

„Express-Kompressoren“.

Wichtige Verbesserungen an Kompressoren wurden durch die rückläufigen Druckventile von Professor Stumpf erreicht. Diese Ventile öffnen sich gegen den Luftstrom in das Cylinderinnere und werden durch den Kolben in der Richtung des Luftstromes geschlossen.

puffer bei der Ventileröffnung, um die Eröffnungshöhe und Beschleunigung der Ventilmassen und ihre nachherige Verzögerung zu beherrschen, und als Vakuum-Puffer bei Beginn der Schlussbewegung. Es schien daher möglich, die Bewegung solcher Ventile auch

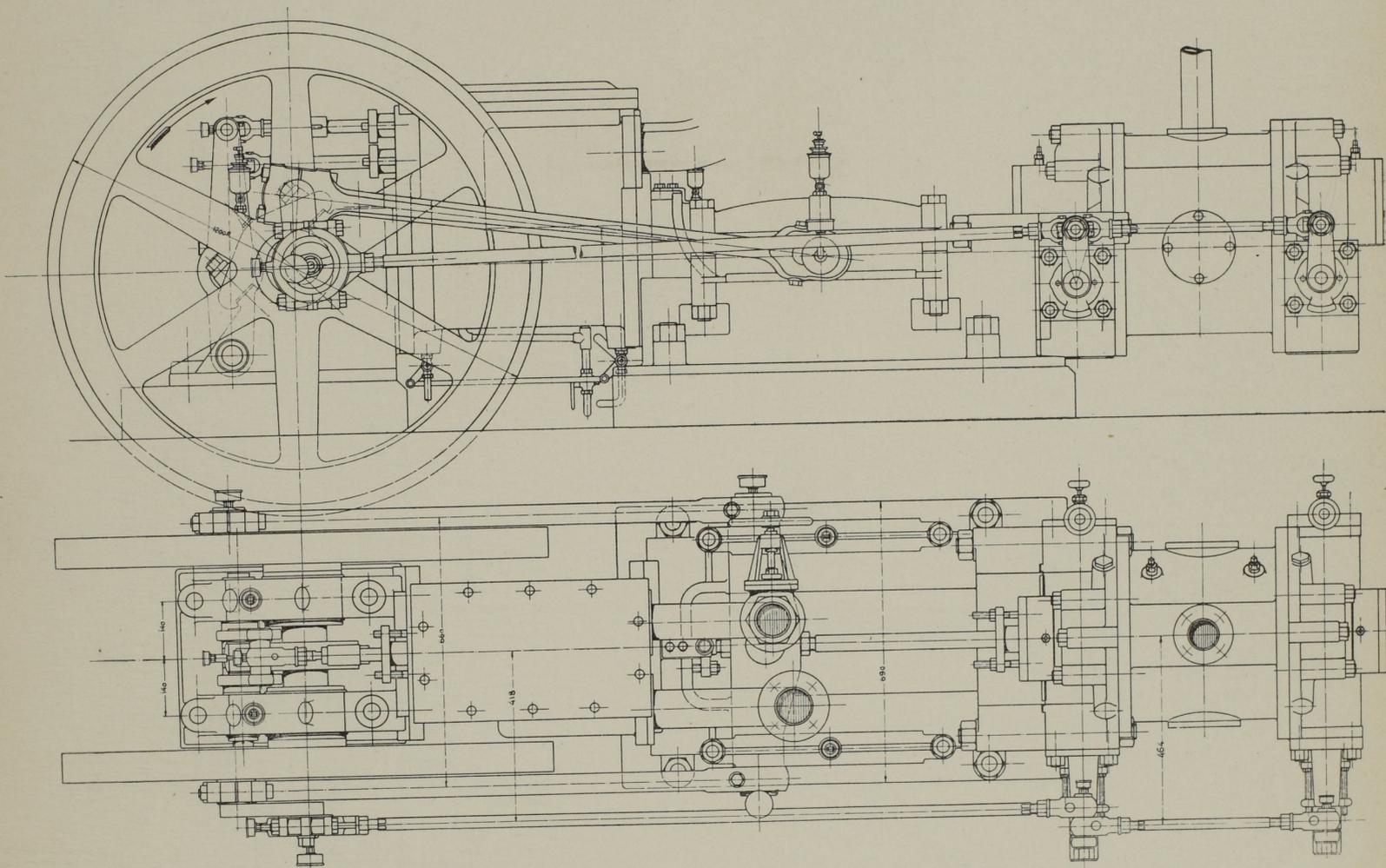


Abb. 1. Seitenansicht und Grundriss. Massst. 1:15.

Kompressor mit rückläufigen Druckventilen,
gebaut von A. Borsig in Berlin-Tegel.

Die neue Konstruktion bietet naheliegende grosse Vortheile, insbesondere: die besondere Zwangsschluss-Steuerung fällt weg, die Bauart wird vereinfacht; der Gegenkolben, welcher die Eröffnung des Druckventils zu besorgen hat, kann in einfacher Weise als Luftpuffer ausgebildet werden, und zwar als Druck-

bei sehr hohen Betriebsgeschwindigkeiten vollständig zu beherrschen, insbesondere ihr Flattern gründlich zu verhindern, das immer ein Hinderniss ist, grosse Betriebsgeschwindigkeiten und sicheren Ventilgang zu erzielen.

Mit den gesteuerten Ventilen, die im vorange-

gangenen Abschnitt in vielen Ausführungsbeispielen angegeben sind, können zwar alle Aufgaben des Kompressorbaues vollkommen gelöst werden, aber die Umständlichkeit der Zwangschluss-Steuerung ist ein Nachteil. Meine bisherigen Konstruktionen von Kompressoren mit gesteuerten Ventilen waren insbesondere zu umständlich für kleine Ausführungen, an denen aber ein wachsender Bedarf vorliegt.

So erschien mir die Konstruktion von Stumpf für

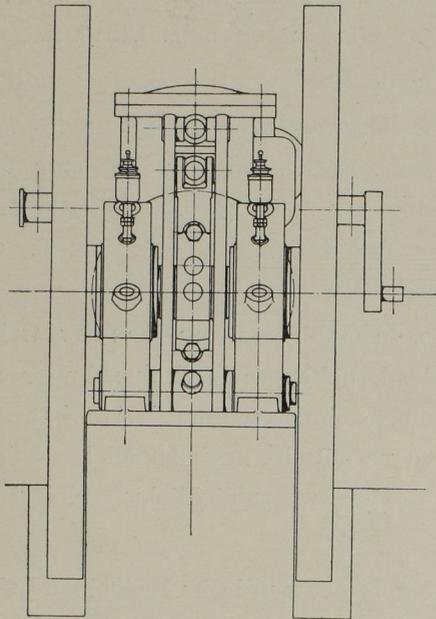


Abb. 7. Rückansicht. Masst. 1:15.

Die Bauart dieses Kompressors ist in den Abb. 1, 2 und 7 dargestellt. Mit dem Mittelstück der Maschine, welches die Geradführung bildet, ist auf der einen Seite der freihängende Kompressorzylinder, auf der zweiten Seite

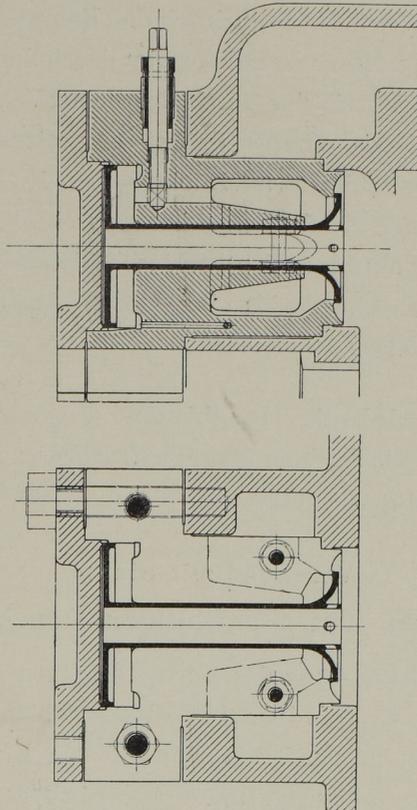


Abb. 8. Rückläufige Druckventile.

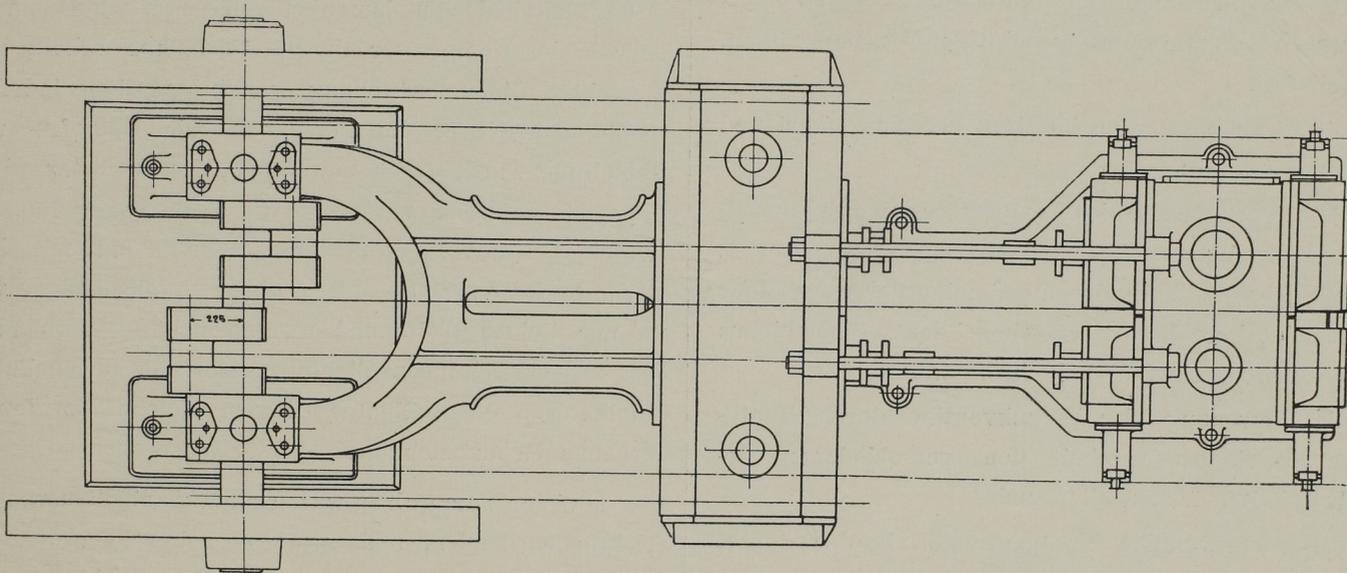


Abb. 9. Verbund-Kompressor mit rückläufigen Ventilen. Masst. 1:30.

kleine Abmessungen als besonders geeignet, weil sie sich hierfür viel einfacher und billiger herstellen lässt, und ebenso für grosse Maschinen, weil damit hohe Betriebsgeschwindigkeiten bei einfacherer Bauart als bisher zu erzielen sind.

Es wurde deshalb ein Luftkompressor von 270 mm Kolbendurchmesser und 350 mm Hub mit einer Einzylinder-Dampfmaschine von 270 mm Durchmesser entworfen, von A. Borsig in Berlin-Tegel ausgeführt und im Maschinen-Laboratorium der Technischen Hochschule zu Berlin erprobt.

der Dampfzylinder verbunden. Hinter dem Dampfzylinder, mit dessen hinterem Deckel aus einem Stück hergestellt, sind die Kurbellager angebracht. Der Kurbelantrieb erfolgt durch Querhaupt und Doppelschubstange.

Der Doppelschieber der Dampfmaschinensteuerung wird von einem Exzenter aus angetrieben (Diagramm Abb. 3), derart, dass die Wirkung der kurzen Exzenterstange einerseits durch einen aufrechten Hebel unmittelbar auf den Grundschieber, andererseits durch einen Stützhebel auf den Expansionsschieber übertragen wird. Dies gibt

eine sehr einfache und dabei vollkommene Expansionssteuerung, wie aus den Diagrammen Abb. 4—6 hervorgeht.

Die Saugsteuerung des Kompressors erfolgt durch einen Rundschieber an jedem Cylinderende, der durch eine Gegenkurbel angetrieben wird; die Drucksteuerung der rückläufigen Ventile (Abb. 8) durch den Kompressorkolben. Die Eröffnung dieser Ventile erfolgt durch den Expansionsdruck der Luft, der durch das hohle Ventil auf den Pufferkolben des Ventils drückt und dieses in das Cylinderinnere hinein aufdrückt. Der Zwangsschluss erfolgt gegen Ende des Druckhubs durch die unmittelbare Berührung des Ventils durch den Kompressorkolben, in den eine Feder eingeschaltet ist, um die Berührung geräuschlos zu machen.

Der Bericht des Maschinen-Laboratoriums der Technischen Hochschule über die Erprobung dieses Kompressors lautet wie folgt:

Versuche mit einem

Kompressor mit rückläufigen Druckventilen.

Auf Veranlassung des Herrn Geheimen Regierungsraths Professor Riedler hat die Maschinenbauanstalt A. Borsig in Tegel bei Berlin mir zur Erprobung im Maschinen-Laboratorium der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin einen Luftkompressor mit einem Luftcylinder von 270 mm Durchmesser und einem Dampfcylinder von 270 mm Bohrung bei 350 mm gemeinsamem Hub geliefert.

Die Versuche wurden im März 1899 ausgeführt und hatten den Zweck:

die Wirkungsweise des Kompressors und der neuen Druckventile festzustellen, und zwar bei der normalen Umlaufzahl von 120 Umdrehungen minutlich, für welche die Maschine berechnet ist, sowie bei der darüber hinaus erreichbaren Geschwindigkeit; insbesondere war

die Bewegung der Druckventile durch Ventilhebungs-Diagramme bei den verschiedenen Geschwindigkeiten festzustellen und

etwa nothwendige Veränderungen in der Bauart der Einzelheiten durch die Versuche zu ermitteln.

Der Kompressor wurde von der Maschinenfabrik A. Borsig nach den Entwürfen der Herren Professoren Riedler und Stumpf ausgeführt. Abgesehen von Einzelheiten in der konstruktiven Ausbildung liegt das wesentlich Neue in den Druckventilen mit ihrer Eröffnungsbewegung nach dem Cylinderinnern hinein und ihrem Zwangsschluss durch den Kompressorkolben am Ende jedes Druckhubes.

Der Eintritt der Luft in der Saugperiode wurde durch zwangsläufig bewegte Rundschieber gesteuert. Die Druckventile, deren Anordnung und Detailausbildung sich aus Abb. 8 ergibt, sind Tellerventile aus Stahl mit

einem Führungsrohr, an dessen Ende ein Druckkolben angebracht ist. Durch die Höhlung des Führungsrohres tritt die Luft während ihrer Verdichtung hinter den Druckkolben und erzeugt auf diesen wirkend den Eröffnungsdruck des Ventils. Dieser Eröffnungsdruck entspricht daher dem eines gewöhnlichen Plattenventils, dessen Querschnitt gleich ist der Fläche des Druckkolbens minus Fläche des eigentlichen Ventils. Das Ventil öffnet sich jedoch nicht wie ein gewöhnliches Ventil nach aussen, sondern nach dem Cylinderinnern, entgegen der Luftströmung beim Durchtritt durch das geöffnete Ventil.

Der Druckkolben zur Erzeugung des Eröffnungsdrucks bewirkt zugleich bei der Eröffnung des Ventils die Verzögerung der Ventilmasse und die Hubbegrenzung. Die Wirkung des Luftpuffers kann durch eine Stellenschraube geregelt werden.

Der Zwangsschluss der Druckventile erfolgt am Ende jedes Druckhubes durch den Kompressorkolben. Eine im Kolben eingeschaltete Feder hat eine sanfte Berührung zu vermitteln, auch zugleich die Schlusskraft entsprechend den augenblicklichen Widerständen zu regeln.

Der Kompressor wurde im Maschinen-Laboratorium der Technischen Hochschule auf den für solche Versuche vorgesehenen Fundamenten aufgestellt. Da die Schwungräder nicht in das Fundament eingelassen werden konnten, wurde der Kompressor durch Holzbalken erhöht aufgestellt. Diese Aufstellung war zwar nicht tadellos, genügte aber für die Versuche. Die Dampfzu- und -ableitung wurde durch bewegliche Metallschläuche hergestellt. Als Druckwindkessel wurde der grosse Pumpenwindkessel des Laboratoriums benutzt und mit dem Kompressor vorläufig durch einen Metallschlauch von 30 mm lichter Weite und etwa 15 m Länge verbunden. Als Messvorrichtungen dienten ausser den gewöhnlichen Indikatoren ein Indikator, dessen Kolben die Ventilhebungen aufzeichnete.

Bei den Versuchen waren zunächst die Steuerungen richtig zu stellen, und zwar die Saugsteuerung für einen mittleren Betriebsdruck von 3 Atmosphären, entsprechend dem Einfluss der Ausdehnung der Luft im schädlichen Raume, wobei die Schieber auf der vorderen Seite in der Todtlage, auf der hinteren Seite 3 mm nach der Todtlage schlossen. An der hinteren Cylinderseite wurde deshalb etwa 10% des Kolbenhubes nicht ausgenutzt, was bei den volumetrischen Messungen nicht berücksichtigt wurde. Die Drucksteuerung wurde so eingestellt, dass die Schliessfedern in der Todtlage der Kolben $1\frac{1}{2}$ mm zusammengepresst waren.

Bei diesen Vorversuchen ergaben sich die Diagramme a, die keinen Beschleunigungsdruck bei der Eröffnung der Druckventile zeigten, was unwahrschein-

lich erschien, da deren Drucklinie erheblich über dem Druck des Windkessels lag.

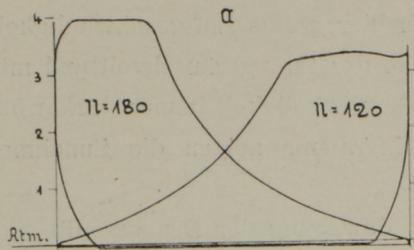


Abb. 10.

Die Ursache des gleichmässig verlaufenden Drucks musste in den Widerständen der Druckrohrleitung ge-

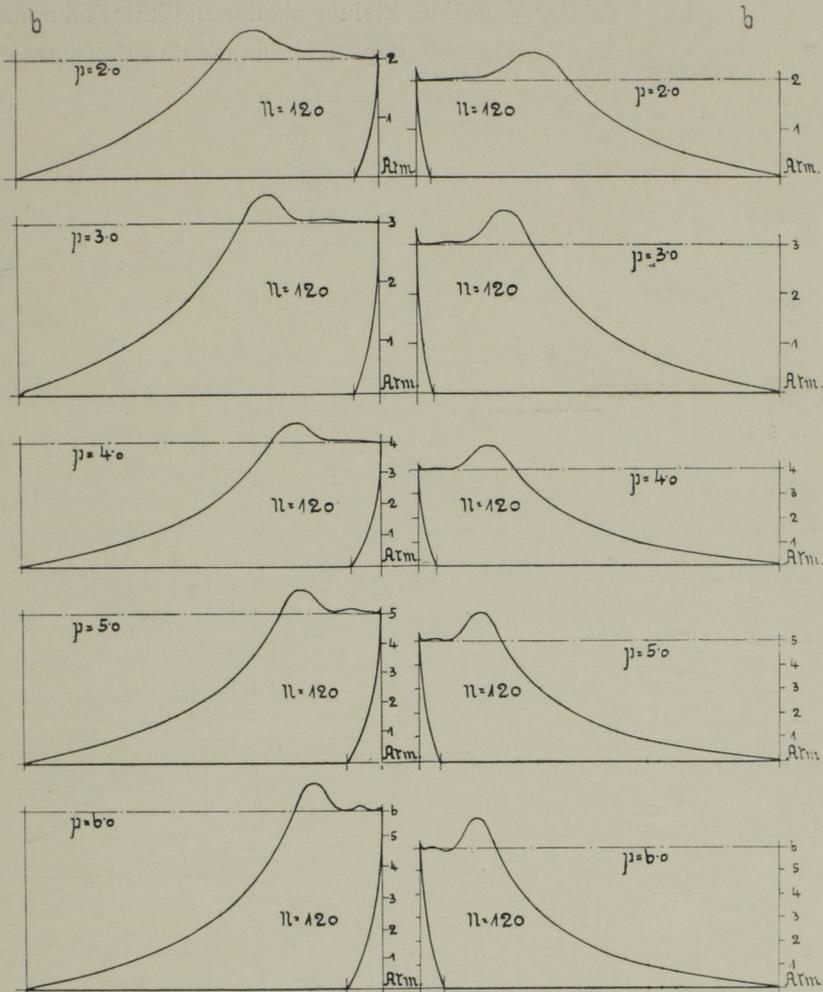


Abb. 11. Druckdiagramme.

sucht werden. Es wurde deshalb dicht neben dem Kompressor ein Luftbehälter von 400 Liter Inhalt zur Ausgleichung eingeschaltet und dieser durch eine 100 mm weite Rohrleitung mit dem Haupt-Druckwindkessel verbunden.

Die Diagramme b zeigen den Arbeitsvorgang bei der normalen Betriebsgeschwindigkeit von 120 Umdrehungen minutlich und einem von 2 bis 6 Atmosphären zunehmenden Kompressionsdruck.

Auf der hinteren Cylinderseite zeigte sich ein geringes Ansteigen des Druckes kurz vor dem Hubwechsel, was auf zu grosse Federspannung schliessen liess. Durch geringere Spannung oder gänzliche Beseitigung der Feder wurde diese Druckzunahme beseitigt.

Die Ventile arbeiteten bei diesem Betriebe tadellos. Die Berührung mit dem Kolben bei Beginn der Schlussbewegung und der Ventilschluss selbst waren nicht hörbar und der Gang der Maschine gleichmässig.

Um festzustellen, welchen Einfluss die Schliessfeder am Kompressorkolben und etwaige Ungenauigkeit der Einstellung auf den Ventilschluss ausübe, wurde der Kolben so eingebaut, dass zwischen dem Ventil und dem steuernden Kompressorkolben in seiner Todtlage 3 mm Spielraum gelassen, also die Ventile nicht ganz geschlossen wurden, sondern bei Umkehrung des Kolbens den vollständigen Schluss selbstthätig vollenden mussten.

Bei dieser Einstellung und bei verschiedener Ge-

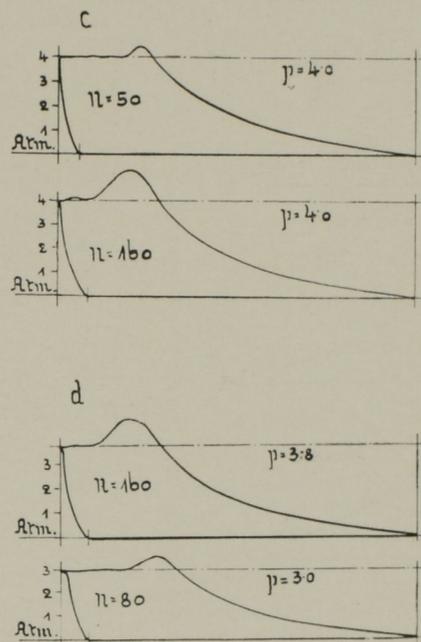


Abb. 12. Druckdiagramme.

Diagramme des Kompressors mit rückläufigen Druckventilen.

schwindigkeit wurden Cylinderdiagramme c aufgenommen. Die Diagramme zeigten wie früher regelmässigen Verlauf, die Ventile schlossen trotz des (nicht gesteuerten) Spielraumes stossfrei und nicht hörbar, aber mit Verspätung, die im Ventilerhebungs-Diagramm zu erkennen war. Die Diagramme d sind aufgenommen bei solcher Einstellung des Kolbens, dass der nichtgesteuerte Spielraum zwischen Ventil und Kolben in seiner Todtlage auf 6 mm vergrössert war. Der Ventilschluss erfolgte jetzt nicht mehr stossfrei, sondern mit Lärm. Der Stoss des auf grösserem Wege sich selbstthätig schliessenden Ventils, sowie das Geräusch wurde jedoch mit zunehmender Geschwindigkeit etwas geringer.

Grösserer, nicht gesteuerter Spielraum von etwa 2% des Kolbenweges ist daher unzulässig, da ruhiger Gang und rechteckiger Schluss nicht mehr zu erreichen sind.

Der Kompressor wurde weiter bei niedrigem, mässigem und hohem Luftdruck und bei wechselnder Geschwindigkeit in zahlreichen Versuchen erprobt und die Umdrehungszahl hierbei bis auf das Doppelte der normalen Betriebsgeschwindigkeit (240 Um-

Die Abmessungen der Saugöffnungen und Schieber waren für 120 Umdrehungen minutlich bemessen, und bei Geschwindigkeiten über 150 Umdrehungen minutlich ergaben sich hier grosse Luftgeschwindigkeiten, sodass das Ansaugen der Luft geräuschvoll und mit weiter zunehmender Geschwindigkeit immer stärker hörbar wurde. Auch die Diagramme zeigen die Zunahme der Saugspannung.

Um die Bewegung der Druckventile bei den oben erwähnten Versuchen genau verfolgen und beurtheilen zu können, nahm ich Ventilerhebungs-Diagramme.

Zu diesem Zwecke wurde das Druckventil unmittelbar mit dem Schreibstift eines Indikators verbunden, da der Ventilhub kleiner als der Indikatorkolbenhub war. Die Ordinaten entsprechen daher den Ventilerhebungen,

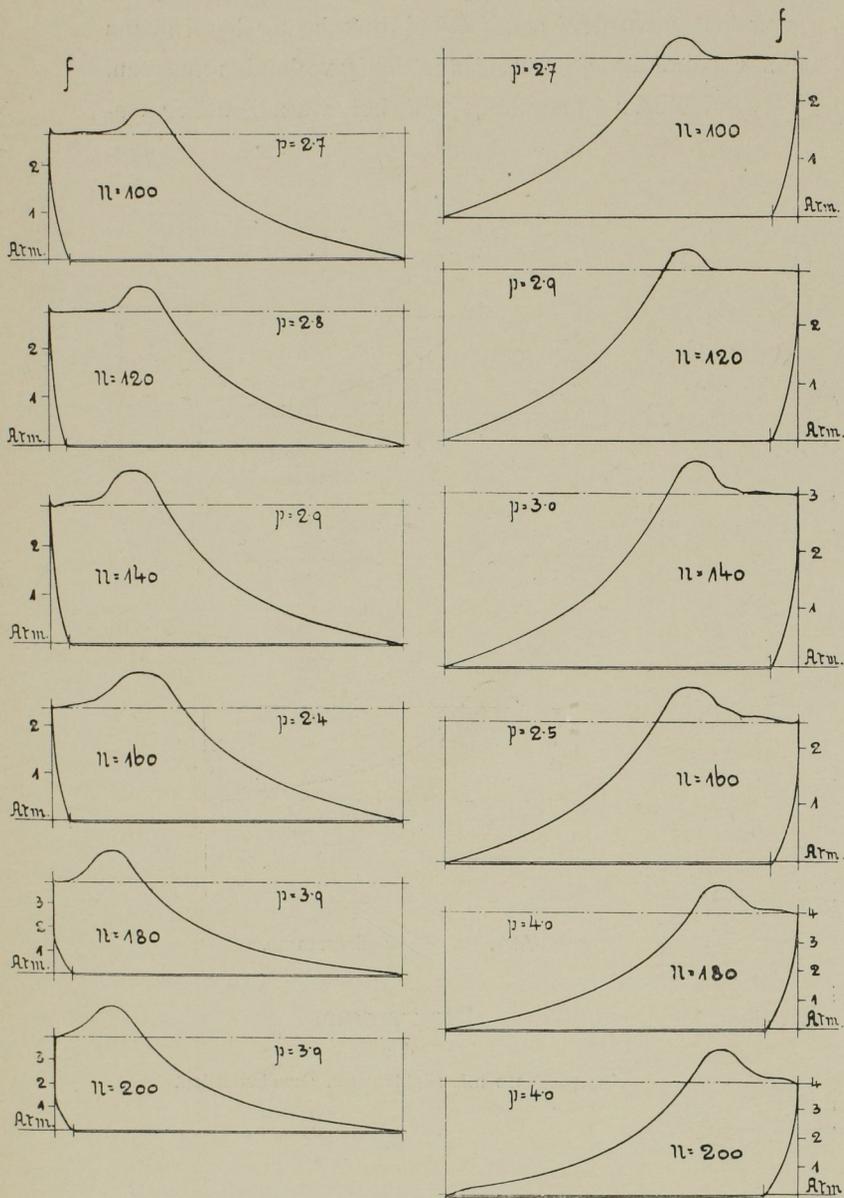


Abb. 13. Diagramme.

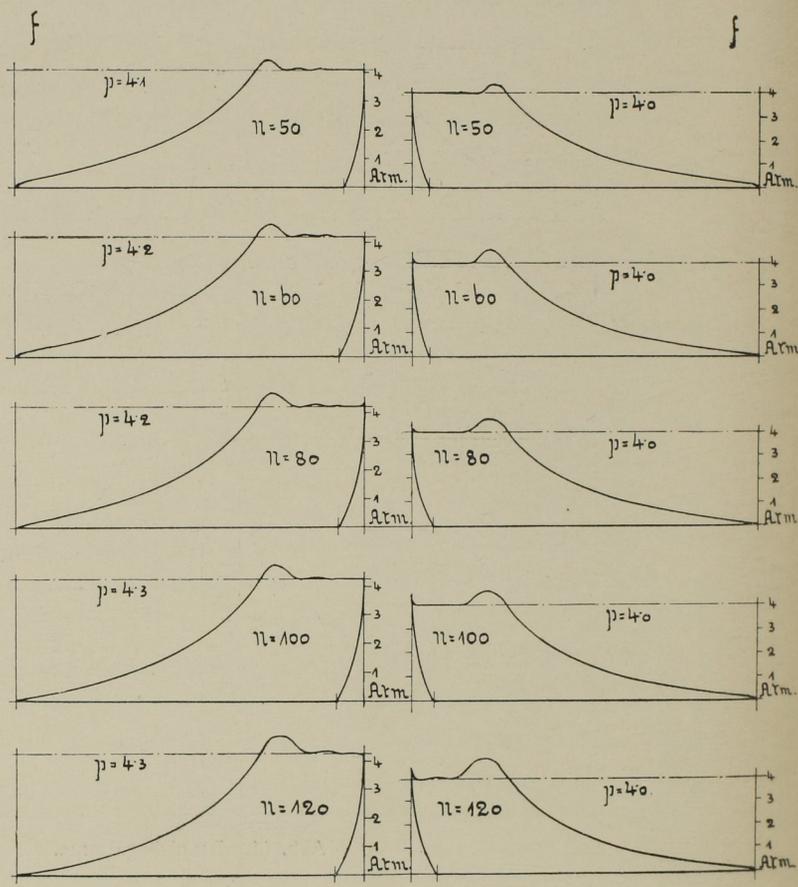


Abb. 14. Diagramme.

drehungen minutlich) gesteigert, wobei sich bei normaler Einstellung der Steuerung stets stossfreier, unhörbarer Ventilschluss ergab.

Auch eine weitere Steigerung der Umdrehungszahl liess der Kompressor zu, aber die mangelhafte Fundirung der Maschine und die nicht ausgeglichenen Triebwerksmassen waren einem solchen Betrieb hinderlich. Die Ventile arbeiteten auch bei dieser gesteigerten Geschwindigkeit fast geräuschlos.

Die Diagramme f zeigen die Druckverhältnisse im Cylinder bei verschiedenem Druck und steigender Betriebsgeschwindigkeit.

die Abscissen — da die Indikatortrommel vom Maschinen- gestänge angetrieben wurde — dem Kolbenwege.

In solcher Weise wurden aufgenommen: Ventilerhebungs-Diagramme g_1 — g_3 bei gewöhnlicher Einstellung der Steuerung (geringer Anspannung der Feder im Kolbenhubwechsel).

Diagramme g_1 zeigen für verschiedenen Luftdruck die mit der Umlaufzahl (40—150) zunehmenden Ventilerhebungen bei Einstellung des Luftpuffers auf verschiedenen Widerstand. Die Eröffnungskurven zeigen ganz regelmässiges rasches Eröffnen bei Geschwindigkeiten bis zu 60 Umdrehungen minutlich ohne nennens-

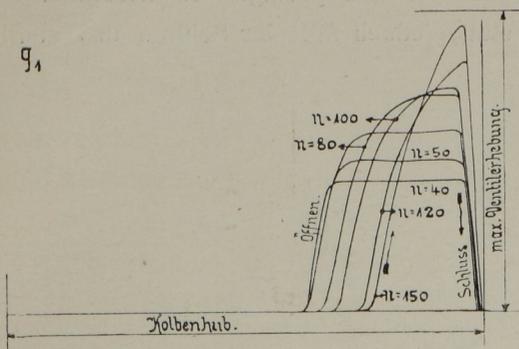


Abb. 16.

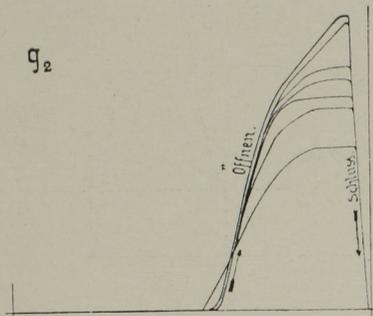


Abb. 17.

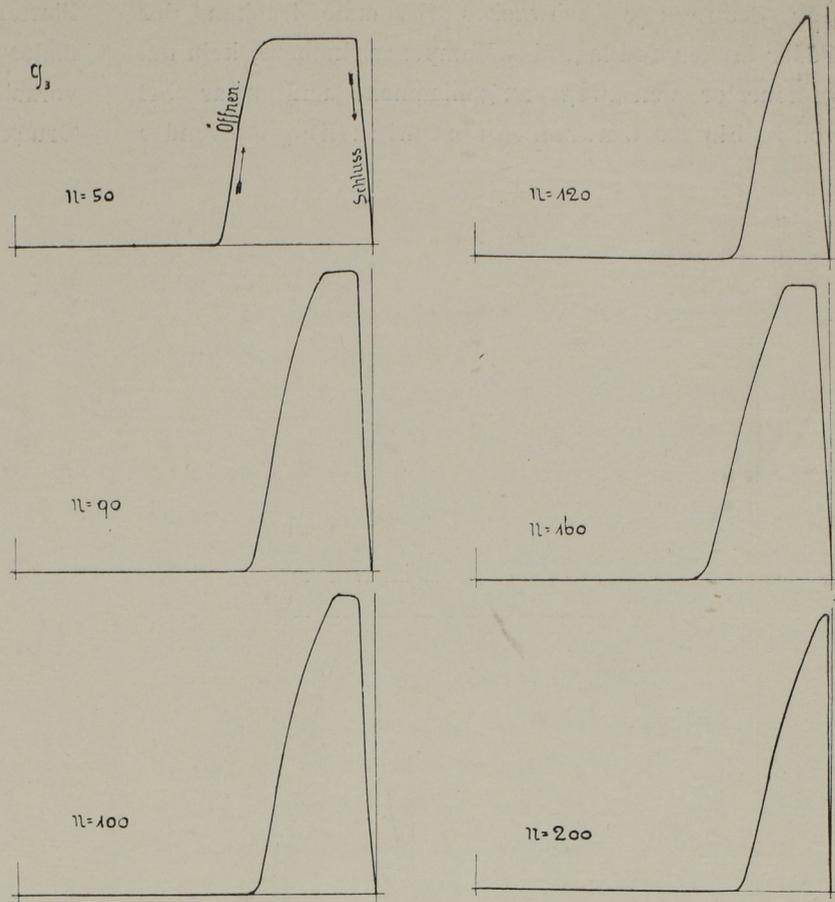


Abb. 15.

Ventilerhebungs-Diagramme.

werthe Verzögerung durch den Puffer am Ende der Eröffnungsbewegung des Ventils. Bei der zunehmenden Geschwindigkeit nimmt jedoch die Luftpufferwirkung rasch zu, zugleich aber, infolge grösserer Beschleunigung, auch die Ventilerhebung. (Die Schlusskurven sollten bei Ende des Schlusses ganz zusammenfallen; die Diagramme zeigen jedoch eine Verschiedenheit der Endpunkte, weil bei grösserer Geschwindigkeit die grössere Streckung der Indikatorschnur sich bemerkbar machte. Für den Vergleichszweck dieser Diagramme schien aber die Beseitigung dieses Mangels nicht erforderlich.)

Die Diagramme g_2 zeigen die Druckventilbewegung bei normal 120 Umdrehungen minutlich bei verschiedener Einstellung und mit ihr zunehmender Wirkung des Luftpuffers im Druckventil.

Diagramme g_3 : Druckventilerhebung bei geringer Wirkung des Luftpuffers und zunehmender Betriebsgeschwindigkeit von 50, 90, 100, 120, 160 und 200 Umdrehungen minutlich. Alle Diagramme zeigen gleichmässige Ventileröffnung, zunehmende Verzögerung gegen Ende der Ventilerhebung und darauf folgenden raschen, gleichmässigen Schluss der Ventile knapp vor dem Hubende.

Bei keinem Versuche konnte irgend welches Flattern der Ventile oder unregelmässige Ventilbewegung beobachtet werden.

Die Diagramme h und i mit theilweise unge-

steuertem Ventilweg sind nicht wie die früheren Ventilerhebungs-Diagramme proportional der Kolbenbewegung aufgenommen, sondern die Indikatortrommel wurde von einem Exzenter angetrieben, derart, dass der Schluss der Ventile bei grösster Geschwindigkeit der Indikatortrommel erfolgte. Hierdurch sind die Oeffnungs- und Schliessungskurven etwas gestreckter, und die Vorgänge, die sich sonst im Hubwechsel abspielen, sind deutlicher zu erkennen.

In diesen Diagrammen ist nunmehr die Kurve rechts die Eröffnungskurve. Sie zeigt die gleichmässige Ventilerhebung und darauf folgend die verzögernde Wirkung des Luftpuffers. Die gegen die Mitte links gelegene Kurve ist die Schlusskurve. Sie zeigt den raschen Ventilschluss durch den Kompressorkolben und gegen das Ende den langsamen selbstthätigen Schluss.

Die Diagramme h sind bei 3 mm ungesteuertem Spiel und verschiedenen Geschwindigkeiten, von 50—160 Umdrehungen minutlich, aufgenommen, wobei die Verspätung durch den selbstthätigen Schluss bei geringen Geschwindigkeiten höher ist als beim gesteigerten Betriebe.

Diagramme i, sind bei 6 mm ungesteuertem Spiel und sonst denselben Verhältnissen wie h aufgenommen.

Die Diagramme k sind bei normaler Einstellung

der Steuerung (schwaches Zusammendrücken der Feder in der Todtlage des Kompressorkolbens, kein ungesteuerter Ventilweg) aufgenommen, und zwar bei von 80 bis 200 Umdrehungen minutlich steigender

Flattern arbeiten. Bei grösseren Geschwindigkeiten findet kurz vor dem Todtpunkt des Kolbens ein geringes vorzeitiges Schliessen und geringes Wiederöffnen des Druckventils statt, jedoch fällt der Schluss des Ventils

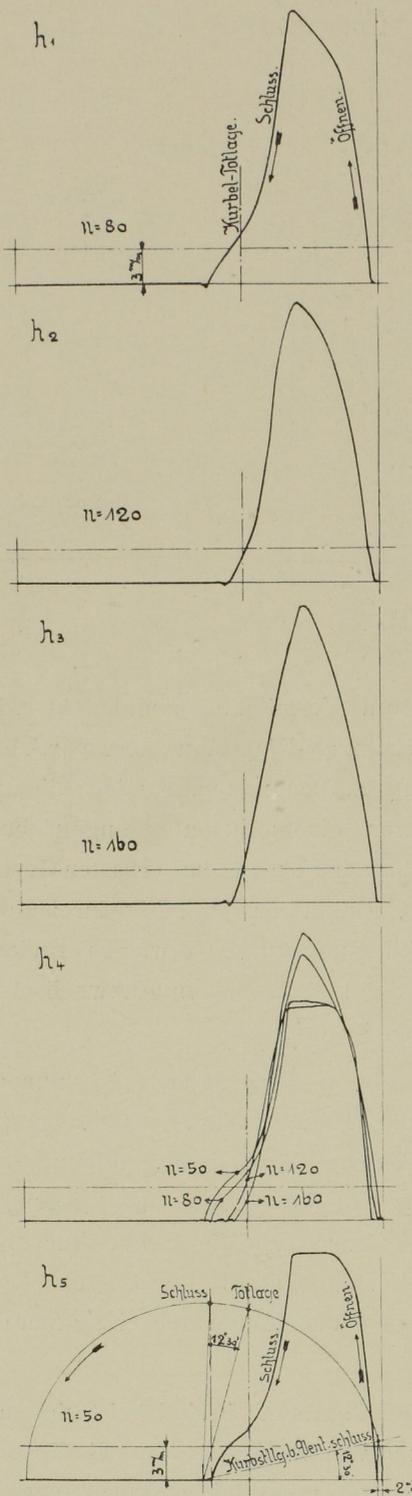


Abb. 18.
Ventilhebungs-Diagramme.

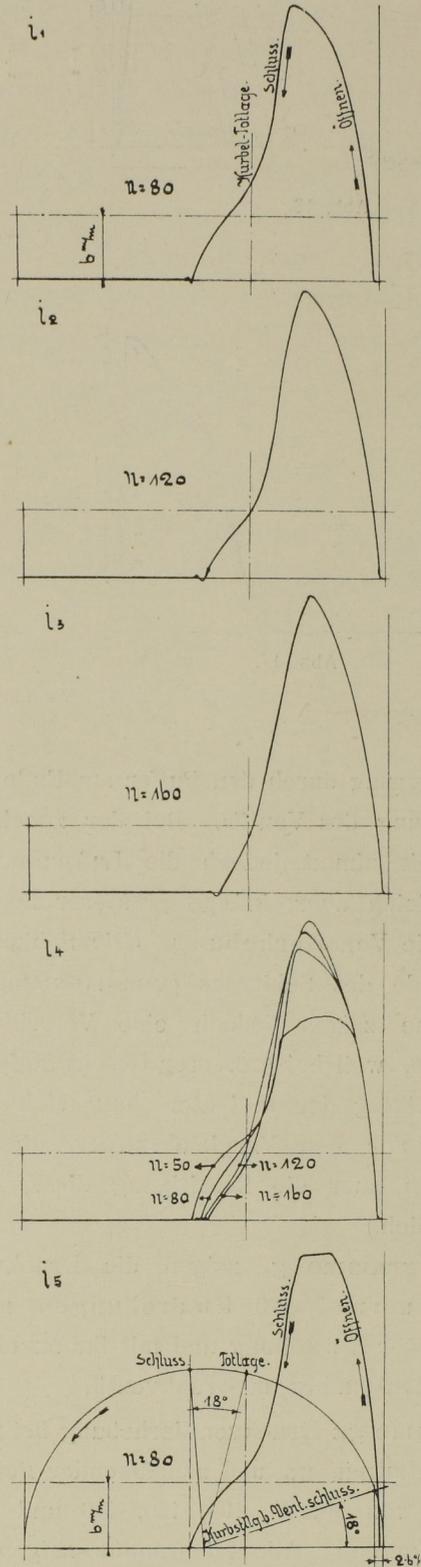


Abb. 19.
Ventilhebungs-Diagramme.

Geschwindigkeit. Die Bewegung des Indikators ist gleichfalls von einem Exzenter abgeleitet.

Die Diagramme zeigen übereinstimmend, dass die Druckventile stets mit regelmässigem Schluss ohne

immer genau mit der Todtpunktstellung des Kolbens zusammen. Im Cylinderdiagramm und im Gang der Ventile ist dies nicht wahrnehmbar.

Der volumetrische Wirkungsgrad konnte durch

besondere Versuche genau nicht ermittelt werden. Er ergibt sich, aus den Diagrammen berechnet, zu 93—95,5%.

Hierbei ist der Einfluss des 3 mm nach dem Todtpunkt der Maschinenkurbel schliessenden Saugschiebers nicht berücksichtigt, wohl aber der Einfluss des schädlichen Raumes.

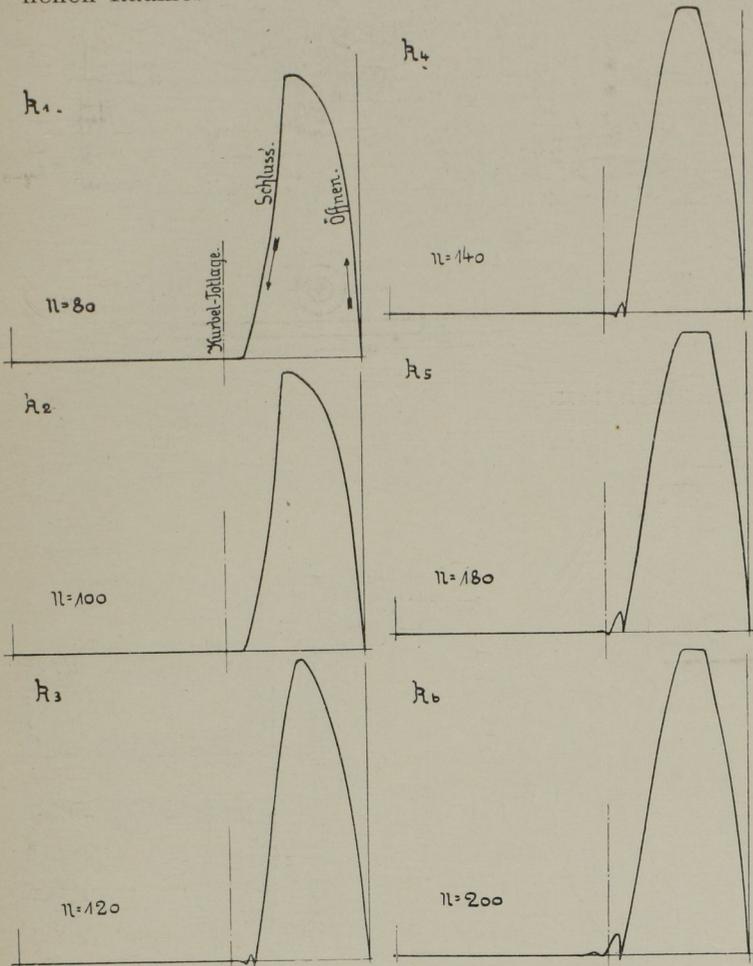


Abb. 20.

Ventilerhebungs-Diagramme.

Abb. 21.

Der mechanische Wirkungsgrad ergab sich bei normalem Gang von 120 Umdrehungen minutlich, bei einem mittleren Arbeitsdruck im Dampfzylinder $p = 2,03$ und einem mittleren Widerstand im Kompressor $p = 1,73$, im Mittel zu 85,7%. Beide Werthe des Wirkungsgrades sind für eine so kleine Maschine ausreichend hoch.

Das Ergebniss der Versuche kann daher dahin zusammengefasst werden:

dass die rückläufigen Ventile bei allen Untersuchungen (wechselnden Betriebsspannungen und allen Geschwindigkeiten und Geschwindigkeitsänderungen bis zu einem über das Doppelte des normalen Gangs forcirten Betriebe) tadellos arbeiteten und stets ruhigen, präzisen Ventilgang zeigten. Die Steuerung erwies sich gegenüber Ungenauigkeiten in der Einstellung bis zu 1% des Kolbenweges als unempfindlich.

Die Versuche haben die Nothwendigkeit einer Verbesserung der Ventilkonstruktion nicht ergeben. Bei solchen Kompressoren, welche bei ihrer grossen Steigerungsfähigkeit auch andauernd mit grossen Geschwindigkeiten betrieben werden sollen, müssen jedoch die Kanäle und Rohrquerschnitte richtig bemessen und die einseitig wirkenden Massen ausgeglichen werden. Die Schmierung des Kompressors kann vereinfacht werden, da die Kolbensmierung allein auch für die Saugschieber und Druckventile vollständig ausreicht; ebenso kann der Antrieb der Saugschieber vereinfacht werden.

Charlottenburg, den 15. April 1899.

gez. Josse, Professor,
Vorsteher des Maschinen-Laboratoriums.

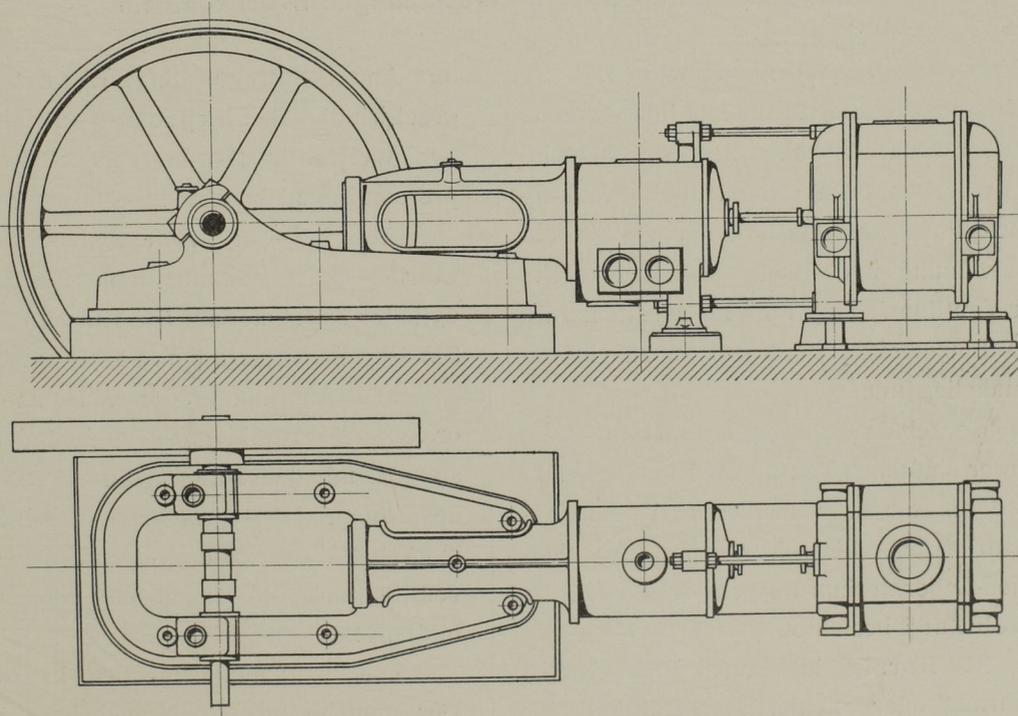


Abb. 22. Seitenansicht und Grundriss. Massst. 1:30.

Eincylinder-Kompressor mit rückläufigen Ventilen.