

Preußen bereits zu großen Mißständen geführt hat, indem die Ausgestaltung der Provinzialanstalten fortdauernd sehr oft eine äußerst dürftige bleibt¹).

Versuche an Steinzeug-Zentrifugalpumpen

der deutschen Ton- & Steinzeug-Werke, A.-G.

Von Professor G. SCHULZE-PILLOT.

(Eingeg. d. 14./12. 1905.)

Seit einer Reihe von Jahren finden in der chemischen Industrie Zentrifugalpumpen aus Steinzeug zur Förderung von Säuren weitgehende Anwendung. Als diese Pumpen Ende 1901 von der Firma Ernst March Söhne in Charlottenburg zuerst in den Handel gebracht wurden, war die brennende Frage, ob das neue Material billigen Anforderungen an einen sicheren und regelmäßigen Betrieb genügen würde. Als in dieser Hinsicht keine Zweifel mehr bestanden, ging man in den Ansprüchen weiter und begann die Pumpen auf ihre Leistungsfähigkeit hinsichtlich der Fördermenge und der Förderhöhe zu prüfen; auch in dieser Hinsicht ist man schon seit Jahren zu völliger Klarheit gelangt, so daß die Erbauerin der in diesem Aufsatz behandelten Pumpen, die Deutschen Ton u. Steinzeugwerke A.-G. in Charlottenburg, in die seit 1901 die Firma Ernst March Söhne aufgegangen war, bereits anfangs des Jahres 1903 sich auf Grund gelegentlicher überschlägiger Versuche in der Lage sah, für die versprochenen Lieferungsmengen und Förderhöhen von Fall zu Fall verbindliche Gewähr zu übernehmen. Naturgemäß spornten die erfreulichen Erfolge alsbald zur Nachreiferung an und ein bemerkenswertes Zeichen für das wachsende Vertrauen in diese neue Maschinenart kann darin erblickt werden, daß man begann, die Leistungen der Steinzeugpumpen in unmittelbaren Vergleich zu den an eisernen Zentrifugalpumpen gewonnenen Ergebnissen zu stellen.

Interessant sind in dieser Hinsicht die Versuche, die Prof. Lindner Ende des Jahres 1903 und im Juni des Jahres 1904 an den seither bekannt gewordenen Steinzeugzentrifugalpumpen der Deutschen Steinzeugwarenfabrik in Friedrichsfeld ange stellt hat, und die zuerst in dieser Zeitschrift, später auch in der Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure veröffentlicht sind.

Diese Versuche wurden nach den für die Messungen an Zentrifugalpumpen eingebürgerten Verfahren angestellt, und die Ergebnisse sind in der üblichen Weise in einem Schaubilde verwertet. Daselbe zeigt, daß der Zusammenhang zwischen Fördermenge und Förderhöhe, wie zu erwarten war, keine grundsätzlichen Verschiedenheiten gegenüber den für eiserne Pumpen vorliegenden Erfahrungen aufweist. Auch darüber, in wie fern die größte mögliche Förderhöhe mit zunehmender Umdrehungszahl

¹⁾ Anm. d. Red. Da von autoritativer Seite (vgl. diese Z. 19, 409) die gutachtliche Tätigkeit der neuen Anstalt für nebensächlich erklärt wurde, dürften wohl die Bedenken des Herrn Verf. schwinden.

wächst, enthalten die Schaubilder Angaben, die allerdings wohl nicht für das ganze dargestellte Gebiet von 1000 Umdrehungen herunter gemessen, vielmehr aus einem wesentlich kleineren Messungsbereich heraus extrapoliert sein dürften und demgemäß für das nicht gemessene Gebiet, das eine praktische Bedeutung übrigens ja auch nicht besitzt, nur mit entsprechendem Vorbehalt aufzufassen wären.

Die genannten Versuche konnten leider über einen weiteren wichtigen Punkt keinen Aufschluß geben, nämlich über den Kraftbedarf

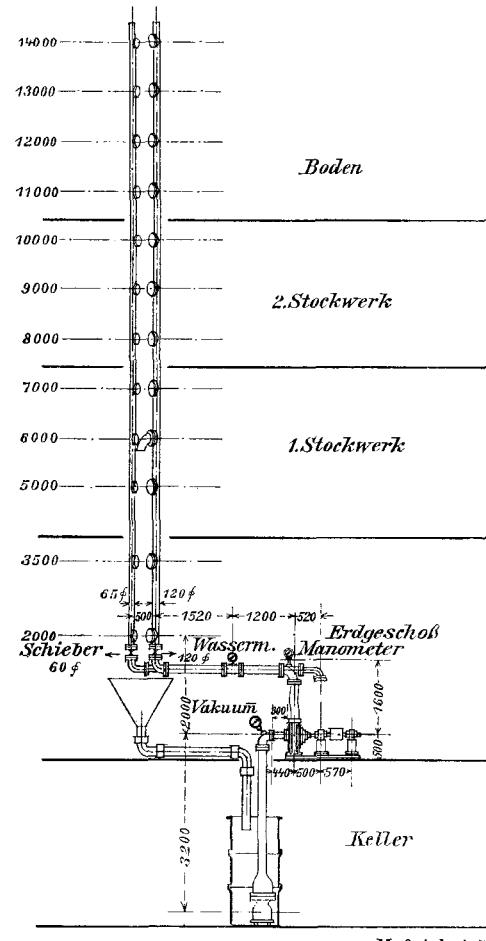


Abb. 1.

Prüfstand für Steinzeug-Zentrifugalpumpen
der Deutschen Ton- und Steinzeugwerke A.-G.
Charlottenburg

jener Steinzeugzentrifugalpumpen, da der zum Antrieb verwendete Elektromotor gleichzeitig eine Anzahl anderer Maschinen betreiben mußte. Daher war es nicht möglich, das Verhältnis dieses Kraftbedarfes zur Nutzleistung der Pumpe, also den Wirkungsgrad festzustellen. Der Kraftbedarf ist daher nur schätzungsweise in das Schaubild eingetragen und mit diesem geschätzten Wert ist ein Wirkungsgrad gebildet.

Bei den Versuchen, welche der Verf. mit den Pumpen der Deutschen Ton- u. Steinzeugwerke A.G. Charlottenburg anzustellenden Gelegenheit hatte

war von vornherein darauf Rücksicht genommen, alle in Betracht kommenden Größen vor allen Dingen auch den Kraftbedarf, in möglichst einwandsfreier Weise an Ort und Stelle zu messen. Die Veranstanterin ging dabei von dem Bestreben aus, unter genauer Beobachtung der praktischen Bedürfnisse der chemischen Industrie und auf wissenschaftlicher Grundlage alle diejenigen Werte in Form geschlossener Versuchsreihen festzustellen, die für die Käufer ihrer Pumpen innerhalb des gesamten Betriebsgebietes von Wichtigkeit sind. Die nachfolgenden Angaben werden daher dazu dienen können, auch die bisher nicht geklärten Punkte, wenigstens für die untersuchten Pumpen,

Ort, Zeit und Umfang der Versuche.

Die Versuche fanden vom 15.—20. September 1905 in dem neuen Fabrikationsgebäude für Montage und Armaturen der Deutschen Ton- und Steinzeug-Werke A.-G. in Westend bei Charlottenburg statt und wurden mit drei Größen der D. T. S.-Pumpen vorgenommen.

Die Hauptabmessungen und Betriebsangaben sind die folgenden:

	Größe Flügelraddurchm.	Umdreh.	Rohrabschl.
1. Nr. 0	200 mm	1500	50 mm Φ
2. Nr. I	270 mm	1200	65 mm Φ
3. Nr. II	360 mm	1000	120 mm Φ

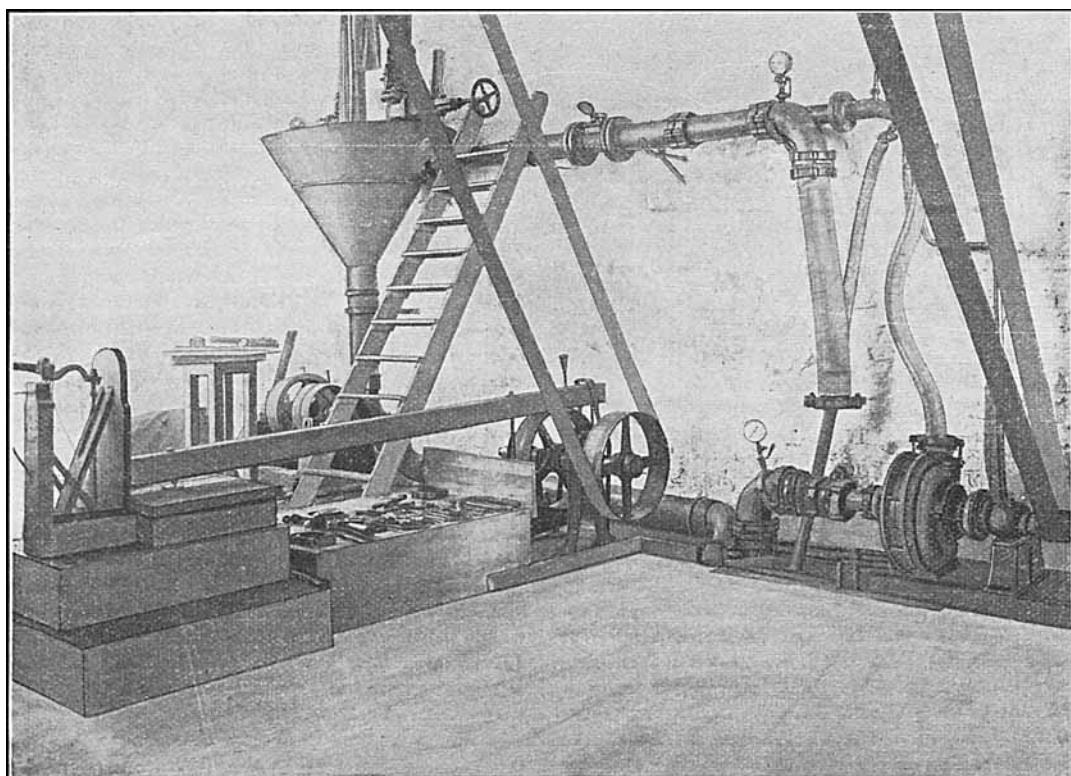


Abb. 2.

welche die Erbauerin unter der Bezeichnung D. T. S. Pumpen in den Handel bringt, festzustellen.

Es sollen nun im nachstehenden die Art und der Umfang der Versuche im einzelnen beschrieben werden, um ein Urteil über den Geltungsbereich und die Zuverlässigkeit der gewonnenen Zahlen zu ermöglichen. Ferner aber schien es erwünscht, einige Ausführungen über das generelle Verhalten von Zentrifugalpumpen zu machen, insbesondere nachzuweisen, welchen Einfluß die Rohrleitungsanlage auf die Liefermenge und die tatsächliche Förderhöhe einer Zentrifugalpumpe ausübt. Fragen die für Kolbenpumpen außerordentlich einfach liegen, während für Zentrifugalpumpen Klarheit hierüber in den weiteren Kreisen der Benutzer nicht ohne weiteres vorausgesetzt werden kann.

Es sollte an diesen Pumpen festgestellt werden:

1. die bei verschiedenen Druckhöhen gelieferte Wassermenge und zwar außer für die normale Umlaufzahl auch für höhere und niedrigere Geschwindigkeiten.
2. der hierbei auftretende Kraftbedarf.
3. die in normalen Rohrleitungen zu erwartenden Bewegungswiderstände.

Versuchsanordnung.

Zu diesem Zweck war eine besondere Versuchsanlage geschaffen, die gestattete, die Pumpen von einem Drehstrommotor aus unter Vorschaltung eines Riemenvorgeleges mit Stufenscheiben bei verschiedenen Umlaufzahlen zu betreiben.

Die Pumpen saugten dabei aus einem im Keller aufgestellten Tonbottich. Die Saugleitung war, den tatsächlichen Betriebsverhäl-

nissen entsprechend, mit Saugkorb und Fußventil ausgerüstet. Die Saughöhe ließ sich zwischen den Grenzen 1—2,5 m verändern.

Am höchsten Punkt des Saugstutzens der Pumpe war ein Vakuummeter angeschlossen. Die Pumpen

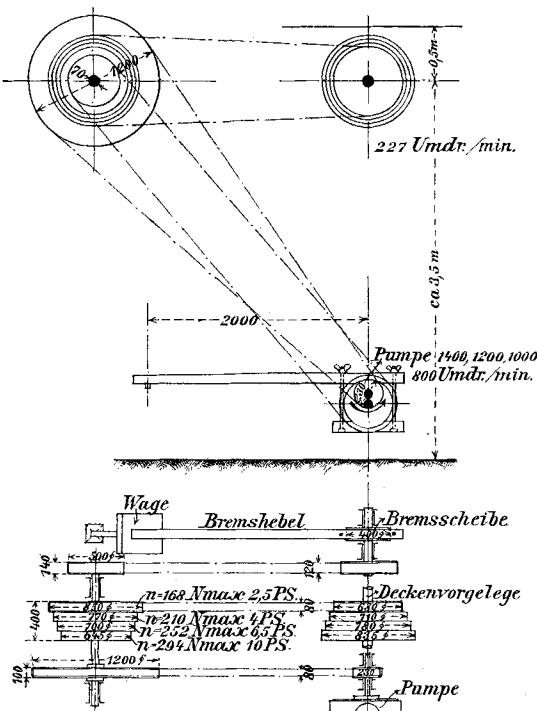


Abb. 3. Maßstab 1:20.
Vorgelegeskizze.

Diagramm zur Einbautechnik des Woltz-Messapparates. Es zeigt einen Querschnitt durch ein Rohr mit verschiedenen Druckmessstellen und einem vertikalen Wasserstandsmesser. Die Legende beschreibt die Anordnung der Apparate im Rohr.

Legende:

- Wasserstandsmesser**: Ein vertikaler Zylinder mit Skala von 0 bis 40 Meter hoch.
- Quetschilbermanometer**: Ein horizontaler Ventilblock mit einem Manometer.
- Probemeter**: Eine horizontale Rohrleitung.
- Einstellventil für die Druckhöhe**: Ein Ventil am unteren Ende des Rohrs.
- A**: Ein Pfeil, der auf die Einbautechnik weist.
- Einbau des Woltz während**: Eine Anweisung unter dem Pfeil.

Die Diagramme zeigen verschiedene Querschnitte des Rohrs mit Maßangaben in Metern. Ein vertikaler Wasserstandsmesser ist an einer Stelle eingesetzt. Ein Quetschilbermanometer ist über einem Ventilblock angebracht. Ein Probemeter führt zu einer Abzweigung. Ein Einstellventil für die Druckhöhe befindet sich am unteren Ende des Rohrs.

Luft von oben freien Zutritt hatte und jede Heberwirkung ausgeschlossen war. Somit war die Möglichkeit gegeben, die erwünschten Druckhöhen entweder durch Einschaltung einer entsprechenden Länge der Steigleitung oder vom untersten Anschluß

derselben aus durch Drosselung mittels der Auslaßschieber herzustellen.

Die einzelnen Abmessungen der Versuchsanlage sind aus der beifolgenden Abbild. 1, die Ansicht derselben aus Abbild. 2 ersichtlich.

Messinstrumente und Messungen.

Zur Messung der Leistung des Antriebsmotors diente ein Präzisionswattmeter der Firma Hartmann & Braun. Da der Motor mittels Vorgeleges auf die Pumpenwelle arbeitete, wurde zunächst zur genauen Bestimmung der an die Pumpe abgegebenen Leistung ein Bremsversuch angestellt. Zu diesem Zweck war hinter dem Stufenvorgelege auf der Welle, von welcher aus die Riemscheibe der Pumpe angetrieben wurde, eine zweite Riemscheibe aufgesetzt, von der ein Riemen auf ein Bremsvorgelege mit Prony schem Zaum und Wagschale arbeitete (Abbildung 2 u. 3). Demnach war es nicht nötig, für die Ermittlung der Nutzleistung irgend einen Wirkungsgrad des Riemenvorgeleges einzuführen, da höchstens der Unterschied der Riemenübertragung einmal auf die Bremse welle, das andere Mal auf die Pumpenwelle in Frage kam. An dem Bremsvorgelege wurden in bestimmten Zwischenräumen, von Null anfangend, wachsende Belastungen hergestellt und die sich ergebende Energieaufnahme des Motors am Wattmesser abgelesen. Diese Bremsung wurde auf den verschiedenen Stufen des Vorgeleges wiederholt. Natürlich war an den Motor und das Vorgelege außer der Bremse beziehungsweise außer der zu untersuchenden Pumpe nichts angeschlossen.

Durch vergleichende Auftragung der Ableseungen an der Bremse und am Wattmesser wurde die zu jedem abgelesenen Werte der aufgewendeten elektrischen Energie gehörige, an die Pumpenwelle abgegebene Nutzleistung erhalten. Hierbei konnten Ablesungen bis zur Genauigkeit von 0,25 P. S. mit Sicherheit gemacht werden. Während der Versuche wurde zu Anfang und zu Ende einer jeden Reihe die Leerlaufarbeit notiert, um festzustellen, daß die selbe innerhalb der Genauigkeitsgrenze der Versuche keine Veränderung erfahren hatte.

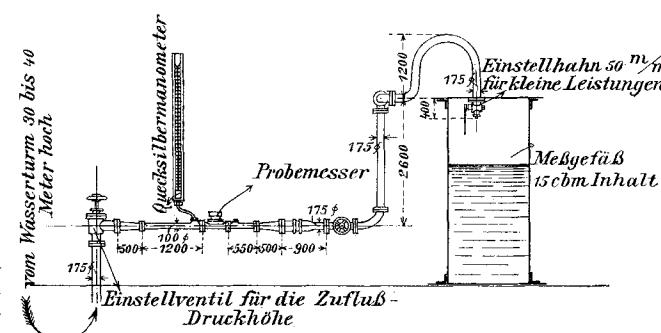


Abb. 4.
Einbau des Woltmannschen Messers
während der Prüfung.

flußmenge eines Hochbehälters. Die Anordnung der Eichungsanlage zeigt Abbild. 4. Dabei hatten von 33 Ablesungen eine eine Abweichung von 1%, zwei eine solche von 3%, drei eine solche von 4%, die andern weniger als 1% ergeben. Genauerer Auf-

schluß hierüber geben die in Abbild. 5 aufgetragenen Werte der Eichung.

Der Druck und die Luftpumpe wurden durch Metallmanometer der Firma Schäffer & Budenberg gemessen. Diese konnten mit Hilfe der vorhandenen Rohrleitungen unmittelbar bis auf Druckhöhen von 14 m und Saughöhen von 2,2 m geprüft werden und ergaben hierbei Übereinstimmung innerhalb der Genauigkeit der Skala, d. h. bis auf 0,1 m Druck- und 0,05 m Saughöhe. Wie aus Abbild. 3 ersichtlich ist, war das Druckmanometer an den Beginn der horizontalen Druckleitung angeschlossen, um es

gen bis auf etwa 2,5%. In gleicher Höhe schwankte aber auch die Umdrehungszahl des Vorgeleges während der Versuche, infolge ungleicher Riemenspannungen bei veränderlichen Belastungen und Umlaufzahlen, sodaß keine Berichtigung der Tachoskopablesungen versucht wurde.

G e n a u i g k e i t d e r V e r s u c h e .

Aus dem Vorstehenden dürfte sich ergeben, daß die Messungen zwar nicht die bei Laboratoriumsversuchen mögliche Feinheit erreichten, hingegen den bei Betriebsversuchen im allgemeinen her-

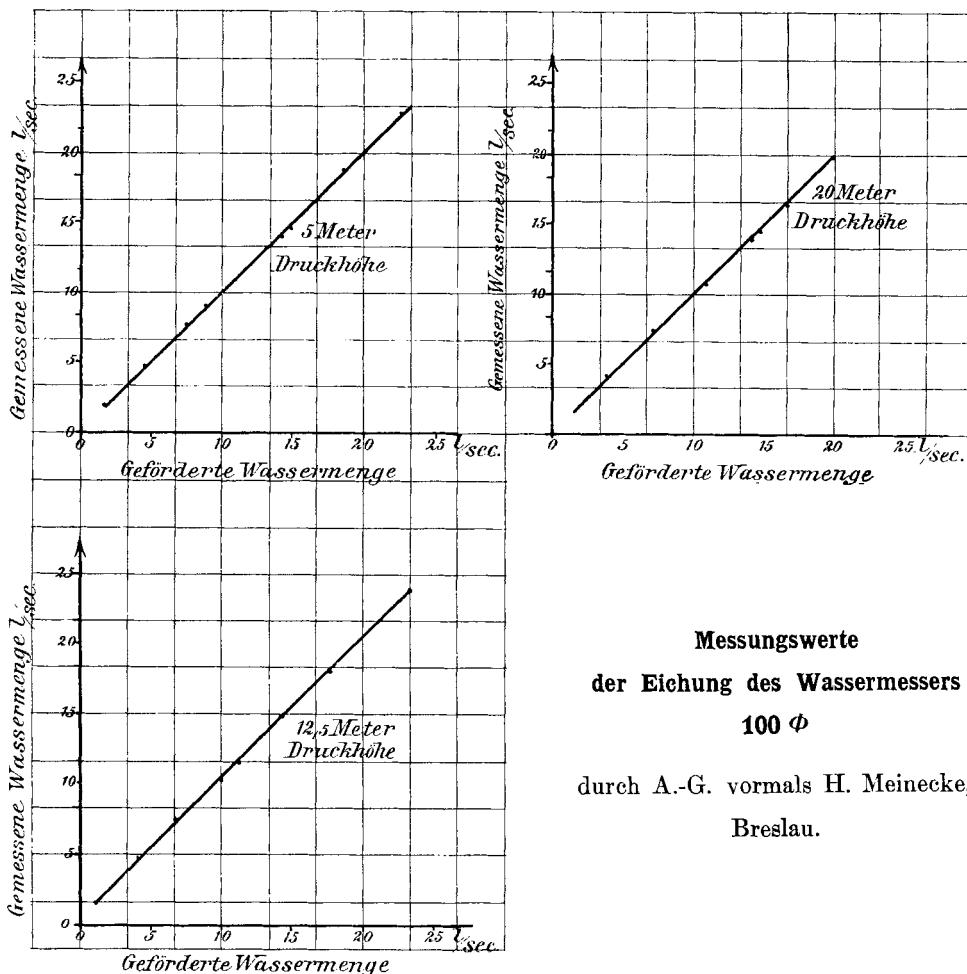


Abb. 5.

nicht beim Wechseln der Pumpe jedesmal abnehmen zu müssen. Es zeigte also einen Druck, der um so viel kleiner als der im Druckgehäuse der Pumpe herrschende war als der Höhenunterschied zwischen Pumpe und Mitte der horizontalen Rohrleitung, vermehrt um die Reibungswiderstände dieser Strecke betrug; um keinesfalls zu günstig zu messen, wurde indessen nur der erste Teil dieses Unterschiedes, also die statische Druckdifferenz zu den Manometerablesungen zugeschlagen.

Die Umdrehungszahlen an der Pumpenwelle wurden mit einem Tachoskop gemessen, dessen Ablesungen mit einem Umlaufzähler mit Stechuhr geprüft wurden. Hierbei ergaben sich Abweichun-

zustellenden Grad von Genauigkeit ü b e r - t r a f e n .

D u r c h f ü h r u n g d e r V e r s u c h e .

1. B r e m s v e r s u c h e . Es bestand die Absicht, den Motor, der eine normale Leistung von 20 P.S. hatte, annähernd voll zu belasten. Indessen erwies sich hierzu das zur Bremse führende Vorgelege als nicht ausreichend, so daß die Versuche bei einer Gesamtbelastung des Motors von 14,2 P.S. ungenau zu werden begannen. Die Ergebnisse der Bremsung sind in Abbild. 6 aufgetragen; dieselbe enthält die Zusammenstellung der an der Bremswelle abgelesenen mechanischen Nutzleistung, die

dem Kraftbedarf der Pumpe entspricht und die zugehörigen Ablesungen am Wattmeter in elektrischen Pferdestärken. Da die Absicht bestand, in keinem Falle zu günstig zu messen, so sind den Auswertungen der Versuche die der oberen strichpunktirten Linie entsprechenden höheren Werte des Kraftbedarfs zugrunde gelegt.

2. Versuche an den Pumpen.

Die Versuche an den Pumpen wurden in der Weise angestellt, daß zunächst für eine Umdrehungszahl der im Steigrohr herrschende Druck stufenweise gesteigert wurde, und zwar einmal durch Drosselung des Auslaßschiebers, das andere Mal

Solche umfangreichen Versuchsreihen wurden nun mit jeder einzelnen Pumpe für mehrere Umdrehungszahlen durchgeführt und die Druckhöhe dabei jedesmal so lange gesteigert, bis die Pumpe aufhörte, Wasser zu fördern.

Während es gelang, an den Pumpen D. T. S. Nr. 0 einwandsfreie Versuchsreihen für 1030, 1300, 1500 und 1700 Umdrehungen, und für D. T. S. Nr. I solche für 900, 1120 und 1325 zu erhalten, erwies sich für die große Pumpe D. T. S. Nr. II das vorhandene Vorgelege zwar für den Betrieb als ausreichend, dagegen bei höheren Geschwindigkeiten für die Genauigkeit, die für die übrigen Versuche verlangt und erreicht wurde, insofern als zu schwach,

als an einem Vorgelegeriemen, der nicht für die Versuche besonders aufgelegt war, sondern dauernd benutzt wird, merklicher Riemerutsch eintrat. Da sich dieser Übelstand innerhalb der dem Verf. zu Gebote stehenden Zeit nicht beheben ließ, wurden die Versuche an dieser Pumpe auf 820 Umdrehungen beschränkt. Dieselben werden infolgedessen für höhere Geschwindigkeiten demnächst wiederholt werden.

Versuche an der Rohrleitung.

Mit den Versuchen an den Pumpen wurde gleichzeitig der Zweck verbunden, wenigstens annähernd die Widerstände festzustellen, die die Leitungsröhre dem durchfließenden Wasser entgegensemmt.

Sowohl für die Saugleitung als auch für die beiden verwendeten Steigleitungen von 65 mm und 120 mm Φ konnten außer den vorerwähnten Ablesungen am Vakuummeter und Manometer die wirklichen überwundenen statischen Saug- und Druckhöhen deren Summe die Nutzhöhe bildet, unmittelbar gemessen werden. Durch Vergleich der statischen Höhen

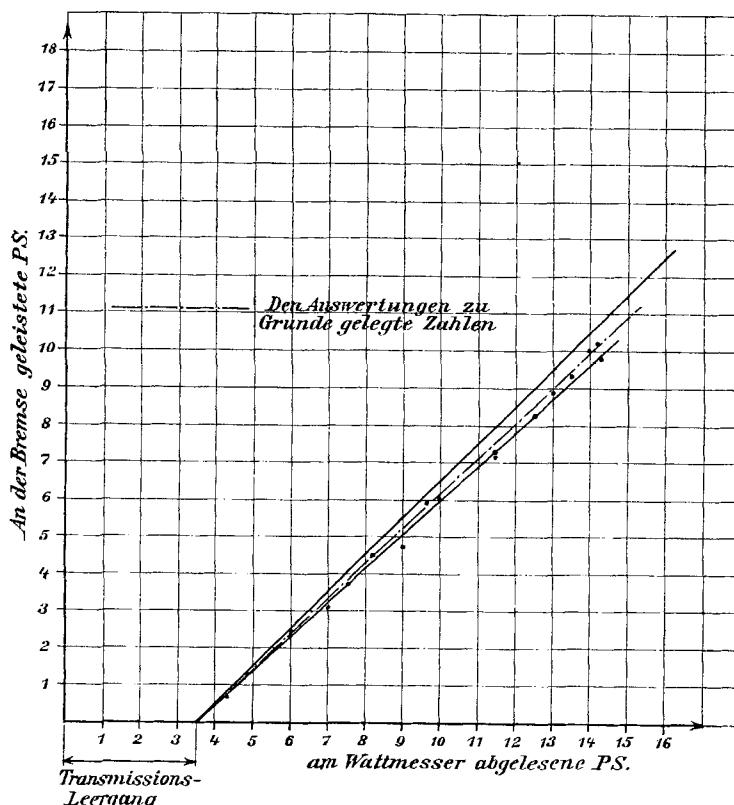


Abb. 6.
Bremsung des Elektromotors der Deutschen Ton- und Steinzeugwerke A.G., Charlottenburg.

durch Einschaltung einer entsprechenden Länge der Steigleitung. Hierfür wurden die auftretenden Drücke am Manometer und Vakuummeter abgelesen und ihre Summe ergab die gesamte Förderhöhe.

Für eine jede solche Förderhöhe wurde nun die geforderte Wassermenge Q in Liter/Sekunde am Wassermesser abgelesen, und es ergab sich die Förderleistung in gehobenem Wasser

$$Q \text{ kg/sec.} \times H \text{ m} = A \text{ mkg/sec.}$$

Gleichzeitig wurde am Wattmeter die elektrische Leistung gemessen und aus der bereits erwähnten Bremskurve der entsprechende Kraftbedarf der Pumpe entnommen. Der Vergleich Kraftbedarf ergab alsdann den Wirkungsgrad der Pumpe.

$H_s + H_d$ mit den manometrisch gemessenen Förderhöhen H ergaben sich die Widerstandshöhen H_s und H_d' entsprechend dem verschiedenen Durchmesser der beiden Steigleitungen; natürlich wies für die gleiche statische Höhe die engere Leitung eine größere Widerstandshöhe auf als die weitere.

Es gelang, für die verwendete Saugleitung von 120 Φ mit Fußkorb einheitliche Zahlenwerte zu gewinnen; ebenso ergab sich ein gutes Bild der Widerstände in der horizontalen Versuchslitung, in der der Wassermesser eingebaut war. Für die Widerstände in der Steigleitung die naturgemäß sehr gering im Vergleich zu den bereits erwähnten ausfielen, geben die gewonnenen Zahlen unter Hinzunahme der eingebürgerten Weißbachschen Koeffizienten für gerade Rohre Anhalts-

punkte für die praktische Führung und Bemessung von Leitungen.

E r g e b n i s s e d e r V e r s u c h e .

Auf den Abbild. 7, 8 und 9 sind die an den Pumpen gewonnenen Zahlenwerte aufgetragen. Auf der Grundlinie sind die ganzen Druckhöhen in Metern Wassersäule als Summe der am Manometer und Vakuummeter abgelesenen Werte aufgetragen. Darüber geben die Höhen die zugehörigen Wassermengen in Litern i.d. Sekunde. Ferner ist der zugehörige Kraftbedarf, die Förderleistung und gemäß der oben angegebenen Beziehung der Wirkungsgrad eingetragen.

Die Betrachtung des Diagramms der Pumpe D. T. S. Nr. II (Abbild. 7) zeigt, daß dieselbe für

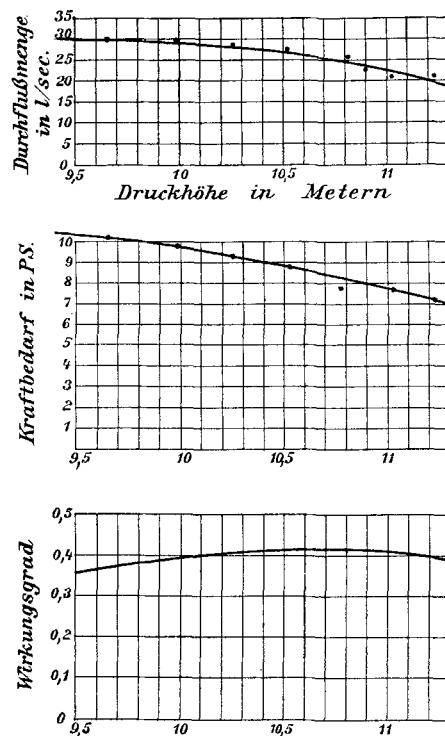


Abb. 7.

Nr. 820.

Messungen an der D. T. S. Steinzeug-Zentrifugalpumpe Nr. II.

820 Umdrehungen sich bei 10,6 m Druckhöhe im Gebiete ihres besten Wirkungsgrades und zwar mit einem Wert von 0,42 befand.

Über die Leistungen bei höheren Umlaufzahlen geben die Versuche aus den oben angeführten Gründen keinen genügenden Aufschluß. Doch ist an Hand eines Vergleichs mit den Ergebnissen der anderen Pumpen zu folgern, daß der Wirkungsgrad mit steigender Umdrehungszahl zugenommen haben würde.

Die Pumpe D. T. S. Nr. I (Abbild. 8) zeigte sich in weiten Grenzen verwendbar. Wenn man einen Wirkungsgrad von 0,3 als untere Grenze zuläßt, so ergab sich für die drei angewendeten Umlaufzahlen

n	Q l/sec.	H Druckhöhe m	N Kraftb. PS.
Umdr. i. d. M.			
900	15—4	5,2—9,2	3,7—9
1120	21—6,5	6,5—13,9	5,9—4,2
1325	24,4—16,3	9,2—20	10,2—5,1

An dieser Stelle mögen einige Bemerkungen über den Zusammenhang von Umlaufzahl, Wassermenge, Förderhöhe und Kraftbedarf bei Zentrifugalpumpen eingeschaltet werden.

Bei Kolbenpumpen liegen die Verhältnisse äußerst einfach. Die Umlaufzahl hat eine obere Grenze, die durch den Gang der Ventile und des Triebwerkes gegeben ist; die Förderhöhe ist begrenzt durch den höchsten Druck, dem das Triebwerk, die Ventile, und der Pumpenkörper zu widerstehen vermögen. Die Wassermenge für jeden Hub

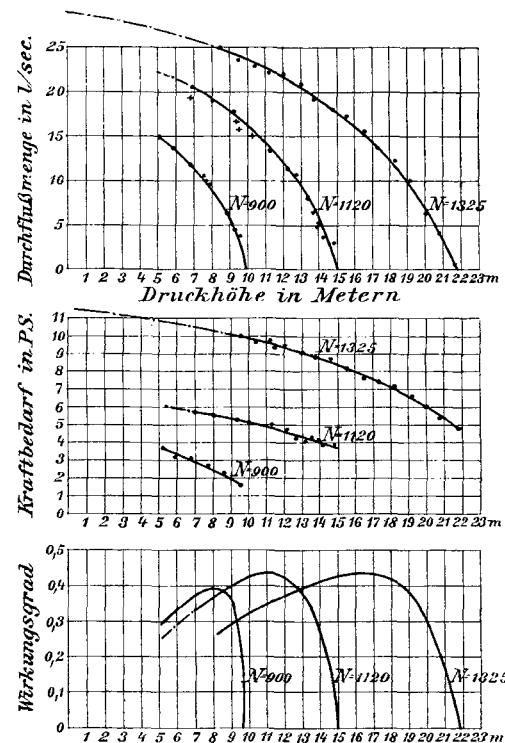


Abb. 8.

Messungen an der D. T. S. Steinzeug-Zentrifugalpumpe Nr. I.

ist durch die Kohlenverdrängung gegeben und wächst dementsprechend im einfachen Verhältnis der Hubzahl. Der Kraftbedarf wächst alsdann mit wachsender Umlaufzahl und der Förderhöhe und zwar annähernd im geraden Verhältnis.

Bei den Zentrifugalpumpen ist zunächst der Umdrehungszahl eine obere Grenze in der Festigkeit der Laufräder gezogen, da die zulässige Umgangsgeschwindigkeit durch die Zugfestigkeit des Materials bestimmt wird. Hierdurch ist alsdann auch die höchste Druckhöhe gegeben, bei der die Pumpe gerade dem Druck der über ihr stehenden Wassersäule das Gleichgewicht hält, ohne aber Wasser zu fördern. Dieser Zustand ist von Zenneier sehr anschaulich als „Gleichgewichts-gang“ der Pumpe bezeichnet. Wird der auf der

Pumpe lastende Druck nur um ein wenig vermindert, so beginnt dieselbe Wasser zu fördern. Die Fördermenge steigt, je mehr die Förderhöhe verringert wird. Für eine gegebene Umdrehungszahl gehört also zu jeder einzelnen Förderhöhe ein unveränderliches Maß an gehobenem Wasser; gleichgültig wie sich diese Förderhöhe aus Nutzhöhe und Widerstandshöhe zusammensetzt. So beträgt z. B. bei der Pumpe I (Abbildung 8) für n rund 1325 die größte Druckhöhe bei Gleichgewichtsgang 21,8 m; dabei ist die Wasserförderung 0. Nimmt die Druckhöhe auf 17 m ab, so fördert die Pumpe 14,8 l/sec.; wird weiterhin der Druck auf 8 m verringert, erhöht sich die Wassermenge auf 25,1 l/sec.

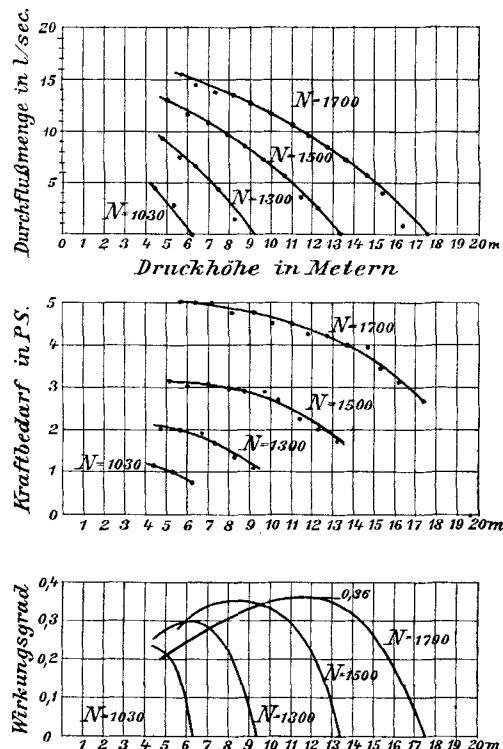


Abb. 11.

Messungen an der D. T. S. Steinzeug-Zentrifugalpumpe Nr. 0.

Beim Gleichgewichtsgang ist der Kraftbedarf 5 PS. bei 17 m, 7,7 PS. bei 8 m, 10,3 PS. Die entsprechenden Nutzleistungen sind

$$\begin{array}{rcl} 21,2 \text{ m} & \frac{0 \text{ kg/sec}}{75} & = 0 \text{ PS.} \\ 17 \text{ m} & \frac{14,8 \text{ kg/sec} \cdot 17 \text{ m}}{75} & = 3,36 \text{ PS.} \\ 8 \text{ m} & \frac{25,1 \text{ kg/sec} \cdot 8 \text{ m}}{75} & = 2,68 \text{ PS.} \end{array}$$

Durch Division der Nutzleistung durch den zugehörigen Kraftbedarf ergeben sich die Wirkungsgrade zu

$$\begin{array}{rcl} 21,2 \text{ m} & = 0 \\ 17 \text{ m} & = 0,44 \\ 8 \text{ m} & = 0,26 \end{array}$$

Der Wirkungsgrad folgt also für veränderliche Förderhöhen einer Kurve, die, von Null beginnend, einen Höchstwert aufweist und dann allmählich wieder auf Null zurückgeht.

Verlängert man die Kurve, die die Wassermenge angibt, schätzungsweise bis zur Druckhöhe Null und gleichzeitig die Kurve des Kraftbedarfs ebenfalls, so ergibt sich etwa eine Wassermenge von 29 l/sec., die die Pumpe noch gerade durchfließen würde, wenn das Wasser frei zuliefere und abflösse. Dabei würde der Kraftbedarf etwa 11,5 P.S. betragen, und da die Nutzarbeit Null ist, würde auch der Wirkungsgrad Null sein. Um eine klare Unterscheidung zwischen den gemessenen und den extrapolierten Werten zu treffen, sind die Kurven innerhalb des Meßgebietes in ausgezogenen Linien eingezeichnet, darüber hinaus strichpunktiert verlängert.

Ahnliche Kurven sind nun auch für die Umdrehzahlen 1120 und 900 eingetragen. Aus ihnen ergibt sich, daß eine Pumpe für jede Umdrehungszahl ein Gebiet hat, in welchem sie wirtschaftlich am günstigsten arbeitet. Hierauf ist bei Auswahl einer Pumpe Rücksicht zu nehmen.

Auf Grund der vorstehenden Erörterungen genügt es, für die Pumpe D. T. S. Nr. 0 darauf hinzuweisen, daß dieselbe durchweg einen etwas schlechteren Wirkungsgrad aufweist, als die größeren; dies ist an sich unvermeidlich und hat unter anderem schon in den relativ höheren Beträgen der Leerlaufarbeit seinen Grund, d. h. derjenigen Arbeit, die verbraucht wird, um das Laufrad im Wasser herumzudrehen und die Lager- und Stopfbüchsenreibung zu überwinden.

Zusammenfassend ist über die Ergebnisse an den Pumpen zu sagen, daß dieselben sehr wohl einen Vergleich mit den marktgängigen Pumpen gleicher Größe aus Eisen oder Rotguß aushalten. Die Wirkungsgrade sind zwar bei den letzteren ein wenig höher, im allgemeinen übersteigen sie aber auch nur selten 55%; überdies rechtfertigt sich der bestehende Unterschied, wenn man berücksichtigt, daß bei Ausführung in widerstandsfähigem Metall die Spalte zwischen Laufrad und Gehäuse natürlich noch kleiner gehalten werden können, als bei Verwendung von Steinzeug; dementsprechend fallen dann auch die Spaltverluste geringer aus. Doch muß hervorgehoben werden, daß die Technik des Schleifens der Steinzeugteile in Charlottenburg hoch entwickelt ist und eine Genauigkeit der Ausführung gestattet, die jedenfalls bei bildsamen Materialien, wie z. B. wirklich säurefestem Hartblei, im Interesse eines sicheren Betriebes nicht erreicht werden kann.

Bildet man noch nach dem Vorgange Reteaus den Wert

$$H = x \cdot u^2,$$

worin H die gemessene Förderhöhe, u die Umfangsgeschwindigkeit in Metern i. d. Sek. und x einen Faktor bedeutet, der von der Bauart der Pumpe abhängt, so ergeben die Messungen für die D. T. S.-Pumpen für x die folgenden Werte:

	n	x
0	1030	0,052
	1300	0,050
	1510	0,053
	1750	0,050

	n	x
I	910	0,058
	1160	0,056
	1350	0,058
II	820	0,047

Derselbe Wert wurde von Lindner für die von ihm untersuchten Pumpen im Mittel zu 0,045 gefunden; Beachtung verdient er, insofern er angibt, welche Druckhöhe sich mit einer Pumpe bestimmter Bauart erreichen läßt bei einem fest gesetzten oberen Wert der Umfangsgeschwindigkeit des Laufrades. Die Umfangsgeschwindigkeit des Laufrades bedingt aber in hominem Maße die Betriebsicherheit der Pumpen, zumal bei Verwendung von Steinzeug, bei dem die Zugfestigkeit an sich geringer ist, als bei den anderen im Maschinenbau üblichen Materialien.

Die Ergebnisse der Versuche an der Rohrleitung besitzen insofern nur einen qualitativen Wert, als neue Aufschlüsse gegenüber den zahlreichen bereits vorliegenden Erfahrungswerten über die Bewegung von Wasser in Rohrleitungen nicht erwartet werden konnten, zumal das Material, aus dem die Rohrleitung besteht, auf die Größe der Bewegungswiderstände ohne wesentlichen Einfluß ist. Immerhin ist es interessant, aus ihnen die Bestätigung einiger an sich bekannten Gesetze über die Anlage von Rohrleitungen zu entnehmen, die bei der Ausführung nicht immer gebührend gewürdigt werden.

Betrachtet man z. B. die Abbild. 10, die die Druckhöhenverluste in der Saugleitung gibt, so zeigt sich mit Zunahme der Durchflußmenge in der Sekunde ein stetiges Anwachsen der Widerstandshöhe bis zum Werte von 3,5 m bei einer Durchflußmenge von 31 l/sec. Natürlich müßte bei einer praktischen Ausführung ein derartiger Wert als unzulässig bezeichnet werden, d. h. es wäre ein größeres Fußventil zu wählen. Bei den Versuchen wurde absichtlich ein und dasselbe Fußventil für alle Ver-

suehe benutzt, einmal aus Bequemlichkeit, ferner aber um zu zeigen, daß bei Verwendung enger Zuleitungen tatsächlich Druckverluste auftreten, die gelegentlich viel größer sind, als die zu überwindende Nutzhöhe.

Die Abbild. 11 zeigt ferner die gemessenen Widerstandshöhen bei Verwendung der horizontalen Druckleitung bis zum untersten Ausgußpunkt und bei völlig geöffnetem Schieber, und zwar erstens für die Leitung 120 φ, zweitens für die Leitung 65 φ. Hier fällt die ungeheure Steigerung der Widerstandshöhe bei Verwendung der engeren Leitung in die Augen, die z. B. bei einer Durchflußmenge von 15 l/sec 6 m beträgt. Dieselbe ist zum kleinsten Teil der Drosselung durch den Schieber, der nur 60 mm Durchgang hatte, zuschreiben. Der weitaus größere Betrag ist auf Rechnung der plötzlichen Querschnittsverengung bei dem Übergang von der weiten in die enge Leitung (Abbildung. 1) zu setzen. Derartige Übergänge sind in der Praxis allgemein üblich; die damit verbundenen Verluste werden aber sehr häufig einfach der Pumpe zur Last gelegt und bilden daher eine Quelle für

Meinungsverschiedenheiten zwischen Abnehmer und Lieferanten.

Die Verluste, die in geraden Rohrleitungen

auftreten, sind bei weitem geringer, wenigstens, wenn nicht übertriebene Geschwindigkeiten angewendet werden. Indessen dürfen sie für längere Rohrleitungen niemals vernachlässigt werden. Bekanntlich berechnet man den Widerstand einer geraden Rohrleitung aus der Beziehung

$$h' = z' \cdot \frac{1 \cdot v^2}{d \cdot 2g}$$

worin bedeutet

h den Verlust an Druckhöhe in Metern Wassersäule

l die Länge der Leitung in Meter,

d den Durchmesser der Leitung in Meter,

v die Durchflußgeschwindigkeit in Meter in der Sekunde,

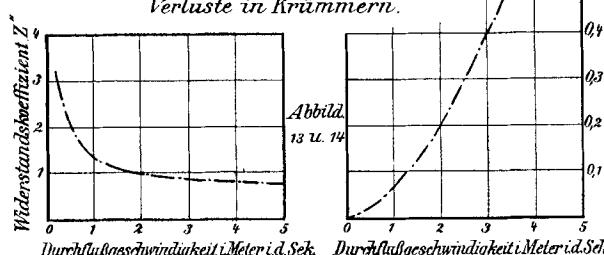
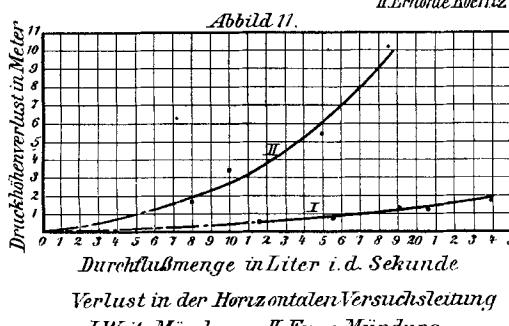
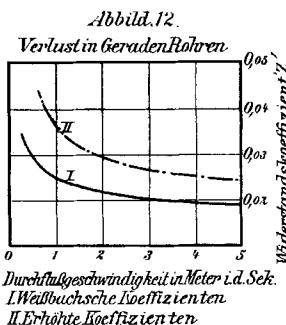
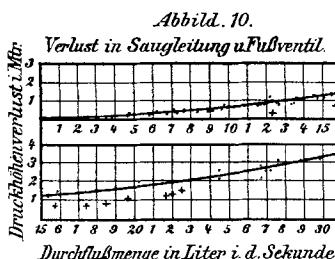


Abbildung 13 u. 14

g die Fallbeschleunigung = 9,81 m in der Sekunde,
z eine Erfahrungszahl, den Widerstandskoeffizienten, der von Weißbach an Hand eines reichen Versuchsmaterials bereits vor etwa 50 Jahren für alle praktisch verwendeten Geschwindigkeiten ermittelt ist.

Da die Steigleitungen für die Versuche so kurz als möglich gehalten waren, trat zwar das Wachsen der Widerstände mit zunehmender Durchflußgeschwindigkeit deutlich hervor, indessen war die Genauigkeit des verwendeten Manometers natürlich nicht ausreichend, um für den Faktor z stetig steigende Werte zu gewinnen. Doch zeigte sich in Übereinstimmung mit der allgemeinen Erfahrung, daß bei der Berechnung von Widerständen in Rohrleitungen die Weißbach'schen Widerstandskoeffizienten nicht ohne weiteres verwendet werden dürfen. Dieselben sind ausdrücklich nur für den Fall gültig, daß die innere Oberfläche der Rohre keine Unregelmäßigkeiten besitzt. Dieselben lassen sich aber beim Zusammenflanschen von Rohrstücken nie vermeiden, und deshalb ist es geraten, zu den Weißbach'schen Zahlen einen Zuschlag zu machen. Da es bei der Vorausberechnung von Druckverlusten nur darauf ankommt, sicher zu gehen, so können etwa die in Abbild. 12 neben den Weißbach'schen Zahlen gegebenen Werte Verwendung finden.

Ähnlich liegen die Verhältnisse bei Rohrkümmern; dieselben werden gewöhnlich der bequemen Unterbringung wegen sehr scharf gehalten und verursachen daher ebenfalls erhebliche Druckverluste; daher sollte man bei Anlage einer Rohrleitung ihre Zahl möglichst einschränken und wo irgend tunlich an Stelle der kurzen Krümmer schlanke Übergänge wählen.

Die Vorausberechnung des Druckverlustes in Krümmern ist zur Zeit noch durchaus unsicher; als Anhalt für kurze rechtwinklige Krümmer mögen die in Abbild. 13 gegebenen Werte gelten. Mit ihnen bestimmt sich die auftretende Widerstandshöhe in Metern Wassersäule.

$$h'' = \frac{z'' v^2}{2g},$$

wobei z'' den Widerstandskoeffizienten nach Abbildung 13, v die Durchflußgeschwindigkeit in Metern in der Sekunde, g die Fallbeschleunigung = 9,81 qm/sec. bedeutet; der größeren Bequemlichkeit halber sind mit diesen Koeffizienten die Widerstandshöhen ausgerechnet, so daß sie aus Abbild. 14 unmittelbar abgelesen werden können.

Mit den gegebenen Anhaltspunkten läßt sich nun der Widerstand einer Rohrleitung annähernd voraus berechnen.

Es soll z. B. eine Pumpe für 1,4 m Saughöhe und 4 m Druckhöhe bei 17 l/sec. = 61 cbm/Stunde verlangt sein. Die Länge der Saugleitung, die ein Fußventil und einen Krümmer aufweist, sei 3 m, die der Druckleitung 14 m bei 3 Krümmern, Absperrhahn und Ausgußstützen. Die Geschwindigkeit in der Saugleitung sei 1,5 m/sec., also der

Querschnitt $\frac{17 \text{ cdm/sec.}}{15 \text{ dm/sec.}} = 1,13 \text{ qdm}$ entsprechend rund 120 mm \varnothing .

Dann ist der Widerstand der Saugleitung die mit der bei den Versuchen benutzten übereinstimmt (Abbildung. 10)

$$h_s = 1,5 \text{ m.}$$

Die Geschwindigkeit in der Druckleitung sei 2—2,5 m, also der Querschnitt

$$\frac{17 \text{ cdm/sec.}}{20 \text{ dm/sec.}} = 0,85 \text{ qdm.}$$

entsprechend rund 100 mm \varnothing , also = 2,2 m/sec.

Demnach wird der Widerstand der Druckleitung

3 Krümmer (s. Abbild. 14)

$$3 \times 0,22 \text{ m} = 0,66 \text{ m}$$

$$14 \text{ m Leitung (s. Abb. 12)} \frac{0,028 \cdot 15}{0,1} \cdot \frac{5,28}{19,62} = 1,05 \text{ m}$$

Hahn und Ausgußstützen ge-

$$\text{schätzt} = 0,5 \text{ m}$$

$$\text{ha} = 2,21 \text{ m}$$

Das Wasser verläßt die Leitung mit einer Geschwindigkeit von 2,3 m. Zu ihrer Erzeugung bedurfte es gemäß der Beziehung $v = \sqrt{2gh}$ einer Druckhöhe

$$hg = \frac{v^2}{2g} = \frac{1,2^2}{19,62} = 0,25 \text{ m}$$

Mithin ist die gesamte Förderhöhe

Widerstandshöhe der Saugleitung 1,50 m

Widerstandshöhe der Druckleitung 2,21 m

Geschwindigkeitshöhe 0,25 m

Saughöhe 1,40 m

Druckhöhe 4,00 m

$$H = 9,36 \text{ m}$$

Die Pumpe D. T. S. No. I leistete bei 1120 Umdrehungen und 9,4 m Druckhöhe 17,3 l/sec. entspr. 62,25 cbm/Stunde mit einem Kraftbedarf von 5,3 P.S. Der Wirkungsgrad der Pumpe ist dabei 0,41. Der Wirkungsgrad der ganzen Anlage, also der Pumpe einschließlich der Rohrleitung ist gegeben, wenn die verlangte Leistung in gehobenem Wasser

$$\frac{17 \text{ l/sec.} \cdot 5,5 \text{ m}}{75} = 1,25 \text{ PS.}$$

dividiert wird durch den Kraftbedarf, also

$$\frac{1,25}{5,3} = 0,236.$$

Man sieht, daß der Wirkungsgrad der ganzen Anlage um so schlechter ausfallen muß, je länger die Leitungen, und je geringer ihr Durchmesser gemacht wird.

Ließe man dieselbe Pumpe für den vorliegenden Fall fälschlicherweise mit 1325 Umdrehungen laufen, so könnte sie bei 9,4 m Förderhöhe (s. Abbild. 8) 34 l/sec. fördern. Werden nur 17 l gebraucht, so muß der Auslaß gedrosselt werden, bis die zu 17 l/sec. und 1325 Umdrehungen gehörige gesamte Förderhöhe von 15,7 m erreicht ist. Der Kraftbedarf der Pumpe beträgt dann 8,2 P.S., und der Wirkungsgrad der Pumpe ist auf 0,44 gestiegen. Dagegen ist der Wirkungsgrad der ganzen Anlage, da die Nutzleistung dieselbe geblieben ist, infolge zu hoher Umlaufzahl auf

$$\frac{1,25}{8,2} = 0,153$$

gesunken. Für die wirtschaftliche Arbeitsweise einer Pumpenanlage ist es also von größter Wichtigkeit, daß die erforderliche Umdrehungszahl nicht überschritten wird.

Wenn bei Aufstellung einer Pumpe die beiden vorerwähnten Punkte — genügend weite möglichst kurze Rohrleitungen mit schlanken Übergängen und Innehaltung der richtigen Umdrehungszahl — stets beachtet werden, so lassen sich eine Fülle von Streitigkeiten zwischen Lieferanten und Abnehmern über die Leistungen einer Pumpe vermeiden.

Aus den vorstehenden Betrachtungen ergibt sich kein grundsätzlicher Gegensatz zwischen Saug- und Druckhöhe. Beim praktischen Betriebe ergibt sich indessen, daß große Saughöhen, auch weit unterhalb der theoretischen Grenze von 10 m viel eher zu Störungen Veranlassung geben, als gleich große Druckhöhen. Der Grund liegt einfach in der Schwierigkeit, Stopfbüchsen und Rohrleitungen völlig abzudichten. Stehen dieselben unter Druck, so ergeben sie nur denjenigen Verlust, der der austretenden Flüssigkeitsmenge entspricht. Handelt es sich nun um saure oder gar giftige Flüssigkeiten, so kann allerdings auch die geringste Sickermenge unerträglich wirken. Ein Eindringen von Luft in den Saugraum der Pumpe setzt ferner sofort die Leistung erheblich herab und kann die Förderung vollständig versiegen lassen. In dieser Hinsicht mag auf Abbild. 8 und 10 verwiesen werden, in denen einige Beobachtungen mit Kreuzen eingetragen sind. Dieselben wurden gemacht als während der Versuche zufällig einmal die Saugleitung beschädigt war. Die Messungen fallen sofort aus der Reihe der normalen heraus; dabei scheint die Saugleitung einen sehr günstigen geringen Widerstand aufzuweisen, während in der Leistung die überaus schädliche Wirkung der Undichtigkeiten grell zutage tritt. Nach Beseitigung der Störung wurden sofort wieder normale Werte erhalten.

Übrigens muß festgestellt werden, daß in dieser Hinsicht die von den Deutschen Ton- und Steinzeugwerken zur Untersuchung gestellten Fabrikate eine sehr sorgfältige und zweckentsprechende Durchbildung aufweisen. Gegenüber Eisenrohren besteht bei einem relativ spröden Material, wie Steinzeug, natürlich die Gefahr, daß bei zu starkem Anziehen die Rohrflanschen gesprengt oder zerdrückt werden. Dem ist nun dadurch in wirkungsvoller Weise vorgebeugt, daß die Steinzeugflanschen (s. Abbild. 15) an der hinteren Fläche konisch nach außen verjüngt sind. Darüber liegt eine ebenfalls konische, zweiteilige Rohrschelle (Abb. 16 und 17), die auf einer Gummizwischenlage aufliegt. Beim Anziehen der Schrauben wird hierdurch nicht nur eine gleichmäßige Druckverteilung über die ganze Flanschfläche herbeigeführt, sondern es tritt auch eine nach der Rohrachse hin wirkende Druckkraft auf, die den Flansch innerhalb der Grenzen sachgemäßer Behandlung vor dem Zersprengen schützt.

Als Verpackungsmaterial für Flansche und

Stopfbüchsen dienen einfache Asbest- oder Gummischeiben.

Es muß noch hervorgehoben werden, daß alle Messungen und Rechnungen zunächst nur für Wasser volle Gültigkeit haben.

Für Flüssigkeiten, deren spez. Gew. von 1 abweicht, ändert sich die Nutzhöhe in gleichem Verhältnis. Unterscheiden sich dieselben auch hinsichtlich ihrer Tropfbarkeit von Wasser, sind sie z. B. dickflüssig oder breiig, so verlieren alle gegebenen Zahlenwerte ihre Gültigkeit, ohne daß es auf Grund des zur Zeit vorliegenden Versuchsmaterials möglich wäre, andere von allgemeiner Anwendbarkeit an ihre Stelle zu setzen.

Es mag noch auf die Bauart der D. T. S.-Pumpen hingewiesen sein.

Das Gehäuse ist mit zweiteiliger, die ganze Gehäuseshälfte bedeckender fester Eisenpanzerung versehen, die gesetzlich geschützt ist¹⁾. Gleichzeitig stellt diese Panzerung den für einen guten Betrieb nötigen, starren Verband der Pumpe mit Grundplatte und Lagern her. Die letzteren sind mit Schmierringen und Bündern zur Aufnahme etwa auftretenden Seitenschubes versehen. Die Lauf-



Abb. 15. Beseitigung der Störung wurden sofort wieder normale Werte erhalten.

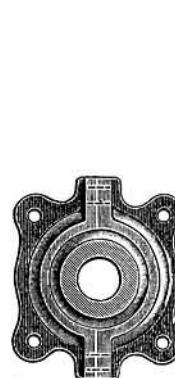


Abb. 16.

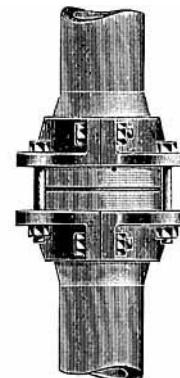


Abb. 17.

räder, die auch während der Versuche ohne Anstand erheblich über ihrer normalen Umdrehungszahl liefen, werden vor der Montage stets mit der $1\frac{1}{2}$ fachen Umfangsgeschwindigkeit probiert, so daß weitgehende Gewähr gegen Zersprengen im Betrieb geboten ist.

Die maschinellen Einzelheiten der Pumpen, wie Lager und Stopfbüchsen, zeigten sich den gegenüber normalem Betrieb erheblich gesteigerten Anforderungen der Versuche in erfreulicher Weise gewachsen, obwohl die Pumpen noch wenig eingelaufen waren. Man ist daher zu dem Urteil berechtigt, daß die untersuchten Steinzeug-zentrifugalpumpen bei sachgemäßer Behandlung ein durchaus zuverlässiges Hilfsmittel der chemischen Industrie bilden und auch recht weit gehenden Ansprüchen an einen wirtschaftlichen Betrieb genügen.

Zum Schluß verdient hervorgehoben zu werden, daß die Deutschen Ton- und Steinzeugwerke zur

¹⁾ D. R. G. 231 723.

Anstellung dieser Versuche keine Kosten gescheut haben, um den Grundsätzen wissenschaftlicher Untersuchungsmethoden sowohl, als auch den Betriebsanforderungen der beteiligten Industrien in

gleicher Weise gerecht zu werden. Die letzteren werden jedenfalls der rückhaltlosen Veröffentlichung des gesamten Versuchsmaterials ihre Anerkennung nicht versagen.

Referate.

II. 4. Keramik, Glas, Zement, Bau-materialien.

Max Simonis. Physikalische Definition der Tone und Magerungsmittel. (Sprechsaal 38, 1625.)

Man kann Tone untereinander vergleichen durch Messung der Kohäsion von Gemischen des betreffenden Tons mit Wasser. Aus dem Einfluß der Magerungsmittel resp. Tone auf die Zähigkeit solcher Tonbreie leitet Verf. folgende Definition ab. „Tone sind Gesteine, die, zerkleinert und mit gleichen oder größeren Gewichtsteilen Wasser in Suspension gebracht, die Kohäsion des Wassers meßbar erhöhen. Den Magerungsmitteln geht diese Eigenschaft ab“. Im keramischen Sinne plastisch sind alle Materialien, welche die eben definierte, den Tonen charakteristische Eigenschaft besitzen. *Mü.*

Frank F. Grout. Über die Plastizität der Tone. (J.

Am. Chem. Soc. 27, 1037—1049. 20./6. 1905.) Verf. mißt die Plastizität eines Tones, indem er dessen Widerstandsfähigkeit gegen Kompression ermittelt und außerdem den Deformationsbetrag bestimmt, welche aus dem Ton geformte Zylinder zu erleiden vermögen, bevor sie zerbröckeln. Das Produkt aus beiden Größen betrachtet er als Maß der Plastizität bei dem betreffenden Feuchtigkeitsgehalte. Er hat nach diesem Verfahren eine Reihe von Versuchen mit Ton unter verschiedenen Zusätzen ausgeführt, die ihn zu den folgenden Schlüssen führen. Sandzusatz ändert die Plastizität eines Tones nur wenig, solange die Menge des Sandes unter einer gewissen Grenze bleibt. Jedes Sandkorn muß noch vollkommen von der Tonmasse umhüllt sein, damit die molekulare Attraktion nicht gehindert ist. Eine Erhöhung der Plastizität wird durch die Feinheit der Mahlung erreicht; auch gewisse Zusätze von Kolloiden und Kristalloiden in Lösung vermögen die molekulare Anziehung und somit die Plastizität zu steigern. *Mü.*

Hermann Lienau. Eine Methode zur Untersuchung des Bauxits. (Chem.-Ztg. 29, 584—585. 31./5. 1905.)

Auf diese Methode kann hier nur verwiesen werden; dieselbe hat sich seit vier Jahren in französischen Gruben bei den verschiedensten Bauxitarten bestens bewährt und nimmt besonders auch auf die Bestimmung der Titansäure Rücksicht. *V.*

Percy H. Walker. Glaswaren für chemische Zwecke. (J. Am. Chem. Soc. 27, 865 [1905].)

Verf. untersuchte eine Anzahl von Glassorten, böhmischen, Wiener, Thüringer und Jenaer Ursprungs. Zunächst wurde die chemische Zusammensetzung festgestellt, dann Bestimmungen der mechanischen Angriffbarkeit und der Löslichkeit ausgeführt (Einzelheiten s. Original).

Die chemische Analyse kann an sich nicht sonderlich Aufklärung über die Brauchbarkeit geben;

sie scheidet die Gebrauchsgläser in zwei Hauptsorten: Alkalikalksilikate und Borosilikate, in denen ein Teil des Kalks durch Zink ersetzt ist. Sie allein tragen eine eingearbeitete Marke, und nur sie und Kavaliers' böhmisches Glas halten die einzige neue Probe des Verf. aus: Eindampfen einer 10%igen Kochsalzlösung in ihnen, Wiederauflösen des Rückstands und dreimaliges Wiederholen dieser Operation, danach 6 stündiges Trockenstehenlassen auf dem Wasserbad. Es dürfen sich dann keine kleinen Sprünge im Glase zeigen.

Ein und dasselbe Glas scheint in Form von Bechergläsern widerstandsfähiger zu sein, als in Form von Flaschen, was vielleicht am Ausglühen der verschiedenen Formen liegt. Von den Borosilikatgläsern ist das Wiener Normalglas nach Verf. das am wenigsten widerstandsfähige. Alle anderen unterscheiden sich so wenig, daß ihre Wahl nur eine Preisfrage ist. Verf. rät den Fabrikanten guter Gläser von böhmischen Typus, zur Erleichterung und Orientierung für den Konsumenten, ihre Ware ebenfalls mit einer eingearbeiteten Marke zu versehen. *Herrmann.*

P. Rohland. Die Candsotsche Reaktion und die Verwendung des Portlandzementes bei Meerwasser-bauten. (Tonind.-Ztg. 29, 1487—1488. 1905.)

Auf Grund theoretischer Erwägungen schlägt Verf. vor, bei Verwendung von Portlandzement im Meerwasser einen passenden negativen Katalysator oder ein Gemisch zweier zuzusetzen, und außerdem Zement- und Betonblöcke in nicht zu magerer Mischung, solange die hydrolysierende Wirkung des Wassers auf sie in starkem Maße zum Ausdruck kommt, in Süßwasser erhärten zu lassen und erst, nachdem eine Abnahme der Konzentration der Hydroxylionen festgestellt worden ist, zu Bauten im Meerwasser zu verwenden. *Mü.*

Druckpaste für keramisches Unterglasurdruckverfahren. (Nr. 165 844. Kl. 80b. Vom 24./19. 1902 ab. Richard Marzin in Eichwald b. Teplitz (Böhmen). Zusatz zum Patente 160 345 vom 24./9. 1902; s. diese Z. 18, 1237 [1905].)

Patentanspruch: Druckpaste für keramisches Unterglasurdruckverfahren nach Patent 160 345, dadurch gekennzeichnet, daß dem Gemisch von Aloëextrakt, Sirup und Glycerin mit Farbpulver pulverisierte Soda zugesetzt ist. —

Die vorliegende Glasur dringt leichter und gleichmäßiger als die nach dem Hauptpatent ein, auch wird ein Verwischen der Druckkonturen mehr als bei jener vermieden. *Wiegand.*

Verfahren zur Herstellung künstlicher Mineralzähne. (Nr. 163 816. Kl. 30h. Vom 4./2. 1904 ab. Wilhelm Abel in Hamburg.)

Patentanspruch: Verfahren zur Herstellung künstlicher Mineralzähne durch Aufpressen der außer-