische Wirkungsgrad des Kompressors:

$$\eta = \frac{L}{L_0}.$$

Als hauptsächlichste Arbeitsverluste ergeben sich:

- L_1 Verlust durch die Temperaturerhöhung während der Kompression,
- L_2 Widerstände beim Durchgang durch die Ventile,
- L_3 Reibungswiderstände in der Maschine.

Andere Arbeitsverluste entstehen durch Luftverluste infolge von Undichtheiten, infolge Erwärmung der angesaugten Luft durch die erhitzten Maschinenteile, ferner durch den Betrieb der Pumpen zur Lieferung des Kühlwassers und bei den nassen und halbnassen Kompressoren durch Fortschieben des Einspritzwassers, endlich bei gesteuerten Ventilen durch nicht präzises Öffnen und Schließen derselben. Diese Verluste jedoch unberücksichtigt gelassen, gilt:

$$L_0 = L + L_1 + L_2 + L_3.$$

L_1 und L_2 auf die im Kompressor nützlich geleistete Arbeit L , hingegen L_3 auf die im Motor indizierte Arbeit L_0 bezogen und

$$\lambda_1 = \frac{L_1}{L}, \quad \lambda_2 = \frac{L_2}{L} \quad \text{und} \quad \lambda_3 = \frac{L_3}{L_0} \quad \text{gesetzt,}$$

ergibt sich als dynamischer Wirkungsgrad:

$$\eta_I = \frac{1 - \lambda_3}{1 + \lambda_1 + \lambda_2} \dots \dots \dots 149.$$

Erfolgt die Kompression nach dem Gesetze $p v^a = \text{Konst.}$ und ist T die Anfangs-, T_1 die Endtemperatur der Kompression, so berechnet sich der Effektverlust λ_1 zu

$$\lambda_1 = \frac{a}{a-1} \frac{\varepsilon^{\frac{a-1}{a}} - 1}{\log \text{nat } \varepsilon} - 1 = \frac{\frac{T_1}{T} - 1}{\log \text{nat } \frac{T_1}{T}} - 1 \dots \dots \dots 150.$$

Für $a = 1$ wird $\lambda_1 = 0$. Bei Kompression ohne Wärmez- oder Abfuhr sowohl für trockene als mit Wasserdampf gesättigte Luft und für Kompression bei teilweiser Wärmeentziehung und einer Endtemperatur $T_1 = 273 + 30$ sind die Werte von λ_1 der auf S. 206 gegebenen Tabelle zu entnehmen.

Die Angaben über die bei trockenen Kompressoren beobachteten Endtemperaturen schwanken sehr bedeutend, indem für 3 Atm. absolute Pressung eine Temperaturerhöhung von 30° bis 90° , bei 4 bis 5 Atm. eine solche von 45° bis 110° angegeben wird. Diese großen Differenzen rühren daher, daß die Lufttemperatur nicht

unmittelbar zu Ende der Kompression, sondern mehr oder weniger weit hinter den Druckventilen gemessen würde. Auch bei stetiger Erneuerung des Kühlwassers hat die äußere Kühlung auf die Endtemperatur nur sehr geringen Einfluß und zwar um so weniger, je größer die Kolbengeschwindigkeit ist, weil der Luft keine genügende Zeit zur Abkühlung gelassen wird. Beobachtungen bei Kompression bis zu 5 Atm. absolut zeigten nur eine Temperaturdifferenz von 4°, je nachdem äußere Kühlung angewendet wurde oder nicht. Die Indikatordiagramme trockener Kompressoren beweisen durchgängig, daß die Kompressionskurve nur sehr wenig von der Adiabate abweicht, so daß hier die in der drittletzten Kolumne der Tabelle auf S. 206 enthaltenen Werte des Effektverlustes λ_1 als gültig angenommen werden können.

Nur wenig günstigere Resultate hinsichtlich dieses Effektverlustes ergeben die Kompressoren mit Wasserkolben. Während der Kompressionsperiode findet eine nur unwesentliche Luftkühlung statt, dieselbe tritt hauptsächlich erst während des Fortschiebens der komprimierten Luft durch die stets nassen Druckventilräume ein. An dem Kompressor am Annaschacht wurden bei einem Reservoirdruck von 5 Atm. absolut folgende Beobachtungen gemacht:

Tourenzahl pro Minute	30	40	50	60	70
Temperatur der Luft im Maschinenlokale	28,5	26	26	26	26
„ „ „ „ Reservoir	30	31	27,5	25	24
„ des Einspritzwassers	14	10,5	10	9	8
„ „ gebrauchten Wassers	25	26,5	25	21	15
Wasserverbrauch in Litern pro Minute	5	7	8	12	20
„ in % des Cylindervolumens	0,27	0,29	0,27	0,34	0,48

Trotzdem nun die Temperatur der Luft in dem mit dem Kompressor im gleichen Lokale befindlichen Luftbehälter nur wenig höher war, als diejenige der angesaugten Luft, lassen doch die Diagramme eine Endtemperatur von 130° bis 140° C. berechnen.

Häufig begnügt man sich damit, mit der angesaugten Luft zugleich das Kühlwasser in den Cylinder einzuführen, mehr in der Absicht einer Unschädlichmachung des schädlichen Raumes und zur Kühlung der Maschinenteile als einer solchen der Luft. Thatsächlich wird letztere auch nur in geringem Maße erreicht, wie die beiden einem Kompressor dieser Konstruktion der I. Anlage an der Nordseite des Gotthard-Tunnels entnommenen Diagramme Fig. 4 u. 5, Taf. XIII, beweisen, in welche zum Vergleiche Isotherme und Adiabate eingetragen sind. Die hinter den Druckventilen gemessene Endtemperatur betrug bei Fig. 4: 11° mit und 50° ohne Kühlung, bei Fig. 5: 12° beziehungsweise 53°, doch dürfte das scheinbar günstige Resultat der Kühlung trotz der niederen Kühlwassertemperatur von 4° bis 5° nur der ungünstigen Anordnung des Thermometers im Abflußrohre zuzuschreiben sein, wodurch wahrscheinlich nur die Temperatur des abfließenden Kühlwassers gemessen wurde.

Etwas wirksamer ist die Wassereinspritzung in Tropfenform in den Druckraum des Cylinders, weil hierbei das Wasser in bessere Berührung mit der Luft gelangt, allein auch hier findet die wesentlichste Kühlung erst nachträglich statt. Für Kompressoren von Dubois-François, Fig. 3 u. 4, Taf. XII, ergäbe sich nach deren Versuchen für

Pressungen in Atm. absolut	2	3	4	5	6
der Effektverlust λ_1	0,12	0,18	0,21	0,23	0,25.

Von entschiedenem Erfolge erwies sich die Einspritzung von Wasser in Staubform während der Kompressionsperiode, angewendet von Prof. Colladon in Genf und dem belgischen Ingenieur Cornet. Vermöge der feinen Verteilung des

Wassers kann dasselbe in innigste Berührung mit der Luft treten, die erzeugte Wärme unter Bildung gesättigten Wasserdampfes sehr rasch aufnehmen und stets gleiche Temperatur mit der Luft behalten.

Wird eine größere Wassermenge eingespritzt, als in der Tabelle angegeben, so daß zu Ende der Kompression nicht allein die Luft vollständig mit Wasserdampf gesättigt ist, sondern auch flüssiges, fein zerteiltes, in der Luft schwebendes Wasser sich noch vorfindet, so kann auch die Endtemperatur noch unter die Tabellenwerte sinken.

Versuche an den am Gotthard-Tunnel aufgestellten Colladon-Kompressoren ergaben, daß für Pressungen bis 8 Atm. absolut und für Kolbengeschwindigkeiten über 1 m pro Sekunde eine Einspritzwassermenge von $\frac{1}{1000}$ bis $\frac{1}{1200}$ des angesaugten Luftvolumens genügte, um die Temperaturerhöhung auf 12° bis 15° einzuschränken.

Im Jahre 1878 wurden auf den Kohlengruben zu Levant-le-Flénu (Belgien) mit einem von dem Ingenieur Cornet konstruierten einfach wirkenden, vertikal stehenden Kompressor sorgfältige Versuche¹⁸⁷⁾ angestellt. Der unten offene Cylinder enthält den durchbrochenen mit 4 Saugventilen aus Rotguß versehenen Kolben, in seinem Deckel die vier ebenfalls aus Rotguß bestehenden Druckventile und ist mit einem Mantel aus Eisenblech umgeben, innerhalb dessen Kühlwasser circulierte. Durch vier symmetrisch angeordnete Zerstäubungsapparate wird mittelst einer Druckpumpe Wasser eingepreßt. Cylinderdurchmesser 600 mm, Hub 1000 mm, Tourenzahl pro Minute 30 bis 40, Kolbengeschwindigkeit pro Sekunde 1,0 bis 1,33 m, Luftdruck absolut 5,21 Atm., Temperatur der angesaugten Luft 10° , der komprimierten Luft über den Druckventilen 17° , Effektverlust $\lambda_1 = 0,016$, Einspritzwassermenge pro cbm angesaugter Luft 6,516 l, Temperatur der komprimierten Luft bei nur äußerer Kühlung 109° , aufgewendete Arbeit zur Wassereinspritzung 0,0128 der Kompressionsarbeit.

λ_2 wird durch Vergleich des theoretischen mit dem wirklichen Indikatordiagramm gefunden, welches einerseits mit seiner Saugkurve unter der atmosphärischen Linie und andererseits mit der Druckkurve über der dem Reservoirdruck entsprechenden Horizontalen liegt, siehe Fig. 4 u. 5, Taf. XIII. Dieser Verlust wächst mit der Kolbengeschwindigkeit und ist im allgemeinen für trockene Kompressoren geringer als für nasse und halbnasse Kompressoren, weil bei letzteren das verspritzte, mit der Luft ein- oder austretende Wasser die Ventilquerschnitte verengt. Für 40 bis 50 Touren pro Minute und 0,8 bis 1,0 m Geschwindigkeit pro Sekunde ergab sich bei dem nassen Kompressor am Annaschacht in Pribram $\lambda_2 \cong 0,05$, stieg aber bei 60 bis 70 Touren auf $\lambda_2 \cong 0,15$. Noch bedeutend höher fällt λ_2 bei kleinen Querschnitten und ungünstiger Anordnung der Ventile aus, wie die Diagramme Fig. 4 u. 5, Taf. XIII, erkennen lassen. Cylinderdurchmesser 420 mm, Hub 650 mm, Querschnitt der Saugventile 0,008 qm, der Druckventile 0,002 qm, also ungefähr $\frac{1}{17}$ beziehungsweise $\frac{1}{70}$ des Cylinderquerschnitts. Letzterer ohnedies viel zu kleine Querschnitt wurde bei Wassereinführung in den Cylinder noch durch das austretende Wasser derart verengt, daß bei 70 Doppelhuben pro Minute der Überdruck auf 4,5 Atm. über den Reservoirdruck stieg.

Der wesentlich durch die Art der Bewegungsübertragung zwischen Motor und Kompressor beeinflusste Verlust λ_3 läßt sich durch Vergleich der Diagramme der Dampfmaschine mit denen des Kompressors ermitteln.

Versuche an einem Sommeiller-Zwillingskompressor der Société Cockerill¹⁸⁸⁾ von 450 mm Cylinderdurchmesser des Kompressors, 500 mm Durchmesser des Dampfcylinders, 1200 mm Hub und 4 Atm. absolute Luftpressung ergaben $\lambda_3 = 0,16$.

¹⁸⁷⁾ Mativa, Rapport etc. siehe Litteraturverzeichnis am Schlusse dieser Abteilung des Kapitels.

¹⁸⁸⁾ Pernolet, S. 385.

Kompressoren gleicher Konstruktion und Gröfse auf den Gruben von Blanzky¹⁸⁹⁾ lieferten folgende Resultate:

Spannung in Atm. absolut p_1	5,4	3,5	5,45
Tourenzahle pro Minute n	10—11	10—11	13—15
Effektverlust λ_s	0,17	0,20	0,10

Weniger günstige Werte ergaben die Versuche an dem Kompressor am Annaschacht¹⁹⁰⁾ bei einer Spannung von 6 Atm. absolut:

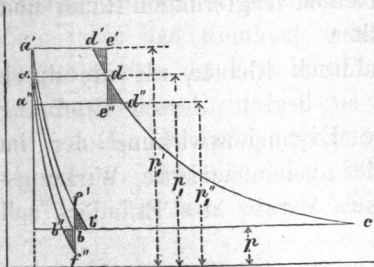
Tourenzahle pro Minute n	30	40	50	60	70
Mittlere Kolbengeschwindigkeit pro Sekunde	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4
Effektverlust λ_s	0,25	0,21	0,22	0,23	0,30

Der Berechnung der Kompressoren darf für mittlere Pressungen von 3 bis 4 Atm. absolut und kleine Geschwindigkeiten $\eta_t = 0,70$ und für Pressungen von 6 bis 7 Atm. absolut und gröfsere Geschwindigkeiten $\eta_t = 0,55$, bei Wassereinspritzung in Staubform $\eta_t = 0,70$ zu Grunde gelegt werden.

Bei einem mit zwangläufig bewegten Ventilen, Schiebern oder Hähnen ausgerüsteten Kompressor ergeben sich dadurch Arbeitsverluste, dafs die Ventileröffnung nicht rechtzeitig erfolgt, indessen der Zeitpunkt für den Schlufs der Saug- wie der Druckventile durch den Hubwechsel genau fixiert wird, während die ersteren sich erst öffnen sollten, wenn die Luft im schädlichen Raum bis zum Atmosphärendrucke expandiert, die letzteren hingegen, wenn die Luft auf den im Reservoir herrschenden Betriebsdruck komprimiert ist. Dies tritt aber nicht stets bei der gleichen Kolbenstellung ein, weil der Betriebsdruck nicht genau konstant gehalten werden kann, abgesehen von den geringen Schwankungen, welchen das Gesetz, nach dem die Kompression und Expansion erfolgt, unterworfen ist.

Angenommen, die Steuerung sei für einen mittleren Betriebsdruck p_1 eingerichtet, so stellt im Indikatordiagramm Fig. 42 der Inhalt der Fläche $a b c d$ die pro Hub zu leistende Arbeit dar. Steigt der Betriebsdruck auf p_1' , so würde unter richtigen Verhältnissen die Fläche $a' b' c' d'$ die aufgewendete Arbeit repräsentieren. Da aber bei den gleichen Kolbenstellungen, wie vorher, Druck- und Saugventile eröffnet werden, wobei der Betriebsdruck p_1' auf der Druckseite durch Kompression und der Atmosphärendruck p auf der Saugseite durch Expansion noch nicht erreicht ist, so findet einerseits eine plötzliche Drucksteigerung auf p_1' , andererseits eine plötzliche Druckverminderung auf p statt, die sich durch die Vertikallinien $d e'$ beziehungsweise $f' b$ bemerkbar machen. Die Fläche $a' f' b c d e'$ repräsentiert deshalb den wirklichen Arbeitsverbrauch, $d d' e'$ und $b b' f'$ repräsentieren die Arbeitsverluste. In ähnlicher Weise stellen sich bei einem auf p_1'' gesunkenen Betriebsdruck durch die Fläche $a'' f'' b c d e''$ die Arbeitsleistung und durch $d d'' e''$ und $b b'' f''$ die Arbeitsverluste dar.

Fig. 42.



Bei kleinen schädlichen Räumen und nicht allzu großen Schwankungen des Betriebsdruckes fallen die Arbeitsverluste auf der Saugseite verhältnismässig klein aus, man kann also unbedenklich gesteuerte Saugventile anwenden. Dagegen wird es sich unter Umständen bei den Druckventilen empfehlen, ihre Eröffnung selbstthätig, ihren Abschlufs

aber zwangläufig bewerkstelligen zu lassen.

¹⁸⁹⁾ Pernolet. S. 386.

¹⁹⁰⁾ Novák. S. 317.

§ 50. **Trockene Kompressoren.** Einen auf den Kohlengruben von Sars-Longchamp 1865 in Betrieb gesetzten doppeltwirkenden, liegenden Kompressor zeigen Fig. 6 u. 7, Taf. XII. Luftpressung 4,5 Atm. absolut, Tourenzahl 30 pro Minute, mittlere Kolbengeschwindigkeit 1,5 m pro Sekunde, Querschnitt der Saugventile $0,0245 \text{ qm} = 0,087$ des Cylinderquerschnitts, der Druckventile $0,0225 \text{ qm} = 0,079$ des Cylinderquerschnitts. Saug- und Druckventile sind durch rechteckige Kautschukklappen von 30 mm Dicke gebildet, deren Dauer 3 bis 4 Monate betrug.

Auf der Südseite des Gotthard-Tunnels (Airolo) wurden von der Société Genevoise de construction 12 Colladon-Kompressoren¹⁹¹⁾, Fig. 1 u. 2, Taf. XII, aufgestellt, welche wegen der bei ihnen sehr vollkommen durchgeführten äusseren Kühlung hier besprochen werden sollen. 1850 begannen die ersten Versuche Colladon's mit Kompressoren ähnlicher Konstruktion¹⁹²⁾ für 12 bis 14 Atm. Druck. 1871 wurden dieselben zum ersten Male auf den oberitalienischen Eisenbahnen zum Komprimieren des für die Waggonbeleuchtung nötigen Gases verwendet. In die hohle Cylinderwandung wird fortwährend Kühlwasser unter natürlichem Drucke eingeleitet, eventuell eingepumpt, ebenso cirkuliert solches beständig in der hohlen Kolbenstange und dem Kolben. In erstere ist ein Kupferrohr *A* mit dem einen Ende fest eingeschraubt und mittelst Stopfbüchse an dem dünnen durch den Bügel *B* gehaltenen Zuleitungsrohre *C* gedichtet. Letzterem wird das Wasser durch ein bei *a* angebrachtes Kautschukrohr zugeführt. Wie durch Pfeile angedeutet, durchfliesst das Kühlwasser zuerst das Kupferrohr, kühlt dann den rechten Teil der Kolbenstange, tritt bei der kolbenartigen Verdickung *b* des Kupferrohrs in den Kolben, von da in den linken Teil der Stange und wird bei *c* mittelst Kautschuksehlauch abgeführt. Cylinderdurchmesser 460 mm, Hub 450 mm, Hubvolumen = Cylindervolumen minus schädlichen Raum = $0,071 \text{ cbm}$, Querschnitt der beiden Saugventile $0,0184 \text{ qm}$, des Druckventils $0,0066 \text{ qm}$ (also $0,11$ beziehungsweise $0,04$ des Cylinderquerschnitts), Luftpressung 7 bis 8 Atm. absolut, Tourenzahl 90 pro Minute.

Die komplizierte und sich als nutzlos erweisende Kühlung von Kolben und Stange wurde bald aufgegeben.

Der zuerst 1874 in weiteren Kreisen bekannt gewordene Kompressor von Sturgeon in Leeds¹⁹³⁾ mit äusserer Kühlung, Fig. 13, Taf. XII, zeichnet sich durch grosse Kolbengeschwindigkeit von 0,66 bis 2,24 m pro Sekunde bei 65 bis 220 Touren pro Minute aus. Das Saugventil bildet zugleich die Stopfbüchse der Kolbenstange des Kompressors und ist durch die Reibung gezwungen, bei jedem Hubwechsel an der Kolbenbewegung teilzunehmen. Durch 8 bis 10 im Cylinderdeckel im Kreise angebrachte Druckventile tritt die komprimierte Luft in einen ringförmigen Raum und von da in die Leitung beziehungsweise den Luftbehälter.

Ist der auf dem Saugventile lastende Maximaldruck kleiner, als die durch Anziehen der Stopfbüchse hervorgerufene Reibung, so beginnt dessen Eröffnung genau mit Hubwechsel. In diesem Falle geht die Expansionswirkung der im schädlichen Raum eingeschlossenen Luft verloren, der volummetrische Wirkungsgrad wird auf Kosten des dynamischen erhöht. Nach Angabe des Erfinders soll

¹⁹¹⁾ Machines à comprimer l'air, Système Colladon. Annal. industr. 1874 II. S. 456, Pl. 83—84 u. Engng. 1875 I. S. 104.

¹⁹²⁾ Pompe de compression par Colladon. Armengaud. Publ. ind. 1872. Vol. 20. Taf. 32.

¹⁹³⁾ Sturgeon's high speed air compressor. Engng. 1874 II. S. 319, 322 u. Prakt. Masch. Konstr. 1875. S. 278.

die Reibung aber kleiner sein als der genannte Druck, damit sich das Saugventil erst dann öffnet, wenn die Druckventile sicher geschlossen sind, weshalb auch absichtlich der schädliche Raum etwas größer gehalten wird, als sonst üblich und vorteilhaft ist.

Der Sturgeon-Kompressor findet sich sowohl in Europa als Amerika verbreitet. In Deutschland wird er von dem Duisburger Maschinenbau-Aktienverein, vormals Bechem & Keetmann, gebaut und von den Ingenieuren Wortmann und Frölich in Düsseldorf¹⁹⁴⁾ für Gesteinsbohrmaschinenbetrieb verwendet, ebenso in Österreich von der Ingenieurfirma Mahler & Eschenbacher in Wien.

In ähnlicher Weise lösen Menck & Hambrock in Ottensen bei Altona die Aufgabe der gezwungenen Bewegung des Saugventils, siehe D. R. P. No. 1398.

Sturgeon's neuer „trunk air compressor“¹⁹⁵⁾, Fig. 1, Taf. XIII, besteht aus zwei einfach wirkenden Plunserpumpen, deren Kolben durch außerhalb der Cylinder gelegene Traversen verbunden sind. Die außen von Wasser umspülten Cylinder sind behufs guter Kühlung sehr dünnwandig gehalten und gerippt. Die Ventile haben große Durchmesser, bedürfen somit nur eines kleinen Hubes, der schädliche Raum ist auf ein Minimum reduziert, die Saugventile werden sich durch ihr Beharrungsvermögen bei Hubwechsel rasch öffnen und schließen und zwar um so mehr, je größer die Kolbengeschwindigkeit. Aus dem Diagramm Fig. 2, Taf. XIII, welches einem Kompressor dieser Konstruktion entnommen wurde, ist der geringe Einfluss des schädlichen Raumes, repräsentiert durch die Fläche *abc*, wohl zu erkennen.

Eine Konstruktion, bei der durch gezwungene Bewegung der Ein- und Auslassorgane große Geschwindigkeiten ermöglicht werden sollen, zeigt der Kompressor von Allen in Newyork, D. R. P. No. 11639, Fig. 14 u. 15, Taf. XII. Der durch Excenter bewegte Schieber trägt auf seinem Rücken eine Kautschukklappe. Dadurch wird Eröffnung und Abschluss des Saugraumes, sowie Abschluss des Druckraumes zwangsläufig, dagegen die Eröffnung für Austritt der komprimierten Luft selbstthätig bewirkt. Der durch Verwendung eines Schiebers sich ergebende große schädliche Raum soll durch eine Flüssigkeit — Öl, Wasser oder Wasser und Soda — ausgefüllt werden, die zugleich zur Schmierung und Kühlung der heißen Maschinenteile dient. Unterhalb des Schieberkastens befindet sich ein Behälter *A*, in dem diese Flüssigkeit beständig unter vollem Drucke steht, so dass sie durch ein Rohr während der Periode des Ansaugens und Zusammendrückens in einer durch einen Hahn regulierbaren Menge in den Cylinder tritt, um schliesslich mit der komprimierten Luft wieder hinausgeschoben zu werden und von dem tiefsten Punkte des Schieberkastens in den Behälter *A* zurückzuffliessen.

Die Bestrebungen, welche sich bei der Konstruktion der neueren trockenen Kompressoren zur Erzielung hoher dynamischer und volummetrischer Wirkungsgrade bei Anwendung großer Geschwindigkeiten geltend machen, sind:

1. Thunlichste Verminderung des schädlichen Raumes durch Anordnung der Ventile in den Cylinderdeckeln und durch Reduktion des Spielraumes zwischen Kolben und Cylinderdeckel auf 1 bis $1\frac{1}{2}$ mm.

¹⁹⁴⁾ Erdmann, Über den heutigen Stand der Steinbohrtechnik etc. Zeitschr. des Ver. deutsch. Ing. 1880. S. 37. — Krautschopp. Provinzial-Gewerbe-Ausstellung in Düsseldorf. Prakt. Masch. Konstr. 1880. S. 334. Skizzenbl. XXI.

¹⁹⁵⁾ Sturgeon's air compressor and Stone's pneumatic sewerage system. Engng. 1879 II. S. 51. — Sturgeon's trunk air compressor Engng. 1881 I. S. 172 und Maschinenb. 1881. S. 241.

2. Verwendung leichter, durch Federn angepfeßter Ventile aus Rotguß oder dünnem durch Wölbung widerstandsfähig gemachtem Stahlblech, welche große Durchgangsquerschnitte bei geringem Hube darbieten. Für Pressungen unter 3 Atm. absolut können Leder- oder Kautschukklappen gebraucht werden. Anordnung guter Kolbendichtung mit gußeisernen oder metallenen Kolbenringen.
3. Durchführung zweckmäßiger Kühlung unter Vermeidung komplizierter Einrichtungen durch Verwendung dünnwandiger, — in Amerika mit Vorliebe aus Rotguß hergestellter — Cylinder mit Längsrippen oder schraubenförmigen Rippen, zwischen denen das Kühlwasser cirkuliert. Sehr wirksam ist die innere Cylinderkühlung bei einfach wirkenden Pumpen während der Druckperiode.
4. Anwendung gesteuerter Ventile.

Gebräuchliche Verhältnisse für trockene Kompressoren sind:

Hubverhältnis $\frac{H}{D} = 1,0$ bis $3,0$. — Querschnitt der Saugventile $\frac{1}{5}$ bis $\frac{1}{8}$, der Druckventile $\frac{1}{8}$ bis $\frac{1}{10}$ des Cylinderquerschnitts. — Zahl der Umdrehungen pro Minute 75 bis 150. — Kolbengeschwindigkeit pro Sekunde 0,8 bis 1,5 m.

§ 51. Kompressoren mit Wassereinspritzung. Bei dem auf belgischen und französischen Gruben mehrfach verwendeten Kompressor des belgischen Ingenieurs François in Seraing¹⁹⁶), Fig. 3 u. 4, Taf. XII, erfolgt das Ansaugen der Luft durch zwei im Cylinderdeckel angebrachte armierte Lederklappen, das Fortschaffen derselben durch ein stets mit Wasser bedecktes Druckventil aus Rotguß, die Wassereinspritzung mittelst einer Brause, in der Regel durch den Luftdruck selbst in der Hubperiode, während welcher der Druck im Cylinder kleiner ist als im Reservoir. Der durch selbstspannende Ringe gedichtete Kolben und nicht selten auch dessen Stange sind mit Rotgußfutter umgeben. Mit der Luft wird jedesmal auch ein der eingespritzten Wassermenge gleiches Quantum in das Reservoir gedrückt, von wo es nach gehöriger Abkühlung von den Pumpen wieder angesaugt wird. Ein Hahn läßt die vollständige Entleerung des Cylinders zu. Tourenzahl pro Minute 20 bis 50, Kolbengeschwindigkeit pro Sekunde 0,75 bis 1,5 m, (in einzelnen Fällen bis 2,0 m), Hubverhältnis $\frac{H}{D} = 1,5$ bis 2,9, Querschnitt der Saugventile $\frac{1}{5}$ bis $\frac{1}{6}$, der Druckventile $\frac{1}{8}$ bis $\frac{1}{10}$ des Cylinderquerschnitts.

Ausgedehnte Anwendung hat in Nordamerika der einfach wirkende vertikale Kompressor von Burleigh in Fitchburg (Massachusetts), Fig. 5, Taf. XII, gefunden. Kolben, wie Saug- und Druckventil sind aus Rotguß, letzteres durch Federdruck niedergepfeßt. Sie gewähren große Durchgangsöffnungen bei geringem Hub und sind von oben nach Abhebung des Abschlußdeckels leicht zugänglich. Die Überschreitung des zulässigen Maximaldruckes wird durch ein Sicherheitsventil mit Gewichtsbelastung verhindert. Die Einspritzung des Kühlwassers erfolgt während der Saugperiode. Neuere von der Putnam Machine Co. in Fitchburg ausgeführte Kompressoren von größeren Dimensionen erhalten keine hohlen Taucher-, sondern durchbrochene Scheibenkolben und an Stelle der bronzenen Saugventile flache armierte Kautschukplatten. Hubverhältnis $\frac{H}{D} = 1,0$ bis 1,5.

Den Übergang zu den Kompressoren mit Wasserkolben bildet der von der

¹⁹⁶) Dubois & François. Air compressor. Engng. 1876 I. S. 249; Maschinenb. 1876. S. 226; Pakt. Marsch. Konstr. 1877. S. 299.

Pariser Weltausstellung 1878 bekannte Kompressor von Dubois und François, Fig. 3, Taf. XIII, bemerkenswert durch die Verbindung der beiden möglichst leicht beweglich gemachten Saugventile.

Als Nachteil dieser, wie auch der erst angeführten Konstruktion ist zu bezeichnen, daß bei Hubbeginn die angesaugte Luft gezwungen wird, ihren Weg durch das Wasser hindurch zu suchen.

Die Einspritzung des Wassers in Staubform erfolgt bei dem Kompressor von Colladon, Fig. 1 u. 2, Taf. XII, durch je zwei in die Cylinderdeckel bei *D* eingeschraubte, aus Rotguß hergestellte Zerstäubungsdüsen oder Pulverisateurs, Fig. 28 u. 29, Taf. XII. In das eine Ende derselben ist eine Platte mit zwei sehr feinen, höchstens $\frac{1}{2}$ mm weiten, runden oder länglichen, schief gegen einander gerichteten Durchbohrungen eingesetzt. Die Pumpe, welche das Kühlwasser für die äußere Kühlung liefert, preßt auch das Wasser durch die Düsen, wobei sich die sehr feinen Strahlen treffen und vollständig zerstäuben.

Von Cornet wurde eine etwas abgeänderte Konstruktion dieser Zerstäubungsdüsen verwendet.¹⁹⁷⁾

Schütz & Hertel in Wurzen (Sachsen), D. R. P. No. 13711, zerstäuben den während der Saugperiode eintretenden feinen Wasserstrahl durch einen denselben unter einem Winkel treffenden Luftstrom. Da diese Kompressoren rasch gehen, wird sich das fein zerteilte Wasser auch leicht noch bis zur Kompressionsperiode, wo es allein wirksam kühlen kann, in der Luft schwebend erhalten.

Die für trockene Kompressoren geltenden Konstruktionsregeln gelten auch für die mit Wassereinspritzung in Staubform versehenen, deren Anwendung dann empfehlenswert ist, wenn sehr reines, gut filtriertes Wasser zur Verfügung steht, denn andernfalls würden sich die feinen Öffnungen der Einspritzvorrichtungen bald verstopfen.

§ 52. Kompressoren mit Wasserkolben. Der älteste Typus derselben ist der von dem Ingenieur Sommeiller¹⁹⁸⁾ eingeführte und beim Bau des Mont-Cenis-Tunnels zuerst, seitdem vielfach in Gruben und auch bei der provisorischen Anlage auf der Nordseite des Gotthard-Tunnels verwendete Kompressor, Fig. 12, Taf. XII. Die Saugklappe, wie auch das runde Druckventil sind von Rotguß. Beim Vorwärtsgange des Kolbens steigt die Wassersäule über das Druckventil, sodafs bei jedem Hube ein gewisses Wasserquantum, für dessen Ersatz die Rohrleitung *a* dient, mit der komprimierten Luft fortgedrückt wird. Die mit Regulierhahn versehene Leitung *a* ergießt das Wasser in einen kleinen Kasten mit Überlaufrohr *b*, von dem aus dasselbe durch das Saugventil in den Kompressor gelangt.

Das Saugventil des Kompressors der Maschinenbau-Aktiengesellschaft Humboldt¹⁹⁹⁾, Fig. 8, Taf. XII, besteht aus einem Kautschukringe, der sich um den durchlochten cylindrischen Ventilsitz legt. Infolge des äußeren Luftdruckes wird beim Ansaugen der Ring ausgedehnt, so daß die Luft eintreten kann. Das Druckventil ist eine ebene ringförmige Kautschukplatte. Neuerdings sind nach D. R. P. No. 3360 Saug- wie Druckventil durch Kautschukringe kreisförmigen Querschnitts

¹⁹⁷⁾ Revue univ. des mines. 1878 I. Pl. 30.

¹⁹⁸⁾ Civiling. 1863. Taf. 26 (Mont Cenis); Annal. industr. 1874. Pl. 21/22 (St. Gotthard); Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1876. Taf. XI (Grube Friedrichsseggen bei Oberlahnstein).

¹⁹⁹⁾ Engng. 1875 I. S. 539; Prakt. Masch. Konstr. 1875. S. 99, 114, Taf. 26 u. 30; Riedler. Bericht über wissenschaftliche Exkursionen etc. Wien 1876. Skizze No. 55.

gebildet, durch deren Ausdehnung und Zusammenziehung die Ventildurchgangskanäle für den Eintritt und Austritt geöffnet und geschlossen werden.

Bei dem Kompressor, Fig. 9 u. 10, Taf. XII²⁰⁰⁾, mit Druckventilen aus Gummi und ledernen armierten Saugklappen gelangt das mitgeförderte Wasser in den Kessel *A*, wo der Abfluss desselben durch den mit einem Kolbenschieber verbundenen Schwimmer *B* reguliert wird.

Die älteren Kompressoren durften bei einem Hubverhältnis von $\frac{H}{D} = 2$ bis 3,2 infolge der in oscillierende Bewegung zu setzenden Wassermassen erfahrungsgemäß nur mit 6 bis 16 Touren pro Minute und mit einer Kolbengeschwindigkeit von 0,2 bis 0,75 m pro Sekunde arbeiten, wenn Stöße vermieden und die Wirkungsgrade nicht zu bedeutend reduziert werden sollten. Um nun unverhältnismäßig voluminöse und kostspielige Anlagen zu umgehen, war man hauptsächlich auf die Erhöhung der Geschwindigkeit bedacht. Die neueren von der Maschinenbau-Aktiengesellschaft Humboldt gebauten Kompressoren erhalten ein Hubverhältnis von $\frac{H}{D} = 3$, einen Durchmesser $D = 125$ bis 800 mm und arbeiten bei 45 bis 15 Touren mit 0,6 bis 1,2 m mittlerer Kolbengeschwindigkeit. Die rationellste Konstruktion wird durch Berücksichtigung folgender Gesichtspunkte erzielt:

1. Für die richtige Funktion des nassen Kompressors ist neben der Geschwindigkeit des Kolbens hauptsächlich diejenige des auf- und abwärtssteigenden Wasserspiegels, der bei seiner Bewegung möglichst als glatte horizontale Ebene erhalten bleiben soll, maßgebend. Deshalb darf sich derselbe nur mit geringer Geschwindigkeit heben und senken und hierbei weder große noch plötzliche Querschnittsänderungen erfahren, namentlich nie in den horizontalen Cylinder treten. Diesen Bedingungen wird durch eine nicht zu geringe Höhe der vertikalen Cylinderstutzen und durch eine nach oben sich konisch erweiternde Form derselben genügt, so daß die Geschwindigkeit des Wasserspiegels nicht größer als 0,4 der mittleren Kolbengeschwindigkeit wird.

2. Saug- und Druckventile müssen in derselben Höhe liegen. Bei Tieferlage der letzteren bildet sich ein schädlicher Raum, da die komprimierte Luft nicht vollständig entweichen kann, während im umgekehrten Falle die Luft durch das Wasser hindurch muß, wodurch Luft mit Wasser gemischt, Schaum gebildet wird und somit künstliche schädliche Räume entstehen.

3. Es sind große Saug- und Druckventilquerschnitte von etwa $\frac{1}{3}$ des Cylinderquerschnitts nötig, was ja ohnedies infolge der sich kegelförmig erweiternden Stutzen konstruktiv leicht durchführbar ist. Die ganze Ventilfläche darf im Verhältnis zur freien Durchgangsfläche nicht zu groß sein, damit die Eröffnung nur einen geringen Überdruck erfordert.

4. Als Druckventile haben sich am besten weiche, runde, in der Mitte durch eine Schraube festgehaltene Gummiklappen mit kugelförmigen Hubfängern bewährt, als Saugventile gewöhnliche runde schmiedeiserne mit Gummipplatten belegte Teller, deren rascher Schluß durch ein bei der Eröffnung zusammengedrücktes Gummrohr beschleunigt wird.

Der französische Ingenieur Hanrez²⁰¹⁾ erzielte Kolbengeschwindigkeiten von 1,0 bis 1,2 m pro Sekunde, indem er für den Wasserspiegel nur eine halb so große Geschwindigkeit zuließ.

²⁰⁰⁾ Sammlung von Zeichnungen für die Hütte. 1876. Taf. 1^b.

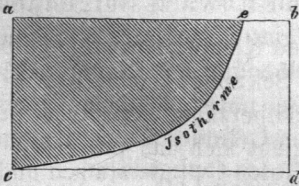
²⁰¹⁾ Prosper Hanrez. Pompe à comprimer l'air. Revue univ. des mines. 1879 I, S. 139. Taf. 9.

Vollständig erfüllt sind obige Bedingungen durch den mehrfach erwähnten Kompressor von Stanek, gebaut von Breitfeld, Danek & Co. in Prag, aufgestellt am Annaschacht in Pribram, welcher bei 30 bis 70 Touren pro Minute und 0,6 bis 1,4 m Kolbengeschwindigkeit pro Sekunde zufriedenstellend arbeitet. Kompressoren dieser Konstruktion sind auch am Arlbergtunnel²⁰²⁾ in Verwendung.

Ein Vergleich der verschiedenen Kompressorensysteme läßt erkennen, daß schnellgehende trockene Kompressoren die geringsten Anlagekosten bedingen, solche mit Wassereinspritzung besonders in Staubform den Vorzug geringerer Kraftverluste, aber den Nachteil erhöhter Anlagekosten durch die erforderlichen Pumpen und eventuell Filtrierapparate mit sich bringen und daß endlich die Kompressoren mit Wasserkolben durch geringste Reparaturbedürftigkeit die größte Betriebssicherheit darbieten.

§ 53. Wassersäulen-Kompressoren. Wird der hydrostatische Druck einer Wassersäule zur Luftkompression in der Weise wirksam gemacht, daß das Druckwasser in ein geschlossenes mit Luft von atmosphärischer Spannung gefülltes Gefäß tritt und diese Luft bis zu einem der Wasserpressung gleichem Drucke verdichtet, so geht bis zum Eintritt der Volldruckperiode der größte Teil der aufgewendeten Arbeit verloren. In dem Diagramm Fig. 43 ist dieser Verlust durch die schraffierte

Fig. 43.



Fläche ace , die disponible Arbeit durch das Rechteck $abcd$, die geleistete Arbeit durch $cebd$ dargestellt. Solche Kompressionsapparate arbeiten demnach sehr unvorteilhaft, werden aber doch in kleineren Ausführungen etwa im Anschlusse an städtische Wasserleitungen ihrer Einfachheit halber verwendet.²⁰³⁾ Versuche von Worms de Romilly und Bontemps an den Kompressions-Appa-

raten der Pariser pneumatischen Depeschbeförderung ergaben nachstehende Wirkungsgrade:

Wasserdruck in m	6	8,5	11	20	30	40
Wirkungsgrad	0,392	0,237	0,214	0,118	0,079	0,059.

Nutzt man aber die lebendige Kraft einer sinkenden Wassersäule aus, wobei ein größerer, als der der Druckhöhe entsprechende Kompressionsgrad erreicht wird, so lassen sich auch höhere Wirkungsgrade erzielen. Von dem Ingenieur Sommeiller wurden beim Baue des Mont-Cenis Tunnels solche Kompressoren nach Fig. 11, Taf. XII, verwendet²⁰⁴⁾, wobei die Höhe der Betriebswassersäule 26 m und die Spannung der komprimierten Luft 5 Atm. betrug.

Angenommen, die Öffnungen H, H seien vorläufig fest verschlossen, die ganze Röhre mit Wasser gefüllt und der Kolbenschieber B gleichfalls geschlossen, so wird bei Eröffnung des Schiebers C der Wasseraustritt erfolgen, der Wasserspiegel sich

²⁰²⁾ Air compressors for the Arlberg Tunnel. Engng. 1881 I. S. 114.

²⁰³⁾ Solche Kompressionsapparate siehe:

D. R. P. No. 4368 u. 69, 6639, 12164, 16312; ferner vergl.

Brunin. Compresseur d'air à colonne d'eau et a distribution automatique. Revue univ. des mines 1878 I. S. 639. Taf. 34 und Dingl. polyt. Journ. 1878 IV. S. 3.

²⁰⁴⁾ Conte. Über die Herstellung des großen Tunnels durch die Alpen. Civiling. 1863. S. 341. Taf. 24 bis 26. — De Saint-Robert. Theorie der Wassersäulenluftpressen von Sommeiller, Grattoni u. Grandis. Civiling. 1863. S. 369. — Percement du Mont Cenis. Portefeuille écon. des mach. 1863. S. 3. Taf. 1 bis 4. — Durchbohrung der Alpen zwischen Bardonnèche und Modane für eine Eisenbahnanlage. Zeitschr. f. Bauw. 1864. S. 51. Bl. E.

bis zum Niveau *NN* senken, wobei durch die sich nach innen öffnenden Klappen *F* atmosphärische Luft angesaugt wird. Werden die Schieber *B* und *C* durch die mit komprimierter Luft betriebene Maschine *G* umgesteuert, so setzt sich die im Einfallrohre *A* befindliche Wassersäule in Bewegung, komprimiert die in der Druckkammer zwischen *H* und *F* enthaltene Luft bis der Reservoirdruck erreicht, das Druckventil *D* geöffnet und die komprimierte Luft in den Luftbehälter *E* übergetreten ist, worauf *B* durch die Steuermaschine geschlossen und *C* geöffnet wird, das Druckventil *D* sich selbstthätig schließt und damit ein Spiel vollendet ist. In dem Luftbehälter wird durch eine Wassersäule von 50 m Höhe die konstante Pressung von 5 Atm. erhalten. Zur Erreichung eines andern Drucks sind die Öffnungen *H* mit den sich nach innen öffnenden Klappen angebracht. Diese Klappen bleiben durch ihr Eigengewicht offen, werden aber durch das steigende Wasser geschlossen, wobei so lange Luft entweicht, bis die höchstliegende Klappe erreicht ist, worauf erst die Luftkompression beginnt. Je weniger Klappen nun von oben herab fest verschlossen werden, eine desto geringere Luftmenge bleibt für die Kompression übrig, ein um so höherer Kompressionsgrad kann demnach mittelst der disponiblen Arbeit des Triebwassers erreicht werden.

Andere Wassersäulen- und Wassertrommel-Gebläse sind für niedrige Kompressionsgrade in Verwendung.²⁰⁵⁾

§ 54. Berechnung der Hauptdimensionen. Hat eine Kompressorenanlage bei einem mittleren Barometerstande *b* am Aufstellungsorte pro Sekunde *V_a* cbm Luft von der Spannung *p₁* Atm. absolut (1 Atm. zu 760 mm Quecksilbersäule gerechnet) und der Temperatur der äußeren Atmosphäre zu liefern, so ergibt sich das pro Sekunde anzusaugende Luftvolumen *V_s*, da die Spannung der angesaugten Luft $\frac{b}{760}$ Atm., der Kompressionsgrad also $\frac{760}{b} p_1$ beträgt, wenn μ der volummetrische Wirkungsgrad ist, zu

$$V_s = \frac{1}{\mu} \frac{760}{b} p_1 V_a 151.$$

Der Durchmesser *D* in m eines doppeltwirkenden Kompressors wird für die geforderte Luftlieferung bei einem Hubverhältnis $\frac{H}{D}$, einer Tourenzahl *n* pro Minute und einer Kolbengeschwindigkeit *v* pro Sekunde:

$$D = 3,368 \sqrt[3]{\frac{D}{H} \frac{V_s}{n}} = 1,128 \sqrt{\frac{V_s}{v}} 152.$$

Um die indizierte Leistung *N_i* des Motors zu bestimmen, berechnet man die pro cbm komprimierter Luft theoretisch aufzuwendende Arbeit $L = p_1 \log \text{nat } \varepsilon$,

wobei der Kompressionsgrad $\varepsilon = \frac{760}{b} p_1$

einzusetzen ist. Unter Berücksichtigung des dynamischen Wirkungsgrades η wird dann:

$$N_i = \frac{1}{\eta} \frac{L}{75} V_a 153.$$

§ 55. Disposition der Kompressorenanlage. Fig. 6 bis 13, Taf. XIII, lassen die üblichen Anordnungen der durch besonderen Motor betriebenen Kompressoren erkennen. Sehr verbreitet ist der direkte Antrieb mit an gemeinschaftlicher Stange

²⁰⁵⁾ Vergl. Weisbach, Ingenieur- u. Maschinenmechanik, Braunschweig 1851—60. Dritter Teil, 2. Abt. S. 1178. — Pernolet etc. S. 136. — Worms de Romilly et Bontemps, Sur un nouveau mode d'emploi de l'eau dans les appareils de transmission de dépêches par le système atmosphérique. Annal. des mines, 1869 I, S. 95.

befindlichen Dampf- und Luftkolben. Der Kompressor von Gebr. Decker in Cannstadt, Fig. 8, ohne Schwungrad ergibt zwar eine kompendiöse und billige, also vielleicht für ein kurzes Provisorium geeignete Anlage, arbeitet aber infolge des sehr ungleichförmigen Ganges und des enormen Dampfverbrauches äusserst unvorteilhaft. Das Kühlwasser wird durch die von der Kolbenstange aus angetriebene Pumpe *p* geliefert.

Eine andere gebräuchliche, doch viel Raum beanspruchende Disposition repräsentiert der in Fig. 9 dargestellte Kompressor von Cockerill in Seraing. Dem direkten Antrieb haftet infolge der entgegengesetzten Veränderlichkeit von Kraft und Widerstand — die Dampfspannung sinkt während des Kolbenwegs, der Luftdruck hingegen steigt — der Übelstand an, dass durch den mehrfach eintretenden Druckwechsel Stöße im Gestänge auftreten und für gleichförmigen Gang grosse Massen, also schwere Schwunräder erforderlich werden. Letzterer Nachteil verschwindet teilweise bei Kupplung mehrerer Maschinen und findet sich insbesondere die Zwillingmaschine mit unter 90° versetzten Kurbeln häufig vor.

Um an Raum zu sparen, ist von der Maschinenbau-Aktiengesellschaft Humboldt, siehe Fig. 10, die Schwungradwelle zwischen Dampf- und Luftcylinder, deren Kolbenstange rechtwinklig kreuzend, angeordnet. An jeder Seite sitzt ein Schwungrad, an dem je eine Lenkstange, von einer in der Mitte des Plunskerkolbens befindlichen Traverse ausgehend, angreift.

Die Brüner Maschinenfabrik führt statt des Plunskerkolbens einen massiven Kolben aus, lässt die Lenkstange zwischen den beiden Cylindern angreifen und seitlich am Dampfeylinder vorbei zu der hinter demselben gelagerten Schwungradwelle gehen, wie dies auch die ältere stehende Anordnung eines Kompressors von Gouin & Co. in Paris²⁰⁶⁾ in Fig. 6 zeigt. Diese Konstruktionen leiden an unbequemer Zugänglichkeit der Stopfbüchsen.

Fig. 11 stellt Anordnung eines Zwillingkompressors der Märkischen Maschinenbauanstalt dar.²⁰⁷⁾

Bei einer neuen Anordnung von Owen²⁰⁸⁾ sind zwei einfach wirkende, vertikal neben einander befindliche Kompressoren, von denen jeder durch besondere Dampfmaschine angetrieben wird, vermittelt einer Kombination zweier Ellipsenlenker derart unter sich und mit dem Schwungrade verbunden, dass eine annähernde Ausgleichung der Dampf- und Kompressionsarbeit erzielt wird und demnach nur eine geringe Mitwirkung des Schwungrades einzutreten hat.

Der indirekte Antrieb der Kompressoren von der Kurbelwelle der Dampfmaschine aus mittelst Lenkstange ermöglicht ruhigen stofffreien Gang und erfordert geringe Schwunradgewichte. Selten finden sich die Cylinderaxen schneidend (Dampfeylinder horizontal und Lufteylinder vertikal oder umgekehrt), meistens parallel, und sind bei liegender oder stehender Anordnung eines oder zweier Dampf- oder Lufteylinder die verschiedenartigsten Kombinationen durchführbar. Zwei der gebräuchlichsten Bauarten repräsentieren die Kompressoren von Burleigh in Fitchburg und von der Märkischen Maschinenbauanstalt, siehe Fig. 7 u. 12, Taf. XIII. Auch andere indirekte Antriebe mittelst Balancier, Räder- oder Riemenvorgelege werden

²⁰⁶⁾ Armengaud. Publ. industr. Vol. XVI. Pl. 1.

²⁰⁷⁾ Engng. 1880 II. S. 185; Prakt. Masch. Konstr. 1880. Skizzbl. XLI. Kompressor mit Wassereinspritzung während der Saugperiode.

²⁰⁸⁾ Compensating air compressor. Engng. 1881 I. S. 484.

ausgeführt, welche letztere dann erforderlich sind, wenn Motoren und Kompressoren nicht gleiche Tourenzahlen erhalten. Fig. 13 zeigt eine Kompressorengruppe der ersten definitiven Anlage an der Nordseite des Gotthard-Tunnels, durch eine Girardturbine mittelst Räderübersetzung angetrieben.

§ 56. Leitung der Luft. Die von den Kompressoren gelieferte Luft ist meistens durch eine Rohrleitung nach den Bedarfsstellen für den Betrieb von Arbeitsmaschinen, zur Ventilation u. s. w. zu führen. Nahe den Kompressoren werden in die Leitung Lufttrockenapparate, Luftbehälter und wohl auch Druckregulatoren eingeschaltet.

Die nur für nasse Kompressoren nötigen Lufttrockenapparate sollen die komprimierte Luft vom mitgeführten Einspritzwasser befreien, weil hierzu die Wirkung der Luftbehälter allein nicht genügt. Das Trocknen der Luft ist sowohl zur Vermeidung von Übelständen, die der Gebrauch nasser Luft für den Betrieb von Arbeitsmaschinen mit sich bringt, als auch aus dem Grunde erforderlich, weil zur Ventilation dienende feuchte Luft mit den bei langen Tunneln vorhandenen hohen Temperaturen auf die Dauer für die Arbeiter nicht erträglich wäre und deren Thätigkeit sehr beeinträchtigen würde.

Fig. 31, Taf. XII, stellt die bei der ersten Anlage auf der Nordseite des Gotthardtunnels (Göschenen) verwendeten Lufttrockner dar. Ein hohler Kugelschwimmer aus Metall ist mit dem Ablaufhahn so in Verbindung gesetzt, daß das Wasser bei bestimmter Höhe selbstthätig abfließt. Der Schwimmer ist durch den Blechschirm *a* gegen das herabfallende Wasser geschützt.

Durch derartige Apparate konnte bei der genannten Anlage die Luft nicht genügend getrocknet werden, weshalb für die zweiten Anlagen auf beiden Seiten des Tunnels Lufttrockner nach Fig. 16 u. 17 hergestellt wurden, die sich weit zweckmäßiger erwiesen. Sie bestehen aus einer größeren Zahl von Sieben (23 durchlochte Bleche) mit Durchmessern von 0,4 und 0,56 m, welche in einem mit Blechmantel umgebenen Blechcylinder von 0,6 m Durchmesser aufgehängt sind. Die durch den Mantel einströmende Luft durchzieht im Cylinder aufsteigend die Siebe, giebt hierbei den größten Teil des mitgeführten Wassers ab, das an der tiefsten Stelle des Apparates mittelst eines Hahnes abgelassen wird, und strömt am oberen Ende des Cylinders ziemlich getrocknet wieder aus. Da die Luft eine große Menge Einspritzwasser mitführt und absetzt, so muß der Hahn fortwährend geöffnet sein, weshalb die Entfernung des Wassers mit Luftverlusten verbunden ist. Infolge Abrostens einzelner Teile bedürfen diese Apparate allerdings häufiger Reparaturen.

Das in die Rohrleitung mitgerissene Wasser kann auch in einem Wassersack nach Fig. 41, Taf. XII, angesammelt und zeitweise von Hand abgelassen werden, oder man verwendet einen automatisch wirkenden Kondensationstopf, Fig. 42, wie solche bei Dampfleitungen vielfach in Gebrauch sind. In den gusseisernen Topf fließt seitlich das Kondensationswasser ein und hebt das leichte Blechgefäß *a*, wobei das Ventil durch die Stange *b* geschlossen wird. Hat das Wasser den Rand des Gefäßes erreicht, so fließt es in dasselbe über und bringt es zum Sinken, wodurch das Ventil geöffnet und das übergeströmte Wasser durch den Druck der komprimierten Luft in das Freie geschafft wird, worauf sich das Gefäß wieder hebt.

Ein Druckregulator wird, wie es am St. Gotthardtunnel (Göschenen) geschehen, in die Leitung zwischen Kompressoren und Luftbehälter eingeschaltet, um die Verbindung zwischen denselben aufzuheben, wenn der Druck plötzlich infolge

eines Röhren- oder Behälterbruches unter ein bestimmtes Maß sinken und dadurch die Geschwindigkeit der Kompressoren gefährlich zunehmen würde. Bei dem Ribourt'schen Regulator, Fig. 36 u. 37, Taf. XII, wird eine in der erweiterten Rohrleitung angebrachte Klappe selbstthätig geschlossen, wenn der Druck unter das normale Maß sinkt. Auf der nach außen verlängerten Drehaxe der Klappe ist eine Kurbel aufgesteckt, deren Drehung um 90° durch Verschiebung der mit zwei Kolben fest verbundenen Schleife bewirkt wird. Die Umsteuerung dieser Kolben erfolgt durch einen Differentialkolben, der mit einem dem zulässigen Minimaldrucke der Luft entsprechend gewählten Gewichte P belastet ist. Sobald der Druck der durch das Rohr $A A_1$ in den Regulator eintretenden Luft unter das normale Maß sinkt, wird der Differentialkolben abwärts gezogen, wobei das Rohr $B B_1$ mit der freien Luft, dagegen $C C_1$ mit dem Druckraum in Verbindung kommt, so daß die komprimierte Luft hinter den linken Kolben gelangen, diesen mit der Schleife verschieben und die Klappe schließen kann. Solche Regulatoren haben jedoch insofern nur geringen Wert, als Brüche der Luftbehälter und der kurzen Leitung von den Kompressoren her wenig wahrscheinlich sind, abgesehen davon, daß der Gang der Kompressoren in jedem Augenblicke durch das vorhandene Personal geregelt werden kann.

Die von den Kompressoren kommende Luft wird in Luftbehältern angesammelt, die entsprechenden Rauminhalt haben sollen, um die Differenzen zwischen Lieferung und Verbrauch hinreichend auszugleichen. Diese Reservoirs werden wie Dampfkessel am einfachsten als cylindrische Gefäße mit kugelförmigen Stirnflächen aus Eisenblech durch Vernietung hergestellt, sorgfältig verstemmt und durch Teeranstrich vor Rosten geschützt. Man giebt ihnen 1,0 bis 2,0 m Durchmesser und bis 50 m Länge. Bei Vorhandensein mehrerer Reservoirs werden dieselben unter sich durch Flanschrohre verbunden, und läßt man Zu- und Ableitungsrohre oben einmünden. Zur völligen Entfernung des Kondensationswassers legt man sie etwas geneigt an und versieht sie am tiefsten Punkte mit einem Ablaufshahn. Ein Manometer gestattet die Ablesung des Druckes, dessen Maximalbetrag ein Sicherheitsventil nicht überschreiten läßt, ferner giebt ein Wasserstandsglas Auskunft über den Inhalt an Kondensationswasser.


In einzelnen Fällen (Mont-Cenis und Gotthard) stellte man die Reservoirs unter Dach, sonst aber meist im Freien auf. Wo der Raum es gestattet, legt man sie nebeneinander, wie bei der Anlage am Mont Cenis, Fig. 25, Taf. XII, und Gotthard, Fig. 24, auf einen Unterbau aus Holz, Stein oder Eisen. Bei mangelnder Bodenfläche ordnet man sie auch übereinander an, siehe Reservoiranlage der Grube Marihaye, Fig. 30, oder stellt sie vertikal.

Die Größe der Reservoirs hängt von der Regelmäßigkeit des Verbrauches und von der Länge der Luftleitung zwischen Behälter und Bedarfsstelle ab, weil lange Luftleitungen mit genügend großen Querschnitten teilweise die Funktion eines Behälters als Kraftsammler und Druckregulator übernehmen. Nach Pernolet nehme man das totale Volumen der Reservoirs ungefähr gleich dem 10 bis 15fachen des Luftverbrauches pro Minute, wenn letzterer sehr variabel, wie bei dem Betrieb von Gesteinsbohrmaschinen, und gleich dem 4 bis 5fachen bei regelmäßigem Betriebe, z. B. demjenigen unterirdischer Förder- und Wasserhaltungsmaschinen.

Ein anderes Mittel zur Ausgleichung zwischen Lieferung und Bedarf an komprimierter Luft besteht in der selbstthätigen Regulierung der Geschwindigkeit der Kompressoren, so daß der größere oder kleinere Luftdruck automatisch eine Ver-

ringerung oder Vergrößerung des Füllungsgrads der Dampfmaschine bewirkt, wie dies bei dem Kompressor von Sturgeon geschieht. Gleichen Zweck verfolgt der in Fig. 22 u. 23, Taf. XII, dargestellte Regulator von Frölich, D. R. P. No. 7144. Ein gleichzeitig in die Dampf- und Luftleitung eingeschalteter, durch Federdruck in normaler Lage gehaltener Kolben wird, wenn die Luftspannung steigt, heruntergedrückt, wobei er die Federn zusammenpresst und den zur Dampfmaschine geleiteten Dampf drosselt oder gänzlich absperrt. Sinkt die Luftspannung, so hebt der Dampfdruck den Kolben und drosselt die austretende Luft oder schließt den Abfluss aus dem Luftbehälter gänzlich, bis die normale Spannung wieder erreicht ist. Um das Vibrieren des Plunskerkolbens bei geringen Spannungsänderungen zu vermeiden, sowie auch um bei plötzlichem Spannungswechsel ein Anschlagen desselben zu vermeiden, wird er mit einer hydraulischen Bremse (Katarakt) verbunden.

Aus den Luftbehältern wird die komprimierte Luft durch die Luftleitung den verschiedenen Bedarfsstellen zugeführt. Bis zu 150 mm Weite verwendet man vorteilhaft gezogene schmiedeiserne Rohre, bei größeren Durchmessern nimmt man Gufseisenrohre, genietete oder gewalzte Schmiedeisenrohre, wovon sich besonders die letzteren im Gotthardtunnel am besten bewährten. Gufseisenrohre müssen in den Arbeitsstrecken, in welchen viel gesprengt wird, ihrer geringen Elastizität und Widerstandsfähigkeit halber ganz besonders gegen Einwirkung von Stößen gesichert sein, auch haben sie gegenüber Schmiedeisenrohren den Nachteil größeren Gewichtes. Um die Zahl der Verbindungen und Dichtungen möglichst zu reduzieren, empfehlen sich Baulängen größer als 3 m; für gewalzte Schmiedeisenrohre von 200 mm Weite wurde im Gotthardtunnel 5 m genommen. Die Wandstärke der Rohre berechnet sich nach den Regeln für Wasserleitungsrohre; vergl. Bd. III des Handbuchs der Ingenieurwissenschaften (Wasserbau).

Die Verbindung und Dichtung der Rohre erfolgt am besten mittelst verschraubter Flanschen, in deren Rillen etwa 15 mm starke Kautschuksehnüre eingelegt und durch das Anziehen der Schrauben festgepresst werden. Vorzüglichem Schluß erhält man durch konisch ineinander gepasste Rohrenden. In Fig. 38, Taf. XII, ist die Leitung am Gotthardtunnel für 7 Atm. Überdruck mit allen nötigen Daten gegeben. Um Längsbewegungen der Leitung bei Temperaturänderungen, sowie auch bequemes Auswechseln einzelner Röhren zu ermöglichen, werden in Entfernungen von 100 bis 500 m Kompensationsvorrichtungen eingeschaltet, die nach Fig. 38 aus einer meist durch Lederstulp, seltener durch Kautschukringe gedichteten Stopfbüchse bestehen. Auch ein in die Leitung eingeschaltetes -förmig gebogenes Kupferrohr, siehe Fig. 26, bietet einige Beweglichkeit dar. Die Verbindung der eisernen Luftleitung mit den Bohrmaschinen erfolgt durch Kautschukschläuche von 30 bis 60 mm Weite, die mit Hanfgewebeeinlagen und Schnurumwicklung versehen sind und mittelst Bronzemuffen mit der Eisenleitung verbunden werden. Um diese Schläuche nicht zu lang zu erhalten, kann man ein ausziehbares, sogenanntes Teleskoprohr nach Fig. 39, Taf. XII, verwenden, bis die Ausbrucharbeit im Tunnel um eine Rohrlänge vorgerückt ist.

Bei der Lagerung der Rohre ist zu berücksichtigen, daß die Leitung vor Beschädigungen gesichert, daß aber auch eine leichte Überwachung und Erhaltung derselben möglich sein muß. Die horizontalen Rohrleitungen der Grube Sulzbach-Altenwald bei Saarbrücken und am Gotthard außerhalb des Tunnels wurden auf gufseisernen Rollen nach Fig. 35, Taf. XII, gelagert, so daß Längsverschiebungen

leicht eintreten können. Innerhalb des Tunnels wurde die Luftleitung grösstenteils offen und unmittelbar auf der entsprechenden Bausohle gelagert. Bei Bergwerken wird die vertikale Schachtleitung in Entfernungen von 25 bis 30 m durch horizontale Balken der Schachtzimmerung nach Fig. 26 u. 27 abgefangen, zu welchem Zwecke ein gufseisernes Rohrstück mit breiter Flansche versehen ist. In Fig. 32 bis 34 sind verschiedene Methoden der Lagerung in horizontalen Strecken dargestellt.

§ 57. Leitungswiderstand. Über die Grösse der Druckverluste in langen Luftleitungen liegen nur die beim Baue des Mont-Cenis-, Hoosac- und Gotthardtunnels gemachten Erfahrungen vor. Die dem Bau des Mont-Cenis-Tunnels vorhergehenden Versuche, welche durch einen Bericht der Ingenieure der Generaldirektion der italienischen Eisenbahnen 1863 veröffentlicht wurden, sind in nachfolgender Tabelle zusammengestellt:

Geschwindigkeit der Luft am Anfange der Leitung in m pro Sekunde.	Druckverlust in Atm. (10333 kg pro qm) bei einer Leitungslänge von 1000 m und einer Rohrweite von					
	10 cm	15 cm	20 cm	25 cm	30 cm	35 cm
1	0,008	0,005	0,004	0,004	0,003	0,003
2	0,034	0,024	0,017	0,014	0,012	0,010
3	0,082	0,055	0,041	0,033	0,028	0,024
4	0,142	0,095	0,071	0,058	0,047	0,040
5	0,219	0,147	0,110	0,088	0,074	0,063
6	0,307	0,205	0,154	0,124	0,102	0,088

Diese Tabellenwerte resultieren nicht sämtlich direkt aus Versuchen, sondern wurden aus Versuchsergebnissen abgeleitet und diente hierzu die aus den Beobachtungen ermittelte Formel, wonach der Druckverlust in kg pro qm

$$p_1 - p_2 = 0,00936 \frac{c^2 l}{d} \dots \dots \dots 154.$$

betrug, worin c die Geschwindigkeit, l die Länge und d den Durchmesser der Leitung in m bezeichnet; diese Formel konnte nur für Pressungen bis zu 6 Atm. aufgestellt werden und ergab auch nur annähernd richtige Werte.

Während des Baues des Mont-Cenis-Tunnels wurden von Devillez weitere Beobachtungen angestellt, welche eine Übereinstimmung derselben mit d'Aubuisson's Formel ergaben.

Eingehendere Versuche wurden von Stockalper²⁰⁹⁾, Ingenieur der Gotthardt-Tunnel-Bauunternehmung, auf der Nordseite des Tunnels vom 16. bis 18. Dezember 1878 vorgenommen. Die betreffende, aus gufseisernen und gezogenen Rohren bestehende Leitung war 4600 m lang von 20 cm Durchmesser und 522 m lang von 15 cm Durchmesser. Die Luftpressung wurde an 8 verschiedenen Punkten der Leitung mit Bourdon'schen Manometern gemessen. Die Luftverluste infolge Undichtigkeiten blieben jedoch unberücksichtigt. Die Temperaturen wurden nachträglich mittelst in die Leitung versenkter Thermometer beobachtet, wobei sich ergab, dafs dieselben trotz verschiedener Pressungen und Geschwindigkeiten der Luft an ein und derselben Stelle der Leitung kaum $\frac{1}{2}^\circ$ differierten, und dafs sie mit der Tunneltemperatur gleichmäfsig zunahmen und nahezu konstant 3° unter derselben blieben,

²⁰⁹⁾ Stockalper. Experiences faites au tunnel du Saint-Gotthard sur l'écoulement de l'air comprimé en longues conduites métalliques pour la transmission des forces motrices. Revue univ. des mines, 1880. I. S. 257. Siehe Fußnote 210.

so daß für alle Versuchsreihen die Durchschnittstemperatur der entsprechenden Luftleitung angenommen werden konnte. Es genügt somit in ähnlichen Fällen, die mittlere Tunneltemperatur den Versuchen oder Berechnungen zu Grunde zu legen. Die Beobachtungsergebnisse sind in nachstehender Tabelle verzeichnet:

No. des Versuchs.	Durchmesser d in m.	Länge l in m.	Mittlere Pressung $p = \frac{p_1 + p_2}{2}$ in Atm.	Mittlere Temperatur t in Celsiusgraden.	Durchflußmenge Q bei mittlerer Dichtigkeit in cbm.	Mittlere Geschwindigkeit c in m.	Druckverlust $p_1 - p_2$ in Atm.
I.	1	0,2	5,42	21	0,185	5,89	0,36
	2	0,15	5,12	26,5	0,200	11,32	0,24
II.	1	0,2	4,285	21	0,156	4,968	0,22
	2	0,15	4,095	26,5	0,166	9,394	0,07 (Beobachtungsfehler).
III.	1	0,2	3,745	21	0,149	4,747	0,19
	2	0,15	3,597	26,5	0,158	8,942	0,105

Stockalper hat die größte Übereinstimmung der Versuche mit der Formel von Darcy für die Bewegung des Wassers in Röhren gefunden, wonach sich der Druckverlust in Atmosphären ergibt zu

$$p_1 - p_2 = \alpha Q^2 l \frac{p}{RT}, \dots \dots \dots 154^a.$$

wenn Q die Durchflußmenge der Luft in cbm bei mittlerer Dichtigkeit, p die mittlere Pressung in Atm., $R = 29,27$, $T = 273 + t$ (nach Celsiusgraden), l die Leitungslänge, d den Durchmesser in m und α einen Koeffizienten bezeichnet, der für $d = 0,2$ m, $\alpha = 5,786$ und für $d = 0,15$ m, $\alpha = 25,319$ beträgt.

Bezeichnet c die mittlere Geschwindigkeit in m pro Sekunde, $p = \frac{p_1 + p_2}{2}$ den mittleren Druck in Atm., so stehen nach Dolezalek²¹⁰⁾ die Beobachtungsergebnisse in noch größerem Einklange mit den Resultaten der Formel

$$p_1 - p_2 = \alpha \frac{c^2}{2g} \frac{l}{d} \frac{p}{RT}, \dots \dots \dots 154^b.$$

wenn der Koeffizient

$$\alpha = 0,01355 + \frac{0,001235 + 0,01 d}{d \sqrt{c}}$$

gesetzt wird, wie er von Grashof aus den Versuchen Weisbach's abgeleitet wurde.

Die Berechnung der Druckverluste nach den genannten Formeln genügt, so lange die Pressungsänderungen in der Leitung gering sind. Fallen dieselben aber bedeutend aus, so findet sich unter Annahme einer konstanten Temperatur nach Grashof²¹¹⁾

$$p_1 - p_2 = p_1 \left(1 - \sqrt{1 - \frac{2\alpha}{RT} \frac{c_1^2}{2g} \frac{l}{d}} \right), \dots \dots \dots 154^c.$$

worin c_1 die Anfangsgeschwindigkeit in m pro Sekunde und α den vorgenannten Koeffizienten bezeichnet.

Ist die Luftleitung nicht horizontal, sondern für die Länge l eine Ansteigung derselben von h Metern vorhanden, so gilt:

²¹⁰⁾ Dolezalek. Lufttransmission im Gotthardtunnel. Zeitschr. d. Arch. u. Ing. Ver. zu Hannover. 1880, S. 540. Vergl. Schmidt. Über die Bewegung der komprimierten Luft in langen gußeisernen Röhren. (Formel nach Stockalpers Versuchen.) Dingl. polyt. Journ. 1880 IV. S. 441.

²¹¹⁾ Grashof. Theoret. Maschinenlehre. Bd. I. Leipzig 1875. S. 593.

$$p_1 - p_2 = p_1 \left(1 - \sqrt{1 - \frac{2}{RT} \left(\alpha \frac{c_1^2}{2g} \frac{l}{d} + h \right)} \right) \dots 154^1.$$

Hiernach bestimmt sich der Wirkungsgrad der Luftleitung, wenn von Luftverlusten, Druckverlusten durch Querschnittsverengungen, Krümmungen u. s. w. abgesehen wird, zu

$$\eta_{II} = 1 - \frac{\log \frac{p_1}{p_2}}{\log p_1} = \frac{\log p_2}{\log p_1} = 1 + \frac{\log \sqrt{\frac{2\alpha}{RT} \frac{c_1^2}{2g} \frac{l}{d}}}{\log p_1} \dots 155.$$

Die Druckverluste fallen für mäßige Geschwindigkeiten gering aus. Es empfiehlt sich, den Leitungsdurchmesser so zu wählen, daß die Geschwindigkeit den Wert $c = 6$ m nicht überschreitet. Selbstverständlich fällt in die Wagschale, daß mit zunehmendem Rohrdurchmesser die Kosten der Leitung wachsen und in engen Tunnelräumen weite Rohre schwieriger unterzubringen und gegen Sprengwirkungen und sonstige Stöße nicht leicht zu schützen sind. Im Gotthardtunnel waren die Druckverluste infolge enger Röhren, vieler Richtungsänderungen, Undichtheiten u. s. w. sehr bedeutend, da bei einem anfänglichen Drucke von 6 bis 7 Atm. im Durchschnitt an der Verbrauchsstelle nur 3,5 Atm. Pressung vorhanden war.

Ausführungen zeigen $c = 2$ bis 9 m pro Sekunde, z. B. Gotthardtunnel $c = 9,18$ m bei $l = 7000$ m und Mont-Cenis-Tunnel $c = 2,65$ m bei $l = 4000$ m. — $c = 4$ m ist ein für die meisten Verhältnisse passender Wert. Bezüglich absoluter GröÙe der Rohrweiten findet sich in der Praxis ausgeführt:

- $d = 20$ cm für die Hauptleitung der größten Anlagen bis 7000 m Länge,
- $d = 15$ cm für die Zweigleitungen dieser oder für die Hauptleitung gewöhnlicher Anlagen, wie in Bergwerken,
- $d = 7,5$ bis 10 cm als Zweigleitungen gewöhnlicher Anlagen,
- $d = 5$ cm bei Längen von 400 bis 600 m und
- $d = 3$ „ „ „ „ 300 „ 400 „ für die Leitung vor Ort zum Betriebe von Bohr- und Schrämmaschinen.

Für gegebene Werte des gebrauchten Luftvolumens V und der Geschwindigkeit c bestimmt sich der Rohrdurchmesser nach:

$$d = \sqrt{\frac{4}{\pi} \frac{V}{c}} \dots 156.$$

§ 58. Verwendung und Wirkung der komprimierten Luft in den Luftmaschinen. Wie schon bemerkt, ist die Anwendung der pneumatischen Transmission fast ausschließlich auf unterirdische Arbeiten im Tunnel- und Bergbau beschränkt, wo es sich um den Betrieb von Gesteinsbohrmaschinen, Schrämmaschinen, Fördermaschinen u. s. w. handelt. Fast ausnahmslos sind die Luftmaschinen doppelwirkende Kolbenmaschinen²¹²⁾, bei welchen die hin- und hergehende Bewegung des Kolbens entweder, wie bei den Gesteinsbohrmaschinen, direkt dem Werkzeug mitgeteilt oder mittelst Kurbelmechanismus erst in rotierende Bewegung umgewandelt wird. Die Luftverteilung wird durch die Steuerung bewirkt. Da die Bohrmaschinen in einem besonderen Kapitel dieses Handbuchs behandelt werden und die Konstruktion der meisten übrigen Luftmaschinen sich von derjenigen der Kolbendampfmaschinen nicht

²¹²⁾ Von der Pariser Ausstellung 1867 ist ein Luftmotor von Calles bekannt, bestehend in einem unter Wasser laufenden Zellenrad, in dessen Zellen die komprimierte Luft tritt. Armengaud. Le progrès de l'industrie. Paris 1868. I. Teil. Taf. 64 und Maschinenab. 1869. S. 52.

wesentlich unterscheidet, soll auf eine nähere Besprechung derselben nur soweit als sie Eigentümlichkeiten zeigen eingegangen, hauptsächlich aber die Wirkungsweise der komprimierten Luft und im Zusammenhange damit der Wirkungsgrad der Luftmaschinen und der gesamten Lufttransmission ins Auge gefasst werden.

Die Maschine arbeitet entweder mit Volldruck, wenn während des ganzen Kolbenhubs Luft einströmung stattfindet, so daß der Druck auf den Kolben konstant bleibt, oder mit Expansion, wenn die Einströmung vor Ende des Kolbenhubs aufhört. Die Expansion kann analog der Kompression bei konstanter Temperatur, oder ohne Zu- oder Abfuhr von Wärme, oder nach einem zwischen diesen beiden Fällen liegenden Gesetze vor sich gehen.

Es seien p_2 und p die Anfangs- und Endspannungen in kg pro qm, v_2 und v die spezifischen Volumina und $\varepsilon_1 = \frac{p_2}{p}$ der Expansionsgrad, so wird die in der Luftmaschine geleistete Arbeit für vorstehende Fälle sich, wie folgt, bestimmen.

Für Volldruck die pro kg Luft geleistete Arbeit in mkg:

$$L = p_2 v_2 - p v = \left(\frac{p_2}{p} - 1 \right) p v = p v (\varepsilon_1 - 1), \dots \dots \dots 157.$$

somit pro cbm komprimierter Luft:

$$L = p (\varepsilon_1 - 1) \dots \dots \dots 157^a.$$

Expansion nach der Adiabate. Umgekehrt der Wirkungsweise der Kompressoren finden hier folgende Arbeiten statt:

- L_1 Volldruckarbeit, d. h. die Arbeit während der Admissionsperiode,
- L_2 Expansionsarbeit der Luft bei der Expansion vom Drucke p_2 und der Temperatur t auf den Druck p und die Temperatur t_0 ,
- L_3 Gegenarbeit der äußeren Atmosphäre vor dem Kolben während des ganzen Hubes.

Demnach ist die gesamte Arbeitsleistung

$$L = L_1 + L_2 - L_3 \dots \dots \dots 158.$$

und wird die Arbeit, welche 1 cbm komprimierter Luft von der Anfangsspannung p_2 und Temperatur t verrichtet hat bei Expansion auf die Endspannung p und Temperatur t_0

$$L = \frac{k}{k-1} p \varepsilon_1^{\frac{1}{k}} \left(\varepsilon_1^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \dots \dots \dots 159.$$

nach Gleichung 134^b. Die Endtemperatur wird hierbei

$$t_0 = (273 + t) \frac{1}{\varepsilon_1^{\frac{k-1}{k}}} - 273 \dots \dots \dots 160.$$

Expansion nach der Isotherme. Arbeit pro kg Luft

$$L = R T \log \text{nat} (\varepsilon_1) \dots \dots \dots 161.$$

und die Arbeit, welche 1 cbm komprimierter Luft von der Spannung p_2 leistet, bei Expansion bis zum Drucke p

$$L = p_2 \log \text{nat} (\varepsilon_1) \dots \dots \dots 161^a.$$

Letztere Arbeitsleistung ist unter den drei Fällen die größte und würde einer vollkommenen Maschine von dem Wirkungsgrad $\eta_{III} = 1$ entsprechen.

Bei Volldruckwirkung wird der Wirkungsgrad

$$\eta_{III} = \frac{p (\varepsilon_1 - 1)}{p_2 \log \text{nat} \varepsilon_1} = \frac{\varepsilon_1 - 1}{\varepsilon_1} \frac{1}{\log \text{nat} \varepsilon_1}, \dots \dots \dots 162.$$

und bei Expansion nach der Adiabate

$$\eta_{III} = \frac{k}{k-1} \frac{p \varepsilon_1^{\frac{1}{k}} (\varepsilon_1^{\frac{k-1}{k}} - 1)}{p_2 \log \text{nat } \varepsilon_1} = \frac{k}{k-1} \frac{1 - \varepsilon_1^{\frac{1-k}{k}}}{\log \text{nat } \varepsilon_1} \dots 163.$$

Der theoretische Wirkungsgrad der pneumatischen Triebwerksanlagen wird dann:

$$\eta = \eta_I \eta_{II} \eta_{III} \dots 164.$$

Für eine kurze horizontale Leitung, wenn $\eta_{II} = 1$ gesetzt werden darf und $\varepsilon = \varepsilon_1$ d. h. der Kompressionsgrad gleich dem Expansionsgrad ist, ergibt sich als Wirkungsgrad bei Kompression nach der Adiabate und Volldruckwirkung in der Luftmaschine:

$$\eta_a = \frac{k-1}{k} \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon (\varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1)}, \dots 164^a.$$

bei Kompression nach der Isotherme und Volldruckwirkung in der Luftmaschine:

$$\eta_b = \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon \log \text{nat } \varepsilon}, \dots 164^b.$$

bei Kompression nach der Adiabate und Expansion nach der Adiabate:

$$\eta_c = \frac{1}{\varepsilon^{\frac{k-1}{k}}}, \dots 164^c.$$

bei Kompression nach der Isotherme und Expansion nach der Adiabate:

$$\eta_d = \frac{k}{k-1} \frac{1 - \varepsilon^{\frac{1-k}{k}}}{\log \text{nat } \varepsilon}, \dots 164^d.$$

bei Kompression nach der Adiabate und Expansion nach der Isotherme:

$$\eta_e = \frac{k-1}{k} \frac{\log \text{nat } \varepsilon}{\varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1}, \dots 164^e.$$

endlich bei Kompression nach der Isotherme und Expansion nach der Isotherme:

$$\eta_f = 1 \dots 164^f.$$

Die Berechnung der Wirkungsgrade für verschiedene Luftspannungen beziehungsweise Kompressions- oder Expansionsgrade ε nach diesen sechs Fällen liefert folgende Tabelle:

Kompressions- und Expansionsgrad $\varepsilon = \varepsilon_1$.	Wirkungsgrade.					
	η_a	η_b	η_c	η_d	η_e	η_f
2	0,65	0,72	0,82	0,90	0,90	1
3	0,52	0,61	0,73	0,85	0,85	1
4	0,44	0,54	0,67	0,82	0,81	1
5	0,39	0,50	0,63	0,80	0,78	1
6	0,36	0,47	0,60	0,78	0,76	1
7	0,33	0,44	0,57	0,76	0,74	1
8	0,31	0,42	0,55	0,75	0,73	1
9	0,29	0,40	0,53	0,74	0,71	1
10	0,27	0,39	0,51	0,73	0,70	1
11	0,26	0,38	0,50	0,72	0,69	1
12	0,25	0,37	0,49	0,71	0,68	1

Um zu untersuchen, ob die Expansion nach der Adiabate praktisch durchführbar ist, muß die Endtemperatur der Expansion bestimmt werden. Für den Anfangsdruck p_2 , die absolute Anfangstemperatur T , den Enddruck p und die End-

temperatur T_0 wird:

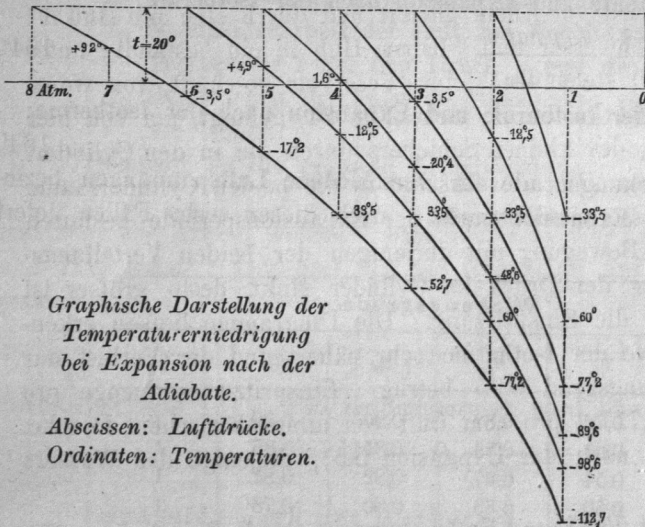
$$T_0 = T \frac{1}{\varepsilon_1^{\frac{k-1}{k}}} = (273 + t) \frac{1}{\varepsilon_1^{0,2908}} \dots \dots \dots 165.$$

Die Temperatur der komprimierten Luft $t = 20^\circ$ Cels., also $T = 293^\circ$ genommen, ergibt sich folgende Tabelle, deren Werte auch aus der graphischen Darstellung Fig. 44 hervorgehen.

a		b		c		d		e		f	
Druck in Atm.	Temp. nach Cels.	Druck in Atm.	Temp. nach Cels.	Druck in Atm.	Temp. nach Cels.	Druck in Atm.	Temp. nach Cels.	Druck in Atm.	Temp. nach Cels.	Druck in Atm.	Temp. nach Cels.
8	+ 20										
7	+ 9,2										
6	- 3,5	6	+ 20								
5	- 17,2	5	+ 4,9	5	+ 20						
4	- 33,5	4	- 12,5	4	+ 1,6	4	+ 20				
3	- 52,7	3	- 33,5	3	- 20,4	3	- 3,5	3	+ 20		
2	- 77,2	2	- 60	2	- 48,6	2	- 33,5	2	- 12,5	2	+ 20
1	- 112,7	1	- 98,6	1	- 89,6	1	- 77,2	1	- 60	1	- 33,5

Wie ersichtlich sinkt die Temperatur der Luft schon bei sehr geringen Expansionsgraden unter Null, wodurch das anfänglich in der Luft als Dampf oder in flüssigem Zustande enthaltene Wasser in Eis verwandelt wird, von dem zu fürchten war, dafs es den Gang der Maschine sehr erschweren oder gänzlich hemmen würde.

Fig. 44.



Graphische Darstellung der Temperaturerniedrigung bei Expansion nach der Adiabate.

Abscissen: Luftdrücke.
Ordinaten: Temperaturen.

Das ist der Grund, weshalb die Fälle *c* und *d* bei feuchter Betriebsluft als praktisch unausführbar angesehen sind. Aus diesem Grunde arbeiten die Luftmaschinen meist nach Fall *a* und *b* ohne Expansion nur mit Volldruck. Bei dem momentan stattfindenden Ausströmen der Luft findet allerdings auch hier eine Temperaturerniedrigung statt, das Ansetzen von Eiskrusten an der Ausströmungsöffnung wird jedoch durch die bedeutende Ausflugs geschwindigkeit verhindert.

Den schlechtesten Nutzeffekt giebt, wie begreiflich, der nur für ganz geringe Spannungen zulässige Fall *a*.

Da der Fall *f* die ganze aufgewendete Arbeit wieder gewinnen läßt, so ist es Aufgabe des Konstrukteurs, denselben möglichst zu verwirklichen, also Expansion bei nahezu konstanter Temperatur zu erhalten. Den ersten Versuch zur Erreichung dieses Zieles scheint man vor etwa 10 Jahren in Belgien in den Steinkohlengruben zu Grisoeuil à Pâturages gemacht zu haben.²¹³⁾ Bei einer Fördermaschine, welche

²¹³⁾ Banneux. L'emploi de l'air comprimé comme force motrice. Bruxelles 1876.

mit Luft von $3\frac{1}{2}$ Atm. Spannung und einem Expansionsgrad $= \frac{2}{3}$ arbeitete, wurde die Kälteentwicklung dadurch beseitigt, daß man den Cylinder mit ungelöschtem Kalk einhüllte, der mit Wasser bespritzt wurde und dadurch den Cylinder heizte. Der Kalk war täglich dreimal zu erneuern und wurde nachher zu Mörtel verwendet.

Mallard schlug vor, die Luft in mehreren Cylindern nach einander arbeiten zu lassen und beim Übergange immer wieder zu erwärmen.²¹⁴⁾ Beaumont heizt die Cylinder durch Dampf; Mékarski erwärmt die Luft durch Mischung derselben mit Dampf.²¹⁵⁾

Diesen umständlichen Mitteln steht das 1875 von dem belgischen Ingenieur Cornet verwendete einfache Verfahren²¹⁶⁾ gegenüber, während der Expansionsperiode mittelst des sogenannten Pulverisators Wasser in fein verteiltem Zustande einzuspritzen, welches dann seine Wärme an die Luft abgibt, wobei die Temperatur des Einspritzwassers in einem von der Menge desselben abhängigen Grade sinkt. Vorherige Erwärmung des Wassers dürfte selten praktisch sein, in den meisten Fällen wird man dasselbe mit der an der Verbrauchsstelle vorhandenen Temperatur verwenden müssen. Die erste Maschine dieser Art, siehe Fig. 18 bis 21, Taf. XII, welche in den Gruben von Levant du Flénu à Cuesmes für unterirdische Förderung aufgestellt wurde²¹⁷⁾, ist eine Zwillingmaschine von 480 mm Cylinderdurchmesser und 960 mm Hub, macht 25 Umdrehungen in der Minute und arbeitet mit einem Luftdruck von 3,42 Atm. absolut. Die Verteilung der in einer gusseisernen Leitung von 125 mm Weite zugeführten komprimierten Luft geschieht durch Meyer'sche Schiebersteuerung. Das Wasser wird vor Allem filtriert und durch eine pro Hub 3 l liefernde Pumpe von 166 mm Durchmesser und 140 mm Hub in ein beständig unter dem Druck der komprimierten Luft stehendes kleines Reservoir geschafft, von wo es durch Rohre in den kleinen Schieberkasten *A*, siehe Fig. 21, gelangt, um von hier aus nach Maßgabe der Bewegung des kleinen Schiebers durch die in den Cylinderdeckeln angebrachten Pulverisatoren *BB* abwechselnd in die beiden Cylinderräume eingespritzt zu werden. Den Wasseraustritt nach der Expansionsperiode gestatten die kleinen Schieber *CC*, deren Bewegung mit derjenigen der beiden Verteilungsschieber korrespondiert. Je weiter der Druck im Cylinder sinkt, desto größer ist der Überdruck, also desto stärker die Einspritzung. Die Diagramme ließen erkennen, daß sich die Expansionskurve der Isotherme sehr nähert und der Verlust nur 5%, also der theoretische Wirkungsgrad 0,95 betrug. Einspritzwassermenge pro Cylinder und Hub 0,34 l oder 1,717 l pro cbm Luft von atmosphärischem Drucke. Lufttemperatur vor Eintritt 21,5°, nach der Expansion 5,5°, diejenige des Wassers vorher 20,5°, nachher 14,5°.

Bezeichnen p_2 und p die Anfangs- und Endspannungen der Luft in kg pro qm, T und T_0 die Anfangs- und Endtemperaturen sowohl der Luft, als auch des einge-

²¹⁴⁾ Von Ingenieur Kley in Bonn wurden für die Werlauer Gewerkschaft bei St. Goar am Rhein eine Fördermaschine und zwei Lufthaspel wie Woolf'sche Maschinen mit je zwei verschieden großen Cylindern angeordnet, wobei die auf 3 Atm. absolut komprimierte Luft in dem kleineren Cylinder mit Volldruck, in dem größeren mit Expansion wirkt. Hannover. Wochbl. f. Handel u. Gew. 1874. S. 312.

²¹⁵⁾ Vergl. § 60. Luftlokomotiven.

²¹⁶⁾ Cornet. Considerations sur la production et l'emploi de l'air comprimé. Mons 1876.

²¹⁷⁾ Bautier & Mativa. Note sur une machine à air comprimé à détente. Revue univ. 1878 II. S. 449. Taf. 10. — Vergl. auch: Guthrie. Expansive compressed air machines. Eng. 1880 I. S. 159.

spritzten Wassers, γ das Gewicht des cbm Luft von atmosphärischem Drucke p und der Temperatur T , c_p und c_v die spezifischen Wärmen bei konstantem Drucke beziehungsweise konstantem Volumen, so erhält man die pro cbm atmosphärischer Luft nötige Einspritzwassermenge m in kg, vergl. Bautier & Mativa,

$$m = \gamma (c_p - c_v) \frac{\log \text{nat} \frac{p^2}{T}}{\log \text{nat} \frac{p}{T_0}} - \gamma c_p, \dots \dots \dots 166.$$

die pro cbm Luft von atmosphärischem Drucke p und der Temperatur T geleistete Arbeit L in mkg:

$$L = \frac{1}{A} (\gamma c_p + m) (T - T_0) = \gamma \frac{(c_p - c_v)}{A} (T - T_0) \frac{\log \text{nat} \frac{p^2}{T}}{\log \text{nat} \frac{p}{T_0}} \dots \dots 167.$$

und als Wirkungsgrad η_{III} der Luftmaschine:

$$\eta_{III} = \frac{L}{p \log \text{nat} \frac{p^2}{p}} = \frac{1 - \frac{T_0}{T}}{\log \text{nat} \frac{T}{T_0}} \dots \dots \dots 168.$$

Unter der Annahme, daß $T = 273 + 20 = 293^\circ$, $\gamma = 1,205 \text{ kg}$, $A = \frac{1}{424}$, $p = 1 \text{ Atm.} = 10333 \text{ kg}$, lassen sich für verschiedene Werte von T_0 die entsprechenden m und η_{III} berechnen, wonach sich folgende Tabelle ergibt.

Anfangs- Spannung der Luft in Atm.	$T_0 = 278^\circ$. Temperaturerniedrigung $T - T_0 = 15^\circ$.		$T_0 = 283^\circ$. Temperaturerniedrigung $T - T_0 = 10^\circ$.	
	Einspritzwassermenge	Wirkungsgrad	Einspritzwassermenge	Wirkungsgrad
	m in kg.	η_{III} .	m in kg.	η_{III} .
2	0,810	0,973	1,373	0,982
3	1,451	"	2,343	"
4	1,905	"	3,031	"
5	2,258	"	3,565	"

Thatsächlich muß wegen der nicht hinreichend feinen Zerteilung des Einspritzwassers eine nicht unwesentlich grössere Menge, nämlich das 1,5 bis 2fache Quantum eingespritzt werden, um stets die notwendigen Temperaturunterschiede zwischen Wasser und Luft zu erhalten. Durch neuere Beobachtungen wurde festgestellt, daß auch ohne besondere Wärmezufuhr beliebige Expansion der Luft möglich sei; vergl. § 60: Luftlokomotiven.

Die früher berechneten theoretischen Wirkungsgrade können praktisch nicht erreicht werden, weil noch die Arbeitsverluste durch Reibung und die Luftverluste, ferner bei Luftmaschinen, die mit Volldruck oder nur mit geringer Expansion arbeiten, die durch die schädlichen Räume bedingten sehr erheblichen Verluste in Rechnung kommen. Der totale Wirkungsgrad η_0 einer vollständigen pneumatischen Transmissionsanlage, nämlich das Verhältnis der von der Kurbelwelle der Luftmaschine abgegebenen mechanischen Arbeit zu der in der treibenden Dampfmaschine indizierten Arbeit, wird infolge genannter Verluste nur einen Teil des theoretischen Wirkungsgrads (Formel 164) ausmachen: $\eta_0 = 0,5 \eta$ bis $0,6 \eta$ und darf im allgemeinen auf 15 bis 30% geschätzt werden, wobei der grössere Wert für Pressungen von 2 bis 5 Atm., der geringere bei 5 bis 10 Atm. absolut zu nehmen ist.

Die vermittelst Luft übertragenen Arbeitsstärken waren am Mont-Cenis bis $N \cong 55$ Pf., am Gotthard bis $N \cong 200$ Pf. (auf jeder Seite des Tunnels), und betragen bei verschiedenen Anlagen von Fördermaschinen $N = 3,5$ bis 175 Pf.

§ 59. Beschreibung der Installation an der Nordseite des Gotthardtunnels (Göschenen); Fig. 24, Taf. XII. Vor Vollendung der Anlage zur Benutzung der Wasserkraft der vom St. Gotthard kommenden Reufs wurde im April 1873 ein provisorischer Betrieb mittelst einer zweicylindrigen Dampfmaschine und zweier nassen, doppeltwirkenden Sommeiller-Kompressoren eingerichtet. Die Maschine lief mit 12 bis 16 Umdrehungen pro Minute und leistete 30 bis 40 Pf. effektiv. Die Luftspannung betrug 3 bis 4 Atm. absolut. Die Kompressoren von 1,2 m Hub und 0,45 m Cylinderdurchmesser lieferten bei 80% volummetrischen Wirkungsgrad und 12 Doppelhüben pro Minute 1,8 bis 2,4 cbm Luft von 4 beziehungsweise 3 Atm. Pressung, welche zum Betriebe von 4 bis 6 Gesteinsbohrmaschinen ausreichte. Nach Vollendung der definitiven Wasserleitungsanlagen im November 1873 wurde der Dampftrieb eingestellt. 1875 wurden die Dampfmaschinen durch Wassersäulenmaschinen ersetzt, doch erwies sich diese provisorische Anlage wegen häufiger Reparaturen für den späteren Baubetrieb nur wenig nutzbringend.

Behufs Heranziehung der Wasserkraft der Reufs, wobei auf eine Minimalwassermenge von 1,5 cbm pro Sekunde zu rechnen war, wurde ein Sammelbecken 96 m über dem Tunnelportale und 870 m von demselben entfernt hergestellt und von hier das Wasser mittelst eines 130 m langen gemauerten und gedeckten Kanales dem 3 m tiefer liegenden Ablagerungsbehälter, der Filterkammer von 95 cbm Inhalt zugeführt. Eine schmiedeiserne Rohrleitung von 0,85 m Durchmesser und 596 m Länge, dann eine doppelte gußeiserne Rohrleitung von 0,61 m Durchmesser und 135 m Länge führten das Wasser den Turbinen zu. Der durch die Rohrleitungen bedingte Effektverlust beträgt circa 20%, so daß bei 93 m Gefälle und der angegebenen Minimalwassermenge auf $N = 1500$ Pf. eff. gerechnet werden konnte, die zum Betriebe der Kompressoren eben ausreichten.

Die Kraftmaschinen der definitiven ersten Anlage sind 4 Partialturbinen nach Girards System mit gemeinschaftlicher horizontaler Axe, welche 5 Gruppen von Kompressoren (gebaut von Roy et Co. in Vevey) mit je 3 Cylindern und 4 kleine Kompressoren, System Colladon, für die Speisung der mit verdichteter Luft betriebenen, für den Materialtransport verwendeten Lokomotiven (welche Luftlokomotiven genannt werden mögen), also zusammen 19 Kompressoren betreiben. Nach Angabe der Konstrukteure sollte jede Turbine bei einer Wassermenge von 0,3 cbm pro Sekunde, einem effektiven Gefälle von 85 m und einer Geschwindigkeit von 160 Umdrehungen pro Minute eine Arbeitsstärke von 280 Pf. haben, so daß auf eine gesamte Betriebskraft von 1120 Pf. gerechnet war. Mittelst Räderübersetzung von 2:1 sollten die Kompressoren auf 80 Doppelhübe pro Minute gebracht werden. Mit Rücksicht auf deren Konstruktion stellte sich jedoch eine Reduktion der genannten Geschwindigkeit als notwendig heraus, die Turbinen arbeiteten deshalb mit nur 80 bis 110 Umdrehungen pro Minute und gaben thatsächlich bloß 600 Pf. an die Kompressoren ab. Je drei dieser doppeltwirkenden halbnassen Kompressoren mit Wassereinführung durch die Saugventile sind durch eine gemeinschaftliche dreifach gekröpfte Welle, deren Kurbelradien unter 120° stehen, zu einer Gruppe verbunden; vergl. Fig. 13, Taf. XIII. Cylinderdurchmesser 0,42 m, Hub 0,65 m, projektierte Zahl der minutlichen Umdrehungen 80 bei 1,73 m mittlerer Kolbengeschwindigkeit. Berechnete Leistung 1,4 bis 1,2 cbm Luft pro Minute von 7 beziehungsweise 8 Atm. bei 70% volummetrischen Wirkungsgrad, somit projektierte Gesamtlieferung 21 beziehungsweise 18 cbm. Es mußte jedoch die Kolbengeschwindigkeit auf 1,2 m, die Zahl der Umdrehungen auf 40 bis 50 und die Luftspannung auf 6 bis 7 Atm. reduziert werden. Der volummetrische Wirkungsgrad erreichte bei normalen Verhältnissen kaum 50%, so daß bei 7 Atm. Spannung von sämtlichen Kompressoren nur circa 8,5 cbm verdichtete Luft geliefert wurden.

Im September 1875 kamen noch die oben erwähnten 4 kleinen doppeltwirkenden Kompressoren zur Beschaffung der höher komprimierten Luft für die Luftlokomotiven hinzu, indem jeder der 4 Kompressorengruppen noch einer dieser Kompressoren beigegeben und von der gekröpfen Welle aus mit betrieben wurde. Cylinderdurchmesser 0,275, Hub 0,45 m, projektierte Zahl der Umdrehungen pro Minute 80, Luftlieferung 0,25 cbm pro Minute, also von den 4 Kompressoren zusammen 1,0 cbm von 10 Atm. absoluter Pressung. Da später höher gepresste Luft benötigt wurde, liefs man die von den großen Kompressoren bereits auf 6 bis 7 Atm. verdichtete Luft von den kleinen Kompressoren ansaugen und auf 12 bis 14 Atm. verdichten. Auf Wassereinspritzung wurde verzichtet, weil ohnedies infolge unzureichender Filtration die feinen Öffnungen der Pulverisateurs sich häufig mit Sand verlegten. Entsprechend dem Gange der großen Kompressoren mußte die Hubzahl auf 40 bis 50,

die Kolbengeschwindigkeit auf 0,82 m vermindert werden, so daß ein kleiner Kompressor 2,75 cbm von 6 bis 7 Atm. Pressung ansaugte. Da von den 4 vorhandenen Kompressoren durchschnittlich nur 3 als in Betrieb befindlich zu rechnen waren, wurden 8,25 cbm Luft von 6 bis 7 Atm. pro Minute angesaugt und bei 70% volummetrischen Wirkungsgrad auf 2,9 bis 3,4 cbm Luft von 12 Atm. komprimiert. Die kleinen Kompressoren lieferten die Luft in ein gemeinschaftliches Druckrohr, welches zu 4 kleinen, je 9 m langen und 1,5 m weiten Reservoirs von zusammen 60 cbm Fassungsraum führte. Infolge des geringen Inhaltes und der großen Zwischenräume, in welchen die Speisung der Lokomotiven erfolgte, würde bei ununterbrochener Thätigkeit der kleinen Kompressoren der Luftdruck häufig über 12 Atm. gestiegen sein. Um dies zu verhindern, war an einem Behälter ein Sicherheitsventil angebracht, welches bei vorkommendem Maximaldruck sich öffnet und die Luft in die Hauptleitung, allerdings mit entsprechendem Arbeitsverlust, übertreten läßt. Von diesen Behältern führte eine 6 cm weite Luftleitung zum Tunnel, wo Hähne zum Zwecke der Lokomotivspeisung angebracht waren.

Die Unzulänglichkeit der ersten definitiven Anlage erforderte die Hinzufügung einer zweiten Anlage, bestehend aus 2 von einander unabhängigen Gruppen von je 2 doppelwirkenden Kompressoren nach Colladons System mit Wassereinspritzung in Staubform (die aber bald durch Wassereinführung mittelst der Saugventile ersetzt wurde), geliefert von Escher, Wyfs & Co. in Zürich. Zu ihrem Betrieb dienten zwei Partialturbinen, System Girard, mit horizontaler Axe, welche, je für eine sekundliche Wassermenge von 0,48 cbm, ein effektives Gefälle von 85 m und 70 Umdrehungen pro Minute konstruiert, bei 60% Wirkungsgrad je 325 Pf. ergaben. Da mit Rücksicht auf den regelmäßigen Gang der Kompressoren die Umdrehungszahl auf 30 bis 40 herabgesetzt werden mußte, gaben die Turbinen nur je 185 Pf. ab. Die Kompressoren hatten 0,62 m Cylinderdurchmesser, 0,9 m Hub und sollten mit 70 Doppelhüben und 2,1 m Kolbengeschwindigkeit bei einem volummetrischen Wirkungsgrad von 70% je 3,25 bis 3,75 cbm, also zusammen 13 bis 15 cbm Luft pro Minute von 8 beziehungsweise 7 Atm. absolut liefern. Die Saugventile mit Federn wurden wie bei der ersten Anlage durch Klappen ersetzt und, wie vorhin bemerkt, die Kolbengeschwindigkeit auf 1,2 m bei 40 Doppelhüben pro Minute ermäßigt, so daß bei 70% volummetrischem Wirkungsgrad nur 8,5 cbm Luft von 7 Atm. geliefert wurden.

Zusammenstellung.

Projektiert:		Abgegeben wurden:	
Provisorische Anlage	40 Pf.	durch die erste definitive Anlage . .	600 Pf.
Definitive erste Anlage	1120 "	" " zweite " " . .	370 "
" zweite "	650 "		
	<u>zusammen . 1810 Pf.</u>		<u>zusammen . 970 Pf.</u>

Es sollten liefern:

die nassen Kompressoren	1,8 cbm Luft von	4 Atm.
" Kompressoren der I. definitiven Anlage . . .	21 " " "	7 "
" 4 kleinen Kompressoren	1 " " "	10 "
" Kompressoren der II. definitiven Anlage . .	15 " " "	7 "

Geliefert wurde:

von den Kompressoren der I. definitiven Anlage .	8,5 cbm Luft von	7 Atm.
" " 4 kleinen Kompressoren	3,4 " " "	12 "
" " Kompressoren der II. definitiven Anlage .	8,5 " " "	7 "

wobei 8,25 cbm von 7 Atm. abgehen, welche von den kleinen Kompressoren angesaugt wurden.

Reduziert man diese Mengen auf Luft von atmosphärischem Drucke, so erhält man 269 cbm, die geliefert werden sollten, gegenüber 102 cbm, die wirklich geliefert wurden.

Der Wirkungsgrad der Kompressoren läßt sich bestimmen, da man die theoretische Arbeit zur Kompression pro cbm komprimierter Luft nach der Formel $L = p_1 \log_{\text{nat}} \epsilon$ berechnen kann.

Es ergibt sich:

eine eff. Leistung der Kompressoren der I. definitiven Anlage	$N = 266$ Pf.
" " " " 4 kleinen Kompressoren	$N = 51$ "

zusammen $N = 317$ Pf.,

somit als Wirkungsgrad: $\eta = \frac{317}{600} = 0,53.$

Effektive Leistung der Kompressoren der II. definitiven Anlage $N = 266$, demnach

$$\eta = \frac{266}{370} = 0,72$$

und der Gesamtwirkungsgrad der Kompressoren

$$\eta_I = \frac{317 + 266}{600 + 370} = 0,60,$$

während projektiert war

für die provisorische Anlage	$N = 23$	$\eta = \frac{23}{40} = 0,58$
------------------------------	----------	-------------------------------

" " erste definitive Anlage	$N = 657$	$\eta = \frac{710}{1120} = 0,63$
	$N = 53$	

} zus. $N = 710$

" " zweite " "	$N = 469$	$\eta = \frac{469}{650} = 0,72.$
----------------	-----------	----------------------------------

Demnach wurde bei der zweiten definitiven Anlage der vorausgesetzte dynamische Wirkungsgrad im Betrieb wirklich erreicht.

Wie aus Fig. 24, Taf. XII, ersichtlich, durchläuft die komprimierte Luft jeder Gruppe der ersten Anlage behufs Absonderung des Kühlwassers einen Lufttrockner, siehe Fig. 31. Bei der zweiten Anlage wurde in die Mitte zwischen beiden Gruppen ein Trockenapparat nach Fig. 16 u. 17 angeordnet, ein solcher auch in die Luftleitung zwischen den Kompressoren und den Luftbehältern eingeschaltet. Als Luftbehälter dienten 2 Kessel von je 50 m Länge und 2 m Durchmesser, von zusammen 310 cbm Fassungsraum. Da derselbe gleich dem 25fachen der Luftlieferung pro Minute, also verhältnismäßig sehr groß ist, verwendete man Ende 1878 einen dieser Kessel zur Speisung der Luftlokomotiven und beliefs nur einen für den Bohrmaschinenbetrieb und die Ventilation.

Der Druckverlust in der Rohrleitung betrug bei einer Länge derselben von 2000 bis 5000 m durchschnittlich 3,6 Atm., indem die Luft mit 6,7 Atm. absolut eingepreßt wurde und mit nur 3,1 Atm. bei den Bohrmaschinen anlangte. Demnach beträgt der Wirkungsgrad der Leitung:

$$\eta_{II} = \frac{\log 3,1}{\log 6,7} = 0,60,$$

ist also infolge der zu engen Rohre sehr ungünstig, was auf die Zweckmäßigkeit der Verwendung größerer Röhren hinweist. In der That sind bei den Luftleitungen anderer Tunnelbauten immer relativ größere Rohrdurchmesser zur Verwendung gekommen.

Den Wirkungsgrad der Luftmotoren der Bohrmaschinen auf $\eta_{III} = 0,5$ geschätzt, würde der Gesamtwirkungsgrad dieser pneumatischen Triebwerksanlage nur

$$\eta = \eta_I \eta_{II} \eta_{III} = 0,18$$

betragen, wobei noch zu bemerken ist, daß nicht die indizierte, sondern die effektiv geleistete Arbeit der Luftmotoren in Rechnung gebracht wurde.

§ 60. Verwendung der komprimierten Luft für den Betrieb von Lokomotiven (Luftlokomotiven). Neben der Entwicklung der Dampflokomotiven seit Anfang dieses Jahrhunderts fehlte es nicht an Vorschlägen, den Dampf durch komprimierte Luft zu ersetzen. 1822 projektierte und empfahl Baader²¹⁸⁾ zum Eisenbahnbetriebe eine Luftlokomotive, bestehend aus einem durch Verbindung von 9 über- und nebeneinander liegenden Kupferblechkesseln hergestellten Luftreservoir und einer Balanciermaschine, deren Kurbel auf der Axe eines in die fest liegende Zahnstange eingreifenden Getriebes sitzt. Die Lokomotivspeisung sollte an Stationen geschehen, wo feststehende Dampfmaschinen mit Kompressoren die Luft in große Behälter liefern. In England gründeten sich die Patente von Bompas 1828 und Mann 1829²¹⁹⁾ auf den gleichen Gedanken der Fortbewegung von Wagen u. s. w. durch komprimierte Luft von 30 und mehr Atm. Druck, und 1830 wurde durch Fordham²²⁰⁾ an der Royal Institution ein Modell eines solchen Luftwagens vorgezeigt. 1833 befürwortete

²¹⁸⁾ Baader. Neues System der fortschaffenden Mechanik. München 1822. S. 173. Taf. XVI.

²¹⁹⁾ Steel. On air compression. Eng. 1876 I. S. 473; Dingl. polyt. Journ. 1829 II. S. 344; 1830 IV. S. 10.

²²⁰⁾ Dingl. polyt. Journ. 1830 I. S. 480.

der Oberbergrat Henschel²²¹⁾ in Kassel die Verwendung der Luftlokomotive, besonders aber Crelle²²²⁾ 1839 unter Annahme von Pressungen über 60 Atm. 1840 konstruierten Andraud und Tessier du Motay²²³⁾ in Paris eine kleine durch komprimierte Luft von 25 Atm. betriebene, mit einem Reservoir von 3300 l Inhalt versehene Lokomotive, mit der sie zwischen Paris und Versailles Versuche anstellten. 1846 empfiehlt Crelle²²⁴⁾ wiederum diese Lokomotiven und bezeichnet auf Grund von Kostenanschlägen über die verschiedenen damals bekannten und mit einander konkurrierenden Beförderungssysteme dieselbe als am vorteilhaftesten. 1858 setzte Sommeiller²²⁵⁾ eine kleine Luftlokomotive bei Genf in Betrieb.

Man erkannte jedoch mehr und mehr die Unmöglichkeit, mit der Dampflokomotive, namentlich für gröfsere Lasten und auf freien ungehinderten Strecken, also für gröfsere Verkehrszwecke, konkurrieren zu können und beschränkte sich darauf, komprimierte Luft in Lokomotiven da zu verwenden, wo Eigentümlichkeiten des Dampfbetriebes, nämlich die unentbehrliche Feuerung, das Entweichen des Dampfes und vor allem der Feuergase, nachteilig oder absolut unzulässig sind, wie dies bei Pulvertransporten in Arsenalen, bei den Strafsenbahnen in belebten Stadtteilen, hauptsächlich aber bei unterirdischer Förderung auf horizontalen Strecken in Tunneln und Bergwerken der Fall ist. Hierbei findet die ausströmende verbrauchte Luft noch als Ventilationsmittel Verwertung.

Anfangs der 70er Jahre begann man Versuche mit Luftlokomotiven zum Betriebe der Strafsenbahnen zu machen, so 1872 in New-Orleans und 1873 durch Scott Moncrieff in Glasgow, wo bei 24 Atm. Reservoirdruck die Luft durchschnittlich mit 1,5 Atm. in 2 Cylindern von 152 mm Durchmesser zur Verwendung gelangte.

Zur Beförderung von Ausbruchmassen im Tunnelbau wurden Luftlokomotiven zuerst beim Bau des Gotthardtunnels²²⁶⁾ gebraucht. Zunächst kam 1873 eine gewöhnliche Lokomotive, deren Kessel von 1 cbm Inhalt mit Luft von 4 Atm. gefüllt wurde, in Betrieb, welche man, da sie sich als unzureichend erwies, noch mit einem angehängten auf 2 Wagen liegenden Behälter von 8 m Länge, 1,6 m Durchmesser und 16,4 cbm Inhalt versah. Luftpressung 7 Atm., Cylinderdurchmesser 204 mm, Hub 360 mm. Bei dieser Einrichtung liefs sich ein Zug von 30 bis 60 Tonnen Gewicht auf eine Entfernung von 400 m hin und zurück mit einer durchschnittlichen Geschwindigkeit von 10 km pro Stunde befördern, wobei die Druckabnahme während der Fahrt eine beständige Regulierung der Zuströmung zu den Cylindern durch den Maschinenführer erforderte. Diesen Übelstand hat der Ingenieur Ribourt in der von ihm konstruierten Maschine beseitigt, welche bei einem Reservoirdruck von 14 Atm. im Cylinder mit sehr niedriger, durch einen Regulator selbst-

²²¹⁾ Henschel. Neue Konstruktion der Eisenbahnen und Anwendung komprimierter Luft zur Bewegung der Fuhrwerke. Kassel 1833.

²²²⁾ Crelle. Einiges über die Ausführbarkeit der Eisenbahnen in bergigen Gegenden. Berlin 1839.

²²³⁾ Andraud et Tessier du Motay. Mémoire sur une voiture mise en mouvement par le ressort de l'air. Comptes rendus. 1841 I. S. 894 und Dingl. polyt. Journ. 1841 III. S. 257.

²²⁴⁾ Crelle. Über die sogenannte atmosphärische Eisenbahn. Berlin 1846.

²²⁵⁾ Pernolet. L'air comprimé. S. 12.

²²⁶⁾ Zeichnungen und Beschreibungen der verwendeten Maschinen finden sich: Eng. 1875 II. S. 335, 338; Revue industr. 1875. S. 517; Annales industr. 1875 II. S. 777. Taf. 101/102 u. 1876 I. S. 168. — Vergl. ferner:

Ribourt. Lokomotivbetrieb mit Luft im St. Gotthardtunnel. Eisenb. 1875 II. S. 2 und Maschinenb. 1876. S. 26.

thätig auf 3 Atm. konstant erhaltener Pressung und mit Füllungsgraden von $\frac{1}{2}$ bis $\frac{2}{3}$ arbeitet. Zwei solche von Schneider & Co. in Creuzot ausgeführte Maschinen kamen 1875 in Betrieb. Aus einem aus Stahlblech hergestellten Reservoir von 7,6 cbm Inhalt gelangt die komprimierte Luft in den Druckregulator, von da in einen kleinen Behälter von 0,3 cbm Inhalt, der bestimmt ist, Stöße beim Anfahren zu vermeiden, und endlich in die Treibcylinder von 200 mm Durchmesser und 360 mm Kolbenhub.

Der in Fig. 38, Taf. XIII, dargestellte Druckregulator besteht aus dem durch den Stutzen *B* mit dem Hauptreservoir verbundenen Cylinder *A*, der durch das Gehäuse *C* umhüllt ist und mit ihm durch Öffnungen *aa* in Verbindung steht. Der Stutzen *D* führt zu dem kleinen Behälter. Von dem im Cylinder *A* beweglichen, durch eine Feder *G* belasteten Kolbensystem *EF* ist der Kolben *F* mit Durchbrechungen versehen, welche in der gezeichneten für Minimaldruck im Hauptreservoir gültigen Stellung auf die im Cylinder *A* befindlichen Kanäle passen und so den größtmöglichen Durchgangsquerschnitt für die Luft frei lassen. Bei größerem Reservoirdruck, der sich auf der Rückseite des Kolbens *F* geltend macht, werden die Kolben verschoben und die Kanäle verengt, so daß die durchströmende Luft gedrosselt und deren Druck entsprechend reduziert wird. Der hiermit verbundene Arbeitsverlust entspricht der Expansion von dem höheren auf den niederen Druck und läßt sich leicht berechnen.

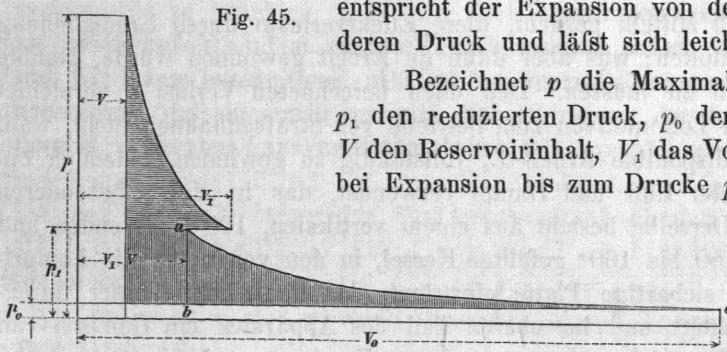


Fig. 45.

Bezeichnet *p* die Maximalspannung im Reservoir, *p*₁ den reduzierten Druck, *p*₀ denjenigen der Atmosphäre, *V* den Reservoirinhalt, *V*₁ das Volumen, welches derselbe bei Expansion bis zum Drucke *p*₁ einnimmt, also *V*₁ - *V* das Volumen, welches in der Maschine zur Wirkung gelangt, (weil ja ein Volumen *V* vom Drucke *p*₁ im Reservoir zurückbleibt), *V*₀ das Endvolumen für den Druck *p*₀, so wird die im Diagramm Fig. 45 durch die horizontal schraffierte Fläche repräsentierte verlorene Arbeit sein:

$$L_1 = V \left(p \left(\log \text{nat} \frac{p}{p_1} - 1 \right) + p_1 \right) \dots \dots \dots 169.$$

und die im Diagramm durch die vertikal schraffierte Fläche dargestellte, für die Maschine noch disponible Arbeit:

$$L_2 = V (p - p_1) \log \text{nat} \frac{p_1}{p_0}, \dots \dots \dots 170.$$

also die Gesamtarbeit, welche durch Kompression pro Reservoirfüllung zu leisten ist

$$L = L_1 + L_2 = V \left[p \left(\log \text{nat} \frac{p}{p_0} - 1 \right) - p_1 \left(\log \text{nat} \frac{p_1}{p_0} - 1 \right) \right], \dots \dots 171.$$

woraus sich der durch Drosselung bedingte Effektverlust berechnet zu

$$\epsilon = \frac{L_1}{L} = \frac{p \left(\log \text{nat} \frac{p}{p_1} - 1 \right) + p_1}{p \left(\log \text{nat} \frac{p}{p_0} - 1 \right) - p_1 \left(\log \text{nat} \frac{p_1}{p_0} - 1 \right)} \dots \dots \dots 172.$$

Folgende Tabelle gibt diesen Verlust für verschiedene Reservoirdrücke und *p*₀ = 1 Atm. an.

Maximal- Reservoirdruck p in Atm.	Effektverlust ε für einen reduzierten Druck p_1 in Atm.			
	2	3	4	5
10	0,59	0,40	0,28	0,19
15	0,66	0,48	0,37	0,29
20	0,69	0,53	0,42	0,34
25	0,71	0,56	0,46	0,39
30	0,73	0,59	0,49	0,42

Da ohne besondere Vorrichtungen die Expansion wegen der damit verbundenen Temperaturerniedrigung nicht oder nur innerhalb sehr beschränkter Grenzen für möglich gehalten wurde, liefs man auch meist die durch die Fläche abc dargestellte Arbeit verloren gehen, die nach Gleichung 162, S. 230, zu beurteilen ist. Wird ferner der Wirkungsgrad der Kompressoren in Rechnung gezogen und auch berücksichtigt, daß das Füllen der Lokomotivkessel nicht, wie es am vorteilhaftesten wäre, direkt von den Kompressoren aus geschieht, sondern aus einem Luftbehälter, dessen Druck als nahezu konstant und gleich dem Maximalkesseldruck angesehen werden kann, wobei wieder Expansionsarbeit der Luft verloren geht, so ist es erklärlich, daß der Gesamtwirkungsgrad nur ein sehr geringer sein wird.

Man hat nun nach Mitteln gesucht, diese Effektverluste durch Ermöglichung der Expansion einzuschränken; was aber dann an Arbeit gewonnen wurde, glaubte man an Wärme zuführen zu müssen. Den oben berechneten Verlust ε vermeidet Mékarski²²⁷⁾ bei seinen Lokomotiven zum Betriebe von Strafsenbahnen nicht, wohl aber sucht er die noch disponible Arbeit L_2 vollständig zu gewinnen, indem er ein Gemisch von komprimierter Luft und Dampf verwendet, das in einem besonderen Apparat erzeugt wird. Derselbe besteht aus einem vertikalen, 100 l fassenden und zu $\frac{3}{4}$ mit Wasser von 150 bis 160° gefüllten Kessel, in den von unten die komprimierte Luft durch eine siebartige Platte einströmt, das überhitzte Wasser durchzieht, sich mit Dampf sättigt und im oberen Teil des Apparates ein Gemisch von 100° bis 120° bildet, als welches es unter einem Drucke von 5 bis 6 Atm. zur Verwendung gelangt. Der anfängliche Reservoirdruck beträgt 25 Atm., so daß bei 5 Atm. Anfangsdruck im Cylinder nach der Tabelle noch 39% Arbeit verloren gehen.

Bei dem von Mékarski hierbei verwendeten Druckregulator, siehe Fig. 37, Taf. XIII, ist das Druckreduktionsventil V , welches von der im Raume A eingeschlossenen, mit Dampf gesättigten Luft bei ihrem Wege zu den Arbeitscylindern passiert werden muß, am oberen Ende mit einer Kautschukmembrane verbunden, auf welche von unten der reduzierte Druck wirkt, von oben dagegen der Druck der Flüssigkeit B und der im ringförmigen Raume C eingeschlossenen Luft, welcher durch Auf- oder Niederschrauben des Kolbens K beliebig reguliert werden kann. So lange dieser Druck unverändert gelassen wird, reguliert sich die Stellung des Reduktionsventiles selbstthätig derart, daß auch der reduzierte Druck konstant bleibt.

²²⁷⁾ Zeichnungen und Beschreibungen von Mékarski's Luftlokomotive finden sich: Eng. 1876 I. S. 153, 1881 I. S. 154; Engng. 1876 II. S. 143; Revue industr. 1876. S. 461. Taf. 51/52; Annales industr. 1876 I. S. 8 u. 17; Portefeuille écon. des mach. 1876. S. 4. Taf. 1/2; Maschinenb. 1877. S. 34, 187; Prakt. Masch. Konstr. 1877. S. 9. Taf. 5; Annalen f. Gewerbe u. Bauw. 1878. S. 454.

Vergl. ferner: Mékarski, Réchauffeur-saturateur et regulateur de détente. Portefeuille écon. des mach. 1878. S. 186 und Maschinb. 1879. S. 147.

Komprimierte Luft zum Betriebe von Strafsenbahnen. Maschinenb. 1879. S. 6.

Die Strassenbahn in Nantes wird seit etwa 2 Jahren durch Mékarski's Motoren betrieben.

Eine neuere Konstruktion in dieser Richtung rührt von Major Beaumont²²⁸⁾ her. Der anfängliche Reservoirdruck beträgt 70 Atm., und soll die Gesamtexpansionsarbeit ausgenutzt werden, indem die Luft in mehreren Cylindern nach einander arbeitet, deren Mäntel mit Dampf geheizt sind, wodurch aber wieder ein besonderer kleiner Dampfkessel notwendig wird. Versuche mit dieser Maschine wurden im Arsenal zu Woolwich und beim Tramway in Leeds angestellt.

Da durch neuere Versuche der Beweis geliefert wurde, daß die bei Expansion der komprimierten Luft befürchtete Eisbildung nicht eintritt, wird bei den Luftlokomotiven von Lishman & Young²²⁹⁾, sowie von Scott-Moncrieff²³⁰⁾, die mit Pressungen von 15 bis 25 Atm. arbeiten, ohne besondere Vorkehrungen die Expansionswirkung der Luft vollständig ausgenutzt und bei abnehmendem Reservoirdruck die Expansion von Hand oder selbstthätig reguliert.

Die Nachteile der Luftlokomotiven beruhen in ihrem kleinen Wirkungsgrad und in ihrer geringen Verwendbarkeit bei Steigungen, überhaupt in der beschränkten Arbeitsleistung, da sie die Quelle der motorischen Kraft nicht in sich tragen. Aufserdem verlangen sie einen primären Motor und bedingen hohe Anlagekosten, doch ist andererseits zu beachten, daß sich auch billige Betriebskräfte, z. B. Wasserkräfte, ausnutzen ließen und stationäre Dampfmaschinen nahezu doppelt so vorteilhaft arbeiten, wie Dampflokomotiven. Ihr großer Vorzug für unterirdische Förderung besteht aber darin, daß sie nicht nur eine Verunreinigung der Luft nicht veranlassen, sondern im Gegenteil zur Ventilation beitragen.

²²⁸⁾ Wetter. Lokomotivbetrieb durch komprimierte Luft. Eisenb. 1880 II. S. 16. — Wetter. Beaumont's Luftlokomotive. Eisenb. 1880 II. S. 114. Mit Abb. — Beaumont. The Beaumont compressed air locomotive for tramways, railways etc. Journ. of the Soc. of Arts. 1881. S. 384.

²²⁹⁾ Young. Compressed air engines. Eng. 1881 II. S. 279.

²³⁰⁾ Scott-Moncrieff. On compressed air upon tramways. Engug. 1881 II. S. 506; Eng. 1881 II. S. 343.

Litteratur.

(Von den im Texte citierten Abhandlungen sind nur die allerwichtigsten nochmals angeführt.)

- Devillez. Travaux de percement du tunnel sous les alpes (Mont-Cenis). Paris 1863.
- * Mallard. Etude théorique sur les machines à air comprimé. Bulletin de la société de l'industrie minerale. Dunod. Paris 1867. Tome XII. S. 615.
- Kossuth. The Mont-Cenis-tunnel. Engug. 1871 II. S. 180, 241, 281, 283; 1872 I. S. 86, 87.
- The use of compressed air for actuating machinery. Engug. 1873 I. S. 27. Ohne Abb.
- Daxhelet. Les perforatrices à air comprimé. Revue univ. des mines. 1873 I. S. 63.
- Trasenster. Note sur le travail de l'air comprimé. Revue univ. des mines. 1873 I. S. 413.
- Rühlmann. Allgemeine Maschinenlehre. Bd. IV. Braunschweig 1874. S. 752. Zusatz, betreffend einige besondere Apparate und Maschinenwerke zum Komprimieren der atmosphärischen Luft für Transmissions- und Arbeitszwecke. Mit Litteraturangaben.
- Thielmann. Über Gesteinsbohrmaschinen und die Anwendung komprimierter Luft. Prakt. Masch. Konstr. 1874. S. 67.
- Daniel. Über Benutzung komprimierter Luft zum Betriebe von Maschinen für die Streckenförderung. Maschinb. 1874. S. 366.
- Achard. De la transmission et de la distribution des forces motrices à grande distance au moyen de l'air comprimé. Annales des mines 1874. S. 301.

- *Pernolet. L'air comprimé et ses applications. Paris 1876. (Das umfassendste und gründlichste Werk über diesen Gegenstand.)
- Giraudière. L'emploi de l'air comprimé comme moteur. Annales industr. 1876 I. S. 21, 101, 206.
- Mativa. Note sur l'établissement de machines à comprimer l'air aux charbonnages du Levant-du-Flénu. Revue univ. des mines 1877 I. S. 69.
- *Riedler. Gesteinsbohrmaschinen und Luftkompressionsmaschinen. XV. Heft d. österr. Berichtes über die Weltausstellung in Philadelphia 1876. Wien 1877.
- Freyn. Über Erzeugung und Verwendung komprimierter Luft als Betriebsmittel. Dingl. polyt. Journ. 1877 II. S. 233, 353.
- Trasenster. Note sur l'effet utile de l'air comprimé et de l'eau à haute pression. Revue univ. des mines. 1878 I. S. 1.
- Mativa. Rapport sur les expériences fait au Levant-du-Flénu sur la perforation mécanique. Première Partie: Production de l'air comprimé. Revue univ. des mines. 1878 I. S. 652.
- Dubois & François. Notice sur les appareils à comprimer l'air et de perforation mécanique. Liege 1878.
- Hagens. Über Luftkompressoren zu Bauzwecken. Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1878. S. 495.
- Kraft. Emploi de l'air comprimé. Revue univ. des mines. 1879 II. S. 301.
- *Dolezalek. Lufttransmission im Gotthard-Tunnel. Zeitschr. d. Arch. u. Ing. Ver. zu Hannover 1880. S. 59, 207, 523. Taf. 815 u. 831.
- Habets. Exposition internationale de Paris 1878. Emploi de l'air comprimé. Revue univ. des mines. 1880 I. S. 106. Pl. 5.
- Cederblom. Über die Anwendung der komprimierten Luft in der technischen Mechanik. Berg- u. hüttenmännische Ztg. 1878. S. 25; 1879. S. 107.
- Sturgeon. Compressing air. Engng. 1881 I. S. 116, 170, 249.
- Massey. Notes on compressed air. Engng. 1882 I. S. 67.

Kompressoren.

- Lloyd's Luftkompressor. Dingl. polyt. Journ. 1868 III. S. 361 (Durch Umsetzung mittelst unrunder Räder soll der Widerstand konstant erhalten werden).
- Spoth. Luftkompressor. Prakt. Masch. Konstr. 1872. S. 50, 71. Taf. 14 u. 15. (Kompressor mit hydraulischen Kolben).
- Johnston's Luftkompressor. Revue univ. des mines. 1873 II. S. 344 u. Dingl. polyt. Journ. 1876 I. S. 30 (Nasser Kompressor mit schwingendem Kolben).
- Luftkompressionsmaschinen auf Ryhope colliery bei Sunderland. Zeitschr. f. Berg-, Hütten- u. Salinenwesen. 1874. S. 166. Taf. 5 (Trockener Kompressor).
- Erierson's Compressor. Dingl. polyt. Journ. 1874 III. S. 379; Maschinenb. 1874. S. 377; Prakt. Masch. Konstr. 1878. S. 63 (Trockener stehender Kompressor mit zwei einfach wirkenden Taucherkolben und äußerer Kühlung).
- Riedler. Maschinen-Skizzen. Heft 1. Luftkompressionsmaschinen. Mit 18 Tafeln. Wien 1875.
- Mayer. Luftkompressionsanlage am Jakob-Schachte in Polnisch Ostrau. Österr. Zeitschr. f. Berg- und Hüttenwesen. 1875. S. 451.
- Air compressors at the St. Gothard tunnel (Göschenen) Eng. 1875 I. 126; Prakt. Masch. Konstr. 1875. S. 131. Taf. 34 u. 35.
- Sawtell's Luftkompressor. Scient. American. 1876 II. S. 390; Maschinenb. 1877. S. 244 (Wassersäulen-Kompressor; die sinkende Wassersäule komprimiert die Luft; die Umsteuerung erfolgt selbstthätig).
- Cranston's Compressor. Engng. 1876 II. S. 320 (Liegender trockener Kompressor mit äußerer Kühlung; die beiden Luft- und der Dampfzylinder neben einander angeordnet).
- Wyllie's Compressor. Engng. 1876 I. S. 517; Maschinenb. 1876. S. 367; Prakt. Masch. Konstr. 1877. S. 212. (Halbnasser Kompressor mit Wassereinführung durch die Saugventile).
- Faber's Compressor. Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1877. S. 477. Taf. XXIV. (Vertikaler Kompressor mit Regulator und Wassereinführung durch die Saugventile).
- Colladon's Compressor für 14 Atm. Annales industr. 1877 I. S. 779.
- H. Richter u. Tittel & Paschke. Vertikaler nasser Luftkompressor 1877. D. R. P. No. 1139.
- Sautter, Lemonnier et Co. Kompressor mit zwei Cylindern. Portefeuille économ. des mach. 1880. S. 130. Taf. 35/36.
- Riedler. Über Luftkompressionsmaschinen. Wochenschr. d. österr. Ing. u. Arch. Ver. 1878. S. 223.

- Normandy, Stilwell & Co. Air compressing machinery. Eng. 1879 I. S. 352 und Maschinenb. 1879. S. 338. (Stehender Kompressor aus zwei einfach wirkenden Pumpen gebildet, mit äußerer Kühlung und Hahnensteuerung).
- Air compressing engines at the Newstead Colliery. Eng. 1879 I. S. 116.
- Dinnendahl & Meyer. Dreicylindrige Luftkompressionsmaschine. Dingl. polyt. Journ. 1879 IV. S. 172. D.-R. P. No. 4747 u. No. 6168.
- Kompressor der Märkischen Maschinenbauanstalt Wetter a. d. Ruhr. Engng. 1880 II. S. 185. (Liegender Kompressor mit zwei Dampf- u. Luftzylindern und Wassereinspritzung während der Saugperiode).
- Neuerungen an Luftkompressoren. Österr. Zeitschr. für Berg- u. Hüttenwesen. 1881. S. 63 (Rand Drill & Co. in Newyork, Märkische Masch. Bauanstalt, Johnston, Wortmann & Frölich, Norwalk).
- Grimshaw. Air compressors. Franklin Journ. 1881 I. S. 474. Ohne Abb.
- Schram's air compressor. Engng. 1881 II. S. 528.

Luftlokomotiven.

- Compressed air engines. Engng. 1872 I. S. 145 u. 249 und Zeitschr. d. österr. Ing. u. Arch. Ver. 1872. S. 337.
- De l'emploi de la vapeur et de l'air comprimé. Revue industr. 1876. S. 38, 102, 168, 194, 207, 229, 254, 268.
- Mékariski. Sur le frais d'établissement et d'exploitation des tramways desservis par des machines à air comprimé. Memoires de la société des ingenieurs civils. 1878. S. 548, 728 und Annal. du genie civil. 1878. S. 564.
- Pneumatische Maschinen für Strafsenwagen. Maschinenb. 1869. S. 26.
- Compressed air locomotives. Eng. 1880 I. S. 445.

F. Dampfleitungen.

§ 61. Theoretische Beziehungen. Rechnungsbeispiel. Sind die mit Dampf zu betreibenden Maschinen an Orten aufzustellen, wo die Anlage von Dampfkesseln unvorteilhaft, unbequem oder unstatthaft sein würde, oder sollen mehrere in verschiedenen Lokalitäten befindliche Maschinen von einer einzigen Kesselanlage aus mit Dampf gespeist werden, so sind längere Dampfleitungen notwendig, wie solche übrigens in ausgedehntem Mafse für Heizungszwecke Verwendung gefunden haben. Im letzten Falle ist allein die Wärmetransmission Zweck, während sie bei Maschinenbetrieb nur das Mittel zur Kraftübertragung bildet, doch erscheint eine Vereinigung beider Ziele angesichts der neuerdings aufkommenden Einrichtung von Dampfheizungen für ganze Stadtteile.²³¹⁾ keineswegs ausgeschlossen.

Da das für Luft gültige Mariotte-Gay-Lussac'sche Gesetz auf Dämpfe nicht angewendet werden kann, sind die im vorigen Kapitel für die Bewegung der Luft in Rohrleitungen aufgestellten Gleichungen hier nicht brauchbar. Auch kommt zu den durch die Reibungswiderstände und durch plötzliche Querschnitts- und Richtungsänderungen der Rohrleitung bedingten Druckverlusten hier noch infolge von Wärmeabgabe nach außen und der entsprechenden Kondensation des Wasserdampfes ein weiterer Verlust hinzu.

Bezeichnen d den Rohrdurchmesser, l die Länge und h die Ansteigung einer Dampfleitung in m, ζ den Widerstandskoeffizienten, p_1 und p_2 die spezifischen Pressungen am Anfange und Ende der Leitung, v_1 und v_2 die spezifischen Volumina, c_1 und c_2 die bezüglichen Geschwindigkeiten in m pro Sekunde, $c_0 = \frac{c_1 + c_2}{2}$ die mittlere Geschwindigkeit, und wird für Dämpfe die Beziehung

$$p_1 v_1^m = p_2 v_2^m \dots \dots \dots 173.$$

²³¹⁾ In Lockport im Staate New-York betrug 1879 die Länge des in Betrieb befindlichen Dampfrohrnetzes bereits 4800 m.