Zeitschrift: Bulletin de l'Association suisse des électriciens
Herausgeber: Association suisse des électriciens
Band: 22 (1931)
Heft: 20

Artikel: Kritische Bemerkungen zur Bewertungsprüfung von Staubsagapparaten
Autor: Velisek, A.
DOI: https://doi.org/10.5169/seals-1058601

Nutzungsbedingungen
Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften auf E-Periodica. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Zeitschriften und ist nicht verantwortlich für deren Inhalte. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern beziehungsweise den externen Rechteinhabern. Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen sowie auf Social Media-Kanälen oder Webseiten ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. Mehr erfahren

Conditions d'utilisation
L'ETH Library est le fournisseur des revues numérisées. Elle ne détient aucun droit d'auteur sur les revues et n'est pas responsable de leur contenu. En règle générale, les droits sont détenus par les éditeurs ou les détenteurs de droits externes. La reproduction d'images dans des publications imprimées ou en ligne ainsi que sur des canaux de médias sociaux ou des sites web n'est autorisée qu'avec l'accord préalable des détenteurs des droits. En savoir plus

Terms of use
The ETH Library is the provider of the digitised journals. It does not own any copyrights to the journals and is not responsible for their content. The rights usually lie with the publishers or the external rights holders. Publishing images in print and online publications, as well as on social media channels or websites, is only permitted with the prior consent of the rights holders. Find out more

Download PDF: 22.08.2025

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

schen Sinn, ein Erfassen der industriellen und kaufmännischen wie auch der technischen Probleme verlangt und auch den Ueberblick über die rationelle Entwicklung der Elektrizitätswirtschaft im allgemeinen erfordert».

Aus dem Berichte des Bundesrates ist im übrigen nicht zu entnehmen, ob wirklich die Grundlagen der schweizerischen Elektrizitätswirtschaft durch den Erlass eines Elektrizitätsgesetzes festgelegt werden sollen. Es scheint vorläufig die Absicht vorhanden zu sein, durch das Mittel des Elektrizitätsamtes eine gewisse Kontrolle über die Tätigkeit der Werke und auch über die Zusammenarbeit zwischen Werken und Konsumenten auszuüben.

Das neue Amt hat mit dem 1. November 1930 seine Tätigkeit aufgenommen.

Kritische Bemerkungen zur Bewertungsprüfung von Staubsaugapparaten.

Von Dr. *A. Velisek*, Wien.

648.525

Obgleich die Ansichten des Verfassers über das Prinzip der Prüfmethode nicht unbestritten sind (siehe Bulletin SEV 1931, Nr. 16), möchten wir doch den nachstehenden Artikel den in der Frage der Staubsaugerprüfung interessierten Lesern des Bulletin nicht vorenthalten, da viele seiner Ausführungen technisches Interesse bieten und aus ihnen die Schwierigkeit hervorgeht, ein eindeutiges, immer anwendbares Kriterium für die «Güte» eines Staubsaugers aufzustellen. Angesichts der heute grossen Verbreitung dieses Haushaltungsapparates ist ein solches Kriterium erwünscht.

Der Autor legt zunächst die von ihm vorgeschlagene Prüfmethode dar, beschreibt seine Messeinrichtung, geht dann auf die «Gewebecharakteristiken», d. h. das Verhältnis der Luftfördermenge zum Vakuum bei verschieden «dichten» Gewebearten der zu entstaubenden Teppiche ein und nimmt dann zu drei anderen ihm bekannt gewordenen Prüfmethoden Stellung. Am Schluss stellt er die Eigenschaften, die von einem «guten Staubsauger» verlangt werden können, zusammen.

Quoique l'interprétation donnée par l'auteur au principe de sa méthode d'essai ne soit pas sans être contestée (voir Bulletin ASE 1931, n° 16), nous ne voulons cependant pas priver de l'article ci-dessous les lecteurs du Bulletin qui s'intéressent à l'essai des aspirateurs de poussière, car bien des passages offrent un intérêt technique réel et prouvent la difficulté d'établir un critère non équivoque et applicable dans tous les cas pour définir la «qualité» d'un aspirateur de poussière, critère très désirable aujourd'hui en raison de la diffusion très grande de cet appareil de ménage.

L'auteur expose tout d'abord sa méthode d'essai, décrit son appareillage de mesure et approfondit les «caractéristiques de tissu», c'est-à-dire le rapport entre la quantité d'air transportée et le vide pour des variétés de tissus plus ou moins serrés des tapis à dépoussiérer. Il prend position vis-à-vis de trois autres méthodes d'essai portées à sa connaissance et, pour terminer, résume les propriétés que l'on peut exiger d'un bon aspirateur de poussière.

Seit der grundlegenden Arbeit von W. Wedding, «Prüfung von Staubsaugeapparaten», sind nun vier Jahre vergangen, so dass reichlich Zeit zur Verfügung stand, die seinerzeit in Umrissen festgelegte Methode auf ihre Urteilskraft zu überprüfen, sie zu ergänzen, umzugestalten und zu verfeinern. Sicher erweiterten und ergänzten die späteren Arbeiten die Grundlagen und brachten wertvolle Erkenntnisse, so dass heute die Beurteilung der Sauger vom Standpunkte der Sicherheitsvorschriften als gelöst zu betrachten ist und auch vom ventilatortechnischen Standpunkte keinen prinzipiellen Einwänden mehr begegnen kann. Aber einheitliche Gesichtspunkte zur Begutachtung nach den Erfordernissen der Haushalttechnik, der ebenso grosse Bedeutung beizumessen ist, fehlen noch und sind in der nächsten Zeit auch nicht zu erwarten.

Die Einhaltung der Sicherheitsvorschriften wird heute als selbstverständlich vorausgesetzt. Die Erfüllung der Forderungen hinsichtlich praktischen Gebrauches ist, auch wenn noch keine exakt formulierten Bedingungen aufgestellt werden konnten, individuell zu beachten. Das Hauptaugenmerk ist daher derzeit der ventilatortechnischen Ueberprüfung zuzuwenden, von deren richtigen Durchführung heute die Beurteilung abhängt. Es ist notwendig, sich mit den grundsätzlichen Unterschieden der bekanntgewordenen ventilatortechnischen Prüfmethoden näher auseinanderzusetzen und sich für eine bestimmte Methode zu entscheiden. Zweck der folgenden Ausführungen ist, die einzelnen Untersuchungsmethoden kritisch zu beleuchten und eine allgemein anwendbare, möglichst einfache und doch physikalisch richtige Prüfmethode zur allgemeinen Anwendung zu empfehlen.

I. Prinzip der Prüfmethode.

Wedding hat 1927 in seiner damaligen Arbeit «Prüfungen von Staubsaugeapparaten» die ventilatortechnische Ueberprüfung in der Weise durchgeführt, dass er geförderte Luftmenge, Förderhöhe, Drehzahl des Motors, aufgenommene Leistung und Nutzleistung in Abhängigkeit von der Düsenöffnung und den Gesamtwirkungsgrad in Abhängigkeit von der Luftmenge darstellte. Den leistungsvermindernden Einfluss der Einstaubung und jenen des Schlauches untersuchte er in der Weise, dass er die geförderte Staubmenge in Abhängigkeit vom Düsenabstand und vom Filterinhalt, und die Schlauchverluste in Abhängigkeit von der geförderten Luftmenge zur Darstellung brachte. Abgesehen davon, dass die Uebersichtlichkeit durch diese Mannigfaltigkeit leidet, sind sowohl die Luftmengenmessungen wegen Verwendung zweier Messrohre (vor und hinter dem Ventilator), als auch die Ermittlung der Düsenöffnungen durch Errechnung des jeweiligen Eintrittsquerschnittes unbequem. Ein einheitliches Kriterium zur Klassifikation stellt Wedding in seiner damaligen Arbeit nicht auf.

Die Bestrebungen, zu einer übersichtlichen Darstellungsweise der Untersuchungsergebnisse zu kommen, führten den Verfasser zum Versuche, sämtliche Bestimmungsgrössen, das sind Vakuum, Nutzleistung, aufgenommene Leistung und Wirkungsgrad, in Abhängigkeit der Fördermenge darzustellen. Aus der Theorie der Kreiselpumpen ist bekannt, dass sich der funktionelle Zusammenhang zwischen theoretischer Förderhöhe $\frac{H_f}{\eta_h}$, Liefermenge Q und Turbinendrehzahl n durch die Gleichung

$$\frac{H_f}{\eta_h} = K_1 \cdot n^2 + K_2 \cdot n \cdot Q \qquad (1a)$$

darstellen lässt. Interpretiert man diese, ein hyperbolisches Paraboloid darstellende Gleichung in der Weise, dass man der Reihe nach n, Q und $\frac{H_f}{\eta_h}$ als unveränderlich annimmt, so erhält man jeweils als Beziehung zwischen den beiden anderen Grössen Schnittkurven des hyperbolischen Paraboloides mit Ebenen bestimmter Richtung, das sind also Gerade, Parabeln oder Hyperbeln. Im besonderen interessiert uns hier der Zusammenhang von H und Q bei gleichbleibender Drehzahl, für den aus (1a) die Gleichung einer Geraden folgt:

$$H_{f,\,theor} = A + B \cdot Q \qquad (1b)$$

Je nachdem, ob es sich um vorwärts oder rückwärts gekrümmte Schaufeln handelt, ist die Gerade nach aufwärts oder abwärts gerichtet. Da die meisten Turbinenräder von Kreiselpumpen, bei Staubsaugern aber wohl alle, nach rückwärts gekrümmt sind, folgt also als sogenannte Saughöhencharakteristik eine nach abwärts gekrümmte Gerade. Während nun der wirkliche Verlauf dieser Charakteristik bei Kreiselpumpen sehr stark von der Geraden abweicht und sich mit zunehmender Luftmenge parabolisch nach abwärts biegt, bleibt, wie zahlreiche Versuche ergaben, der geradlinige Charakter bei Staubsaugern ziemlich gut erhalten, als Folge bei Staubsaugern ziemlich gut erhalten.

Zahlreiche Studien und Versuche in den Jahren 1927/29 führten zu dem Ergebnis, dass die ventilatortechnische Beurteilung von Staubsaugern auf dieser Basis einwandfrei möglich ist. Für 5 bis 8 verschiedene Betriebszustände werden jeweils zusammengehörige Werte von Vakuum (h mm W.S.), Luftmenge (Q l/s) und Leistungsaufnahme (P_e W) experimentell ermittelt. Die zugehörige Saugleistung (P_s W) und der Gesamtwirkungsgrad (η) ergeben sich rechnerisch nach den Formeln

$$P_s = 0{,}00981 \cdot Q \cdot h \qquad (2a)$$

$$\eta = \frac{P_s}{P_e} \cdot 100\,\%. \qquad (2b)$$

Die Versuchsergebnisse machten es notwendig, die einzelnen Sauger in zwei Gruppen, in Hoch- und Niedrigvakuumapparate einzuteilen. Innerhalb jeder dieser zwei Gruppen hat der Sauger grösserer absoluter Saugleistungsfähigkeit meist auch grösseres Vakuum und grössere maximale Luftförderung. Eine Beurteilung zweier Sauger, die verschiedenen Gruppen angehören, ist aber durch Vergleichen der Leistungsmaxima allein nicht möglich, wie noch später bei Besprechung der neuen Prüfvorschriften des ESC (Tschechischer Elektrotechnischer Verein) dargetan werden soll.

Einen wesentlichen, mitunter sogar entscheidenden Einfluss auf die Begutachtung hat die oft sehr verschiedene Wirkung der Verstaubung des Filters bei der praktischen Arbeit. Handelt es sich daher um Apparate, die im reinen Zustand gleichwertig sind, so muss auch noch die Leistungsabnahme durch Staubaufnahme untersucht werden, etwa nach Einstaubung mit 300 g wirklichem Staub. Das Ergebnis einer derartigen Ueberprüfung, bei der auch der Einfluss des Schlauchdurchmessers untersucht wurde (die Schläuche hatten immer die gleiche relative Lage), ist aus Fig. 1 zu ersehen [1]). Diese Methode ergibt das beste Bild zur Beurteilung der Sauger, da nicht nur das

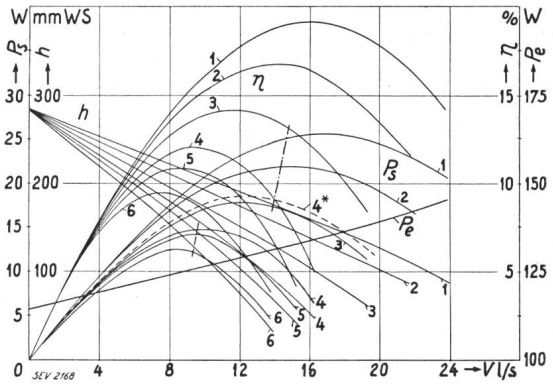

Fig. 1.
Leistungscharakteristiken P_s eines Staubsaugers.
Die Kurven 1 und 4 gelten für reinen Apparat, 2 und 5 für 300 g Einstaubung, 3 und 6 für 1000 g Staub. Kurve 4* gilt für reinen Apparat mit einem andern, im Durchmesser etwas vergrösserten Schlauch.

Leistungsmaximum, sondern der Gesamtverlauf der Kurven ermittelt wird und damit gleichzeitig auch die Zugehörigkeit zur Klasse der Hoch oder Niedrigvakuumapparate.

Bei einiger Uebung genügt in vielen Fällen nach Feststellung der Klassenzugehörigkeit die Bestimmung des Leistungsmaximums für reinen Zustand des Apparates. Einen rechnerischen Weg hiefür hat der Verfasser seinerzeit im Bull. SEV 1930, Nr. 17, gewiesen, bei welchem für die Vakuumlinien zunächst geradliniger Verlauf angenommen wurde und das Abweichen von der Geraden nachträglich durch entsprechende Korrektionsfaktoren berücksichtigt wurde. Bei dieser Methode bestimmt man das maximale Vakuum bei geschlossener Düse und das minimale Vakuum sowie auch die maximale Luftfördermenge bei vollständig offener Düse,

[1]) Herrn Ing. S. Burger, der den Grossteil der praktischen Messungen durchführte, möge an dieser Stelle nochmals gedankt sein.

woraus sich der Scheitelpunkt der Leistungscharakteristik nach der Formel

$$P_{s\,max} = 0{,}00245 \cdot Q_{max} \cdot h_{max} \cdot \frac{h_{max}}{h_{max} - h_{min}} + \frac{20\,\%}{13\,\%} \quad (3)$$

ergibt. Der Korrektionsfaktor 20 % bezieht sich auf Hochvakuumapparate (steile Charakteristiken), der andere von 13 % auf Niedrigvakuumapparate (flache Charakteristiken) und berücksichtigt die Abweichung der Saughöhencharakteristik von der Geraden. Genauer (Fehler $\leqq$ 3,5 %) ergibt sich das Leistungsmaximum, wenn ausser Anfangs- und Endpunkt der Charakteristik auch noch ein mittlerer Punkt ($h_{1/2}$, $Q_{1/2}$) bestimmt wird. Das Leistungsmaximum finden wir dann nach den Formeln

$$P_{s\,max} = 0{,}00245 \cdot \frac{m_1}{k_1} + 2\,\% \quad (4)$$

$$k_1 = \frac{h_{1/2} - h_{min}}{Q_{max} - Q_{1/2}}, \quad m_1 = k_1 \cdot Q_{max} + h_{min} \quad (4a)$$

Einen experimentellen Weg zur direkten Ermittlung des Leistungsmaximums schlug der ESC in seinen neuen Prüfvorschriften ein, auf welche weiter unten noch zurückgekommen wird. Sowohl beim rechnerischen als auch beim experimentellen Verfahren muss aber, wie schon erwähnt, unbedingt auch noch die Klassenzugehörigkeit festgestellt werden.

Wie das geschehen kann, mögen folgende Ausführungen dartun, wobei wieder wie früher zunächst geradliniger Verlauf der Saughöhencharakteristiken angenommen werden soll. Wir wollen zwei Extremfälle betrachten, und zwar eine Gruppe von Saugern mit gleichem Maximalvakuum, aber

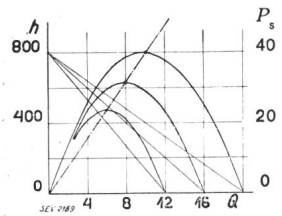

Fig. 2.
Saugergruppe mit gleichem Maximalvakuum, aber verschieden grosser Maximalluftmenge.

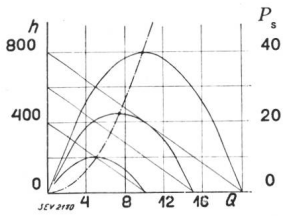

Fig. 3.
Saugergruppe, bei welcher sich Maximalvakuum und maximale Luftmenge der einzelnen Sauger proportional ändern.

verschiedener maximaler Luftmenge (Fig. 2), und dann eine Gruppe von Saugern, bei welchen sich sowohl Maximalvakuum als auch maximale Luftfördermenge proportional verändern (Fig. 3). Für beide Fälle wollen wir nun den geometrischen Ort der Leistungsmaxima bestimmen.

Im ersten Falle ist das Geradenbüschel der Saughöhencharakteristiken (h_{max} = cst.) durch die Gleichung

$$h = -\frac{h_{max}}{Q_{max}} \cdot Q + h_{max} = h_{max} \cdot \left(1 - \frac{Q}{Q_{max}}\right) \quad (5)$$

gegeben, die zugehörigen Leistungsparabeln sind durch

$$P_s = 0{,}01 \cdot h \cdot Q = 0{,}01 \cdot h_{max} \cdot Q \cdot \left(1 - \frac{Q}{Q_{max}}\right) \quad (6)$$

dargestellt. Der Scheitelpunkt jeder einzelnen Parabel ist durch die Koordinaten

$$0{,}5 \cdot Q_{max};\ 0{,}0025 \cdot h_{max} \cdot Q_{max} \quad (7a)$$

bestimmt, wobei h_{max} dauernd konstant bleibt und jedem Wert für Q_{max} eine bestimmte Gerade des Geradenbüschels bzw. eine ganz bestimmte zugeordnete Parabel entspricht. Der geometrische Ort der Scheitel aller Parabeln ist also durch jeweils zusammengehörige Wertepaare von

$$\left.\begin{aligned} x &= 0{,}5 \cdot Q \\ y &= 0{,}0025 \cdot h_{max} \cdot Q \end{aligned}\right\} \quad (7b)$$

oder in anderer Form durch die Gleichung einer Geraden

$$\underline{y = 0{,}005 \cdot h_{max} \cdot x} \quad (8)$$

gegeben.

Analog lässt sich der zweite Extremfall behandeln. Die Gleichung der Schar paralleler Vakuumlinien (Fig. 3) ist wieder durch (5) gegeben, wobei aber diesmal das Verhältnis $\left(\frac{h_{max}}{Q_{max}}\right)$ dauernd konstant bleibt, während h_{max} und Q_{max} als solche veränderlich sind. Auch der Scheitelpunkt der Leistungsparabeln ist wieder durch dieselben Ausdrücke (7a) bzw. (7b) wie früher gegeben, jedoch wollen wir diese mit Rücksicht auf $\frac{h_{max}}{Q_{max}}$ = cst. in etwas anderer Form schreiben:

$$0{,}5 \cdot Q_{max};\ 0{,}0025 \cdot \left(\frac{h_{max}}{Q_{max}}\right) \cdot Q_{max}^2 \quad (9a)$$

Somit ergibt sich der geometrische Ort der gesuchten Scheitelpunkte als Parabel in parametrischer Form zu

$$\left.\begin{aligned} x &= 0{,}5 \cdot Q \\ y &= 0{,}0025 \cdot \left(\frac{h_{max}}{Q_{max}} \cdot Q^2\right) \end{aligned}\right\} \quad (9b)$$

oder in expliziter Darstellung

$$\underline{y = 0{,}01 \cdot \left(\frac{h_{max}}{Q_{max}}\right) x^2} \quad (10)$$

Sowohl der Gruppe der steilen als auch jener der flachen Charakteristiken kommen nun erfahrungsgemäss Saughöhenlinien zu, die ein Mittelding zwischen diesen beiden Extremfällen bilden, so dass die Verbindungslinie der Scheitelpunkte aller Leistungslinien aller Voraussicht nach die Gestalt einer Flachparabel haben wird.

Man kann sich die zu erwartende Form des gesuchten geometrischen Ortes auch noch auf eine andere Art rekonstruieren, wenn man sich die zu jeder Gruppe von Saugern gehörigen Charakteristiken so entstanden denkt, dass sich ihre

Schnittpunkte ausserhalb des reellen Teiles, etwa im Punkte S_1 bzw. S_2 befinden (Fig. 4). Aber auch in diesem Falle ist es nicht schwer, den geometrischen Ort der Scheitel aller zugeordneten Parabeln anzugeben. Wieder haben wir die Gleichung eines Geradenbüschels aufzustellen, das sich aus Formel

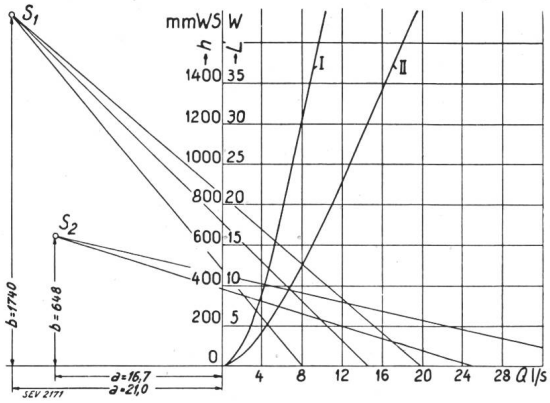

Fig. 4.
Scheitellinien von Hoch- und Niedrigvakuumapparaten.

(5) ergibt, wenn wir die y-Achse des Bezugssystems auf einen Augenblick durch den Punkt S_1 bzw. S_2 gelegt denken:

$$h = b \cdot \left(1 - \frac{Q + a}{Q_{max} + a}\right) \tag{11a}$$

$$h_{max} = b \cdot \left(1 - \frac{a}{Q_{max} + a}\right) \tag{11b}$$

Im angenommenen Falle verändern sich also die Maxima der Vakuumlinien nach einer Hyperbelfunktion. Die zugehörigen Leistungsparabeln sind durch die Gleichung

$$P_s = 0{,}01 \cdot h \cdot Q = 0{,}01 \cdot b \cdot Q \cdot \left(1 - \frac{Q + a}{Q_{max} + a}\right) \tag{12}$$

gegeben, während sich deren Scheitelkoordinaten in parametrischer Form ähnlich wie früher aus (7a) zu

$$\left.\begin{aligned} x &= 0{,}5 \cdot Q \\ y &= 0{,}0025 \cdot b \cdot Q_{max} \cdot \left(1 - \frac{a}{Q_{max} + a}\right) \end{aligned}\right\} \tag{13}$$

ergeben. In anderer (expliziter) Form folgt daraus eine Hyperbel als geometrischer Ort für die Scheitelpunkte der Leistungsparabeln:

$$\underline{2 \cdot x \cdot y + a \cdot y = 0{,}01 \cdot b \cdot x^2} \tag{14}$$

Nach vorstehenden Ausführungen haben wir also zu erwarten, dass sich die Leistungsmaxima der in zwei Gruppen zu trennenden Sauger entweder auf einer Parabel befinden, deren Exponent zwischen 1 und 2 liegen muss, oder aber es kann sich eine Hyperbel ergeben. Im ersten Falle ist als geometrischer Ort der Scheitelpunkte eine Gleichung von der Form

$$y = k \cdot \sqrt{x^3} \quad \text{oder} \quad y = k \cdot \sqrt[3]{x^4},$$

im anderen Falle eine solche von der Gestalt

$$y = \frac{0{,}01 \cdot b \cdot x^2}{2x + a}$$

zu erwarten, wobei die Konstanten auf experimenteller Grundlage zu ermitteln wären. Praktische Untersuchungen ergaben auf diese Art als Gleichungen der im Leistungsdiagramm dargestellten Scheitellinien

$$y = 1{,}98 \cdot \sqrt[3]{x^4} \tag{15a}$$

bzw.

$$y = \frac{17{,}4 \cdot x^2}{21 + 2x} \tag{15b}$$

für Hochvakuumapparate und

$$y = 0{,}844 \cdot \sqrt[3]{x^4} \tag{16a}$$

bzw.

$$y = \frac{6{,}48 \cdot x^2}{16{,}66 + 2 \cdot x} \tag{16b}$$

für Niedrigvakuumapparate.

Die Formeln (16a) und (16b) ergeben für den praktischen Bereich fast identische Werte. Auch die Werte der Formeln (15a) und 15b) differieren nicht allzusehr voneinander, doch schmiegen sich die hyperbolischen Kurven den experimentell bestimmten noch etwas besser an.

Die auf Grund der Gleichungen (15b) und (16b) gezeichneten (Fig. 4) Scheitellinien I und II ermöglichen nunmehr eine eindeutige Zuordnung des zu untersuchenden Saugers in die zugehörige Klasse. Je nachdem, ob sein Leistungsmaximum näher der Kurve I oder II liegt, handelt es sich um einen Hoch- oder Niedrigvakuumapparat. Es möge an dieser Stelle bemerkt sein, dass den letzten auf den Markt gekommenen Konstruktionen häufig Punkte entsprechen, die zwischen I und II zu liegen kommen, was darauf hindeutet, dass man bestrebt ist, die Vorteile beider Gruppen zu vereinen. Mässig hohes Vakuum bei angemessen grosser Luftförderung dürften also die Eigenschaften des Saugers der nächsten Jahre sein.

II. Messanordnung.

Die vom Verfasser bei den Experimenten verwendete Apparatur, ein Staurohr mit Flüssigkeitsmanometer, ist bereits in E. u. M. 1930, Nr. 9 und 10, hinreichend beschrieben. Einige dort befindliche irrtümliche Massangaben mögen hier jedoch richtiggestellt werden. Das Messrohr hat 1405 mm Länge, 95,8 mm l. Weite, die Stauscheibe 33,2 mm l. Durchmesser, so dass das Oeffnungsverhältnis $m = \left(\frac{d}{D}\right)^2 = 0{,}12$ beträgt. Die Durchflussziffer wurde durch Eichung zu $\alpha = 0{,}672$ gefunden, womit sich die sekundlich gelieferte Luftmenge aus dem vor und hinter der Stauscheibe abzunehmen-

den Differenzdruck p' mm W.S. nach folgender Formel rechnen lässt:

$$Q\,l/s = 2{,}35 \cdot \sqrt{p'} \qquad (17)$$

Um die Messgenauigkeit dieses Messrohres zu kontrollieren, wurden eine Reihe von Messungen an den gleichen Prüflingen noch mit einem zweiten Messrohr von 736 mm Länge, 59,5 mm l. Weite wiederholt, in welches ungefähr in der Mitte ein Staugerät nach Pitot eingebaut war. Am Ende war das Rohr auf 66,7 mm aufgeweitet, so dass daselbst ein Flügelradanemometer von Füss dicht passend eingebaut werden konnte, um die gemessenen Luftmengen auch mit diesem nochmals vergleichen zu können. Wurden die am Pitot-Rohr abzunehmenden Drücke (statischer Druck und Gesamtdruck) einem den Differenzdruck p'' mm W.S. (Geschwindigkeitsdruck) messenden Manometer zugeführt, so errechnete sich die Luftgeschwindigkeit v in m/s im Rohre aus

$$v = \sqrt{\frac{2\,g}{\gamma} \cdot p} = 4{,}04 \cdot \sqrt{p''} \qquad (18)$$

woraus für die Luftmenge Q in l/s folgt

$$Q = 11{,}23 \cdot \sqrt{p''} \qquad (19)$$

Die Versuchsergebnisse mögen an Hand der Fig. 5 und 6 besprochen werden. Fig. 6 zeigt die charakteristischen Kurven eines Apparates der Mitteltype, und zwar ist Kurve A_0 mit dem Pitot-Rohr, Kurve B_0 mit dem Staurohr gemessen, wobei

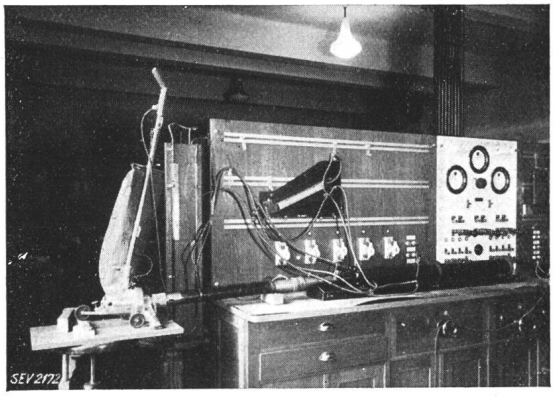

Fig. 5.
Kontrollmessung.
Messrohr mit Staurand und Pitot-Rohr in Serienschaltung.

beide Rohre nach Fig. 5 hintereinander geschaltet waren. Bei Wiederholung der Messungen mit dem Pitot-Rohr allein ergab sich wieder Kurve A_0, nur war sie diesmal um das Stück A_0' verlängert. Messungen mit dem Staurohr allein ergaben praktisch identische Werte mit der Kurve B_0. Die mit dem Pitot-Rohr gefundenen Kurven h_3 und h_4 geben jeweils die Differenz zwischen statischem bzw. Gesamtdruck und Atmosphärendruck wieder. Dem Differenzdruck $p'' = (h_3 - h_4)$ entspricht der dynamische Druck der Luftströmung. Die Kurven h_1 und h_2 stellen die vor und nach der Stauscheibe gemessenen Drücke dar, ihre Differenz $p' = (h_2 - h_1)$ ergibt den Staudruck. Die Messungen mit dem Anemometer ergaben gegenüber den Ablesungen am Pitot-Rohr um ca. 11 % höhere Werte.

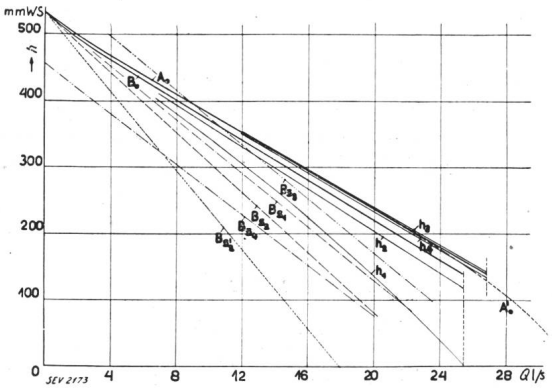

Fig. 6.
Kontrollmessungen an einem Apparat der «Mitteltype».

Wir ersehen aus den Kurven, dass die Messergebnisse beider Rohre um nicht mehr als 5 bis 8 % differieren, also gut übereinstimmen, jedoch misst das Staurohr alle jene Punkte nicht mehr, deren Vakuum unter 140 mm W.S. liegt, während das Pitot-Rohr alle Punkte bis zu 18 mm W.S. erfasst hat. Der Eigenverbrauch des Staurohres ist also wesentlich grösser. Hierüber finden sich übrigens auch einige Angaben in den «Regeln» [3]). Jede Messdüse hat den sogenannten Druckverlust in der Düse als Eigenverbrauch. Dieser beträgt nun schon für «Normaldüsen» ($d = 0{,}4\,D$) ca. 70 % des Messdruckes p' und ist für unsere Stauscheibe noch etwas grösser. Da nun gemäss (17) für $Q = 25{,}4$ l/s (Endpunkt der mit dem Staurohr gemessenen Charakteristik) $p' = 116$ mm W.S. sein musste, und der Druckverlust mindestens 70 % hievon beträgt, so können schon aus theoretischen Gründen Punkte unter ca. 80 mm W.S. nicht mehr abgelesen werden. Kleine im Messweg eingeschaltete Widerstände erhöhen diese Grenze leicht auf 140 mm, wie oben angegeben. Die Durchführung der Messungen kann aber bei dem Staurohr leichter und genauer erfolgen als beim Pitot-Rohr, da die an der Stauscheibe auftretenden Druckdifferenzen p' bedeutend grösser sind als am Pitot-Röhrchen. Sie sind, wie aus den Gleichungen (18) und (19) folgt, ca. 23mal so gross.

Man ist übrigens durch Vergrösserung des Oeffnungsverhältnisses beim Staurand jederzeit in der Lage, den eben noch messbaren Endpunkt beliebig weit herabzudrücken, womit sich allerdings auch die als so angenehm empfundene grosse Druckdifferenz an der Stauscheibe vermindert. Ueber die zweckmässige Bemessung des Staurandes finden sich in den «Regeln» [2]), S. 15 und 50, entsprechende

[2]) «Regeln für Leistungsversuche an Ventilatoren und Kompressoren», VDI-Verlag, Berlin.

Angaben. Kontrollieren wir in diesem Sinne unsere Messdüse, so finden wir, dass sie für eine maximale Luftmenge von ca. 25 l/s bei einem maximalen Skalenausschlag von 120 mm W.S. gebaut ist. Mit unserem Rohre haben wir tatsächlich als bestimmbaren Endpunkt 25,4 l/s bei 116 mm W.S. gefunden. Würde man den Stauscheibendurchmesser auf 55 mm erweitern, so wäre das Oeffnungsverhältnis $m = 0{,}32$, woraus sich bei Annahme des gleichen Messbereiches vom Flüssigkeitsmanometer eine maximal messbare Luftmenge von 50 l/s ergeben würde, womit unter allen Umständen das Auslangen gefunden wird. Die Ausschläge am Differenzmanometer würden hierbei aber, wie aus $Q = k \cdot \sqrt{p'}$ leicht zu errechnen ist, 3,8mal kleiner werden, aber noch immer weit grösser als bei der Pitot-Röhre sein.

In Fig. 6 sind ausser der Saughöhencharakteristik für reinen Apparat ohne Schlauch (B_0) auch noch die Schaulinien für den Apparat mit Schlauch, und zwar für reinen Zustand (B_{s1}), dann für den mit 300 g eingestaubten Sauger (B_{s2}), sowie schliesslich für $\pm$ 10 % Spannungsänderung (B_{s3}, B_{s4}) eingetragen. Wie leicht festzustellen, beträgt die Abnahme der maximalen Saugleistung (35 W) nach Einstaubung mit 300 g normalem Haushaltstaub 12,6 %, ist also verhältnismässig sehr gering, da es Apparate gibt, deren Saugleistung hiebei um 30 % (vgl. B'_{s2} statt B_{s2}) und noch weit mehr abnimmt.

III. Gewebecharakteristiken.

Unabhängig von meinen Versuchsergebnissen gelangte auch E:son Johns im wesentlichen zur gleichen Darstellungsart, wovon ich mich in Stockholm anlässlich einer Aussprache über dieses Thema überzeugen konnte. Besonders wertvoll erscheint mir der Hinweis auf die Notwendigkeit einer klaren Erfassung des Betriebszustandes, den Johns durch Einführung der Gewebecharakteristiken festzulegen versucht. Er zieht eine Analogie zwischen Saughöhenverlust beim Betrieb eines Ventilators und dem Spannungsabfall auf elektrotechnischem Gebiet auf folgende Art. Ist in Fig. 7a r ein an ein Leitungsnetz angeschlossener Ohmscher

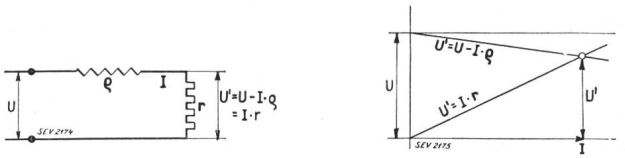

Fig. 7a. Fig. 7b.
Ersatzschaltbilder zur Definition der Gewebecharakteristiken.

Verbrauchswiderstand, so ist die Spannung am Verbrauchsort U' gleich der um den Zuleitungsverlust $I \cdot \varrho$ verminderten Netzspannung U. Da nun die Spannung U' andererseits dem Verbrauchswiderstand r und der Stromstärke I direkt proportional ist, lässt sich, wie Fig. 7b zeigt, der resultierende Betriebszustand bei graphischer Darstellung der Doppelgleichung

$$U' = U - I \cdot \varrho = I \cdot r \qquad (20)$$

sofort ermitteln.

Ueberträgt man nun diese Darstellungsweise auf den Ventilator des Staubsaugers, so sind zu ersetzen:

Netzspannung durch maximales Vakuum,
Strom durch Fördermenge,
Spannungsabfall durch Abfall des Vakuums,
Spannungslinie $U' = I \cdot r$ durch die Gewebecharakteristik.

Man nimmt in diesem idealisierten Falle an, dass die Verluste im Apparat einen der geförderten Luftmenge proportionalen Abfall des Vakuums hervorrufen und dass der Widerstand, den ein abzusaugendes Gewebe der durchzutreibenden Luft setzt, unabhängig von der Luftmenge konstant bleibt, ähnlich wie früher der Verbrauchswiderstand r gleichbleibend, also von der Grösse des durchzufliessenden Stromes unabhängig vorausgesetzt wurde. Der zum Durchtreiben einer bestimmten Luftmenge erforderliche Unterdruck steigt also linear mit dieser Luftmenge. Mit diesen Annahmen, die für die Erfassung qualitativer Ergebnisse genügen, erhält man die Betriebspunkte der einzelnen Sauger durch Einzeichnen der voraussetzungsgemäss geradlinig verlaufenden Gewebecharakteristiken in das Saughöhendiagramm und Bestimmung des Schnittpunktes beider Linien.

Bevor wir nun den vorstehend angedeuteten Gedankengang E:son Johns weiter entwickeln wollen, möge vorerst noch untersucht werden, zu welchen Ergebnissen bezüglich der Gewebecharakteristik die Theorie führt und welche Ergebnisse der praktische Versuch zeigt. Gemäss Definition gibt die Gewebecharakteristik die Beziehung zwischen der durch ein vorgegebenes Gewebe hindurchtretenden Luftmenge und dem hiezu notwendigen Vakuum wieder. Rechnungsmässig ist nun jeder einzelnen Gewebeart eine ganz bestimmte Abdrosselung des maximalen Düsenquerschnittes zugeordnet, deren Grösse wir, wie weiter unten gezeigt wird, durch die sogenannte «gleichwertige Düse» $A_1 = \frac{c}{\sqrt{H}} \cdot Q$, vgl. Gl. (28), zur Darstellung bringen können. Ordnen wir daher jedem einzelnen Gewebe einen ganz bestimmten Wert A_1 zu, so ergibt sich die Gesamtheit aller Gewebecharakteristiken durch die Parabelschar

$$H = \text{cst} \cdot Q^2 \qquad (21)$$

Während also E:son Johns in seiner Prinzipüberlegung geradlinigen Verlauf der Gewebecharakteristiken annahm, ergeben sich hier Parabeln. War früher das Verhältnis $\frac{H}{Q}$ konstant, so ändert es sich jetzt linear mit der Luftmenge:

$$\frac{H}{Q} = \text{prop} \cdot Q \qquad (22)$$

Da wir dieses Verhältnis, das ja dem Ohmschen Widerstand in der Johnschen Analogie entspricht,

als Mass des Gewebewiderstandes betrachtet haben, so folgt, dass John den Gewebewiderstand als unveränderlich annahm, während er nach dieser Darstellung linear mit der Luftmenge zunimmt.

Die praktische Nachprüfung ergab, dass die Gewebecharakteristiken tatsächlich parabelähnliche Kurvengestalt besitzen, und zwar von einer Form, die ein Mittelding zwischen der gewöhnlichen quadratischen Parabel und einer Geraden darstellt und je nach der Gewebedichte Gleichungen von der Gestalt $Q^{5/3} = \text{cst} \cdot H$ resp. $Q^{3/2} = \text{cst} \cdot H$ folgen. Der Exponent wächst mit zunehmender Luftdurchlässigkeit.

Auf experimenteller Grundlage gewann der Verfasser auf diese Weise folgende Gleichungen für einzelne Gewebecharakteristiken:

Schafwollanzug	$Q^{3/2} = 0{,}0490 \cdot H$	(23a)
Smyrnateppich	$Q^{3/2} = 0{,}0745 \cdot H$	(23b)
Axminster, harte Unterlage	$Q^{3/2} = 0{,}145 \cdot H$	(23c)
Filzkotzen	$Q^{3/2} = 0{,}209 \cdot H$	(23d)
Seide	$Q^{3/2} = 0{,}247 \cdot H$	(23e)
Axminster oder Samt . .	$Q^{5/3} = 0{,}464 \cdot H$	(23f)
Grober Kotzen	$Q^{5/3} = 1{,}16 \cdot H$	(23g)

Für Betrachtungen allgemeiner Natur kann man diese Parabeln durch Gerade ersetzen (vgl. Fig. 8), und zwar ergeben sich für die einzelnen Gewebearten folgende Gleichungen:

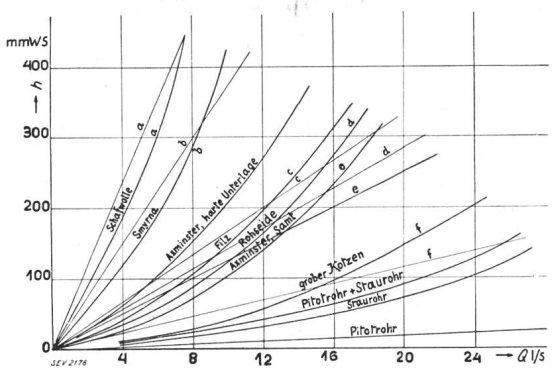

Fig. 8.
Gewebecharakteristiken und deren Ersatz durch Gerade.

Schafwollanzug	$H = 58{,}3 \cdot Q$	(24a)
Smyrnateppich	$H = 37{,}5 \cdot Q$	(24b)
Filzkotzen	$H = 16{,}7 \cdot Q$	(24d)
Seide	$H = 14{,}3 \cdot Q$	(24e)
Axminster oder Samt . .	$H = 12{,}5 \cdot Q$	(24f)
Grober Kotzen	$H = 5{,}88 \cdot Q$	(24g)

Wollten wir diese Betrachtungen nicht im Saughöhendiagramm, sondern im Leistungsdiagramm durchführen, so entspricht der

geradl. Charakteristik $H = \text{prop. } Q$
eine quadr. Parabel $P'_s = \text{prop. } Q^2$

der Parabel $H = \text{prop. } Q^{3/2}$
eine Parabel $P'_s = \text{prop. } Q^{5/2}$

der Parabel $H = \text{prop. } Q^{5/3}$
eine Parabel $P'_s = \text{prop. } Q^{8/3}$

Fig. 8 zeigt eine Reihe experimentell aufgenommener Gewebecharakteristiken sowie auch deren Ersatz durch Gerade; sie dürften genügen, um beliebig andere richtig interpolieren zu können. In dieses Schaubild sind auch die Charakteristiken der Messrohre selbst aufgenommen. Wie zu erwarten, braucht das Pitot-Rohr zum Durchtreiben einer bestimmten Luftmenge gegenüber dem Staurohr ein bedeutend geringeres Vakuum. Beide Rohre in Serie benötigen ungefähr die Summe der Unterdrücke der beiden einzelnen Messrohre. Es soll besonders betont werden, dass allen hier angeführten Charakteristiken nur orientierende Bedeutung zukommt, da sie sich selbstverständlich mit der Qualität des Materiales, mit dessen stattgehabter Abnützung, mit der Unterlage, auf der das abzusaugende Gewebe ruht usw., mehr oder weniger stark verändern. Aehnlich wie die Gewebecharakteristiken können auch die Charakteristiken aller Zubehörteile von Saugern, wie Schlauch, Teppichdüse, Fugendüse, Polsterdüse usw. nach der gleichen Methode experimentell bestimmt werden. Hat man diese gefunden, so lässt sich mit deren Hilfe aus der «ideellen Vakuumlinie» (h—Q Linie, ohne Schlauch aufgenommen) jeweils die einem bestimmten Montierungszustande entsprechende tatsächliche Vakuumlinie graphisch finden.

Mit diesen Grundlagen wollen wir nun auf die Beantwortung der Frage nach der Zweckmässigkeit

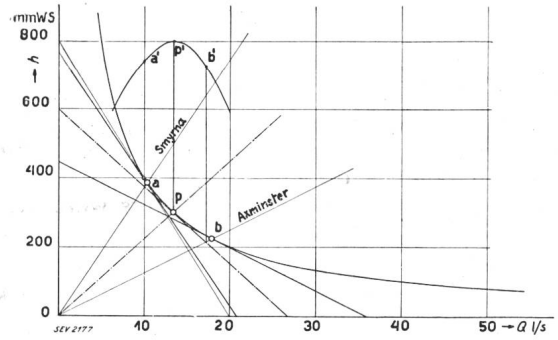

Fig. 9.
Saugergruppe gleicher Maximalleistung, aber verschiedener Steilheit der Vakuumlinien.

von Hoch- und Niedervakuumapparaten an Hand eines Beispieles näher eingehen. Ohne auf das abzusaugende Gewebe Rücksicht zu nehmen, kann von einem Vergleich mehrerer Sauger hinsichtlich ihrer Qualität, wie wir gesehen haben, nicht gesprochen werden. Ist aber das abzusaugende Gewebe durch seine Charakteristik gegeben, so lässt sich von allen möglichen Saugern jeweils der geeignetste finden, indem man die Gewebecharakteristik mit den einzelnen Saughöhencharakteristiken (bei Berücksichtigung der Einstaubung, falls erforderlich) schneidet. Wir wollen nun annehmen, dass wir eine Saugergruppe gleicher Maximalleistung (40 W), jedoch verschiedener Steilheit der Kennlinien (vgl. Fig. 9) gegeben hätten und es wäre in bezug auf eine vorgegebene Teppichcharakteristik der beste Sauger auszuwählen. Für alle betrachteten Sauger gilt

$$P_{s\,max} = 0{,}01 \cdot {}^1/_2 h_{max} \cdot {}^1/_2 Q_{max} = 40 \text{ W},$$

d. i. $$^1/_2 h_{max} \cdot {}^1/_2 Q_{max} = 4000 = \text{cst} \qquad (25)$$

Bei veränderlich gedachtem h_{max} und Q_{max} stellt diese Formel die Gleichung einer Hyperbel dar, deren Tangenten

$$y - {}^1/_2 h_{max} = -\frac{{}^1/_2 h_{max}}{{}^1/_2 Q_{max}} \cdot (x - {}^1/_2 Q_{max}) \qquad (26)$$

die einzelnen Saughöhencharakteristiken sind, die im Berührungspunkt ($\frac{1}{2}h_{max}$, $\frac{1}{2}Q_{max}$) halbiert werden. Den für das angenommene Gewebe am besten geeigneten Sauger findet man nun, indem man die Gewebecharakteristik mit der Einhüllenden aller Saughöhencharakteristiken, d. h. mit der durch (25) gegebenen Hyperbel schneidet. Bei allen links vom Schnittpunkt gelegenen, d. h. steileren Kennlinien arbeitet der Sauger am absteigenden Ast, bei allen rechts gelegenen, d. h. flacheren Kennlinien am aufsteigenden Ast. In Fig. 9 ist diese Untersuchung dahin durchgeführt, dass jener Sauger gesucht wird, der für Teppicharbeiten am vorteilhaftesten ist. Gemäss der schon früher aufgestellten Teppichcharakteristiken umgrenzen wir den praktisch in Frage kommenden Bereich durch Einzeichnen der Charakteristiken für einen Smyrnateppich und einen Axminster. Das Maximum des vorteilhaftesten Saugers soll etwa der Winkelhalbierenden dieser beiden Grenzkurven entsprechen (p). Fig. 9 gibt uns nun die Daten des vorteilhaftesten Saugers an: Es soll $h_{max} = 600$ mm W.S., $Q_{max} = 26{,}6$ l/s sein. Um diesen besten Sauger scharen sich dann die guten Sauger mit einer Saughöhe von ca. 770 mm W.S. bis 445 mm W.S. und entsprechenden Luftmengen (20,8 l/s bis 36 l/s), wobei jene mit höherem Vakuum für dichtere Gewebe, jene mit niedrigerem Vakuum für luftigere Gewebe bestimmt sind. Sauger mit über 800 mm W.S. sowie unter 400 mm W.S. sind für den gedachten Fall weniger zweckentsprechend. Es soll hier betont sein, dass sich Fig. 9 auf Sauger bezieht, die nach dem heutigen Stande zu den allerbesten zu zählen sind. Die meisten Typen älterer Konstruktion erreichen höchstens 20 bis 30 W maximale Saugleistung. Würde man aus diesem Grunde dieselbe Ueberlegung für Sauger mit $P_{s\,max} = 25$ W durchführen, so erhielte man die Grenztypen durch Schneiden der Hyperbel $\frac{1}{2}h_{max} \cdot \frac{1}{2}Q_{max} = 2500$ mit den Gewebecharakteristiken $H = 37{,}5\ Q$ (Smyrna) bzw. $H = 12{,}5\ Q$ (Axminster). Wir würden finden 612 mm W.S. und 16,4 l/s (gehört bereits den Hochvakuumapparaten an), sowie 355 mm W.S. und 28,2 l/s (gehört den Niedrigvakuumapparaten an). Nach all dem Gesagten wird es daher begreiflich erscheinen, dass die heutige Tendenz dahin geht, beide Extremfälle auszuschalten, also statt typischen Hochvakuumapparaten oder typischen Niedrigvakuumapparaten gute Mitteltypen zu bauen, welche die Vorteile beider Gruppen vereinen.

IV. Drei andere Prüfmethoden.

Entgegen den in Kapitel I dargelegten Ausführungen gelangte Rammetsteiner im Fachblatt der konzessionierten Elektrotechniker, 1930, S. 318, zu dem Ergebnis, dass die Nutzleistung des Staubsaugerventilators dem Produkt aus Luftmenge und Luftgeschwindigkeit proportional sei. Nur dann, wenn die Luftgeschwindigkeit am Einströmquerschnitt der Düse proportional dem Vakuum wäre, könnte die Leistung durch Luftmenge und Vakuum bestimmt sein. Ausserdem stellt Rammetsteiner wie seinerzeit Wedding alle Grössen als Funktion des freien Saugquerschnittes dar. Um hiezu Stellung nehmen zu können, wollen wir zu unseren weiteren Betrachtungen die «gleichwertige Oeffnung» im Sinne der in den «Regeln» [3]) gemachten Ausführungen heranziehen, jene Grösse A, die uns ein Mass für den Gesamtwiderstand des Leitungsnetzes eines Ventilators gibt. Wir verstehen darunter die Oeffnung in einer scharfkantigen Wand, die dem Durchfluss der Luft bei gleichem Druckunterschied denselben Widerstand wie das gesamte Leitungsnetz entgegensetzt. Für eine derartige Oeffnung A besteht zwischen ihrem Querschnitt, der hindurchzutreibenden Luft Q und dem hiezu erforderlichen Druckunterschied ($p_2 - p_1$) bekanntlich die Beziehung

$$Q = \alpha \cdot A \sqrt{\frac{2g}{\gamma}(p_2 - p_1)} \qquad (27)$$

Da es sich bei unseren Betrachtungen lediglich darum handelt, eine entsprechende Vergleichsbasis zu gewinnen, können wir für $\alpha = 1$ setzen (entsprechend einer sehr vollkommenen Düse), so dass wir mit $\gamma = 1{,}2$ kg/m³, $g = 9{,}81$ m/s², $p_2 - p_1 = h$ mm W.S. als Ausdruck für die «gleichwertige Düse A_1» die Formel erhalten

$$A_1 = \frac{2{,}46}{\sqrt{h}} \cdot Q \qquad (28)$$

(A_1 = cm², h in mm W.S., Q in l/s)

Interessehalber sei an dieser Stelle eingefügt, dass genau so wie bei allen anderen Ventilatoren auch für jene von Staubsaugern folgende bekannten Gesetze gelten, gleich grosse, gleichwertige Düse vorausgesetzt:

1. die Liefermenge ändert sich prop. der Drehzahl . . . $Q = \varphi \cdot F_a \cdot u_2$
2. der Druckunterschied ändert sich quadr. mit der Drehzal $h = \psi \cdot \frac{\gamma}{2g} \cdot u^2$
3. die Förderleistung ändert sich mit der 3. Potenz d. Drehzahl $P_3 = \lambda \cdot F_a \cdot \frac{\gamma}{2g} \cdot u^3$

Hierbei bedeuten F_a den Ausblasequerschnitt, u die Umfangsgeschwindigkeit des Laufrades, φ, ψ und λ sind die die Ventilatorart (geometrisch ähnliche Typen) kennzeichnenden dimensionslosen

[3]) Vergleiche Fussnote auf Seite 499.

Kennziffern (Lieferziffer, Druckziffer, Leistungsziffer), deren Kenntnis sämtliche aerodynamischen Eigenschaften des Ventilators im voraus bestimmen lassen.

Wir wollen nun zu den eingangs wiedergegebenen Ausführungen nach Rammetsteiner Stellung nehmen. Aus (28) folgt für die Geschwindigkeit in der gleichwertigen Düse

$$v = \frac{Q}{A_1} = \frac{1}{c} \cdot \sqrt{h} \qquad (29)$$

und weiter

$$\frac{h}{v} = c \cdot \sqrt{h} \qquad (30)$$

Die Geschwindigkeit der Luftströmung in der, entsprechend den einzelnen Betriebszuständen jetzt veränderlich gedachten, gleichwertigen Düse ist also der Wurzel aus dem jeweils vorhandenen Unterdrücken proportional, so dass also entgegen der Meinung Rammetsteiners ein wohl definierter Zusammenhang zwischen Luftgeschwindigkeit und Unterdruck besteht. Dass aber das Produkt aus Luftmenge, deren spezifischem Gewicht und der Luftgeschwindigkeit niemals eine Leistung ergeben kann, folgt schon aus rein formalen Gründen aus der Dimensionsformel, da $(Q \cdot \gamma \cdot v)$ die Dimension (kgm/s²) und nicht (kgm/s) hat. Der Unterschied wird deutlich, wenn man den zwischen der wirklichen Ventilatorleistung $P_s = c_1 \cdot Q \cdot h$ und der vermeintlichen $P_s' = c_1' \cdot Q \cdot v$ bestehenden allgemeinen Zusammenhang

$$\frac{P_s}{P_s'} = \frac{c_1 \cdot Q \cdot h}{c_1' \cdot Q \cdot \frac{1}{c} \cdot \sqrt{h}} = C \cdot \sqrt{h}$$

feststellt. Im besonderen möge noch die Ventilatorleistung für den Sonderfall angeschrieben werden, dass die Düsenöffnung dauernd unverändert bleibt. Es ist dann mit Berücksichtigung von $A_1 = \frac{c}{\sqrt{h}} \cdot Q$ = cst. die Luftleistung durch P_s = prop. $h \sqrt{h}$ gegeben, gegenüber P_s' = prop. h nach Rammetsteiner. Dass aber die Luftleistung niemals, also auch nicht in diesem Sonderfalle, dem Vakuum direkt proportional ist, sagt Rammetsteiner selbst in seinen einleitenden Worten. Auf diesen Sonderfall soll noch weiter unten zurückgekommen werden, da Ehrens ein Verfahren zur raschen ventilatortechnischen Bewertung von Saugern angegeben hat, das im Sinne dieser Ausführungen ebenfalls einer Richtigstellung bedarf.

Die Ausführungen Rammetsteiners gaben Anlass, die Zweckmässigkeit der Darstellung aller Kennlinien in Abhängigkeit von der Düsenöffnung näher zu untersuchen. Da die praktische Feststellung der wirklichen Düsenöffnung für die einzelnen Betriebsstadien als zu ungenau erscheint, kann man als Ersatz hiefür die auch sonst bestens bewährte «gleichwertige Düse» heranziehen. Gemäss Gleichung (28) ist es nun unmöglich, bei der Messung bis auf $h = 0$ zu kommen, da $A_1 = \infty$ wird. Dies ist damit in Einklang zu bringen, dass trotz freier Düsenöffnung immer noch ein gewisser Widerstand in der Düse, im Saugschlauch, im Ventilator selbst usw. zu überwinden ist. Als praktische Grenze kann man jenes A_1 ansehen, das dem vollen Schlauchdurchmesser entspricht. Der prinzipielle Verlauf der einzelnen Bestimmungsgrössen als Funktion der gleichwertigen Düsenöffnung ist leicht zu ermitteln. Ersetzt man bei Annahme einer geradlinigen $h\ Q$ Kurve h durch $h = h_{max} - k \cdot Q$, so ergibt sich für die Luftmengenkurve eine Kurve dritter Ordnung von der Gestalt

$$x^2 \cdot y - a \cdot x^2 + b \cdot y^2 = 0$$

Sie geht durch den Ursprung, steigt anfänglich steil und ziemlich linear mit beginnender Düsenöffnung an (bis etwa $^1/_6$ der maximalen Düsenöffnung), biegt dann ab und verläuft praktisch fast horizontal, nachdem $^1/_3$ des Düsenquerschnittes eröffnet ist. Auch die Vakuumlinie ergibt sich als Kurve dritter Ordnung

$$x^2 \cdot y - a \cdot y^2 + b \cdot y - c = 0$$

und hat hyperbelähnlichen Verlauf, während sich die Geschwindigkeit direkt als Hyperbel

$$x\ y + a\ y^2 - b = 0$$

mit etwas sanfterem Abfall darstellen lässt.

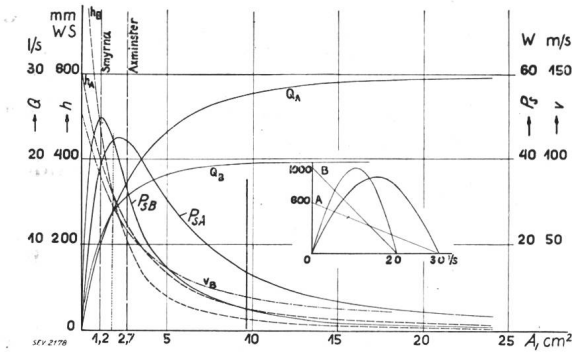

Fig. 10.
Darstellung der charakteristischen Grössen eines Saugers als Funktion der gleichwertigen Düse.

Fig. 10, in welcher die in der Randskizze dargestellten Verhältnisse mit Hilfe der Formeln $A_1 = \frac{2{,}46}{\sqrt{h}} \cdot Q$ bzw. $v = 10 \cdot \frac{Q}{A_1}$ (A_1 in cm², h in mm W.S., Q in l/s, v in m/s) auf die neue Darstellungsart umgerechnet sind, lässt die besprochenen Zusammenhänge ersehen. Diese Art der Darstellung ist komplizierter als die unter Kapitel I angeführte Methode, aber zweifellos nicht uninteressant, vervollständigt den Einblick in die Betriebsverhältnisse und lässt auch den Fehler ersehen, den der Ersatz der Vakuumlinie durch die Geschwindigkeitslinie verursachen würde. Im besonderen ist zu erwähnen, dass sich hier, entsprechend A_1 = cst. sämtliche Teppichcharakteristiken als

Gerade parallel zur Ordinatenachse abbilden müssen. Beispielsweise ergibt eine kurze Rechnung [vgl. Gl. (23) und (24)], dass in unserem Schaubild die Teppichcharakteristiken für einen Smyrnateppich bei ca. $A = 1{,}2$, für einen Axminster bei ca. $A = 2{,}74$ liegen. Wie das Bild zeigt, ist dieser Bereich ziemlich eng, so dass die klare Entscheidung, welcher der Sauger vorteilhafter ist, nicht so leicht wie im $h\ Q$ Diagramm zu fällen ist. Als Vorteil dieses Diagrammes muss aber erwähnt werden, dass es besonders klar zum Ausdruck bringt, wie rasch die Saugleistung mit beginnender Düsenöffnung ihrem Maximalwert zustrebt und von da ab mit fortschreitender Düsenöffnung dauernd sinkt.

Aehnliche Ueberlegungen wie Rammetsteiner machte auch M. F. Ehrens, Arnhem. Das Prüfergebnis kann mit Rücksicht auf die Art der Versuchsanordnung zu brauchbaren Ergebnissen führen, doch ist äusserste Vorsicht geboten. Die nach der Methode Ehrens gewonnenen relativen Vergleichszahlen sind aber auf alle Fälle unrichtig. Auch Ehrens geht wieder davon aus, dass die Luftgeschwindigkeit im Saugmundstück und die Luftmenge für die Leistung des Saugers massgebend sind. Da die Luftgeschwindigkeit der Wurzel aus dem Vakuum und die Luftmenge der Luftgeschwindigkeit (bei cst. Oeffnung) proportional sind, findet Ehrens die Ventilatorleistung dem Vakuum direkt proportional, soferne sämtliche Messungen bei gleich grosser Düsenöffnung ausgeführt werden. Ehrens schlägt daher als vereinfachte ventilatortechnische Prüfung die Messung des Vakuums bei einer ein für allemal konstant zu haltenden, den praktischen Erfordernissen angepassten künstlichen Düsenöffnung vor.

Ersetzt man zunächst richtigerweise bei diesen Ueberlegungen die Luftgeschwindigkeit durch das Vakuum, so ergibt sich als wirkliches Mass für die Ventilatorleistung der Ausdruck $h\sqrt{h}$. Richtig ist also, dass bei konstant gehaltener Düsenöffnung wohl das Vakuum allein sowohl Fördermenge als auch Förderleistung bestimmt, doch steigt P_s nicht linear, sondern nach einer flachen Parabel mit h.

Bei dieser Prüfmethode läuft man bei unrichtig gewählter Prüfdüse Gefahr, entweder alle Hochvakuumapparate oder aber alle Niedrigvakuumapparate schlechter zu finden als sie sind. Fig. 10 lässt diese Unsicherheit erkennen. Nimmt man die Gewebecharakteristik des Smyrnateppiches als Bezugslinie an, so ist A besser als B, während dies bei Ersatz des Smyrnateppiches durch einen Axminster umgekehrt wäre. Die von Ehrens vorgeschlagene Methode ist daher nur dann zu empfehlen, wenn man die zu prüfenden Sauger nur hinsichtlich ihrer Eignung für ein ganz bestimmtes Gewebe untersuchen will, jedoch ergibt sie keinen Ueberblick über die allgemeine Verwendbarkeit des Prüflings.

Auch die vom ESC vorgeschlagene Prüfmethode besitzt aus ähnlichen Gründen keine vollwertige Urteilskraft. Diese Methode ist auf folgender Basis entwickelt. Es wurde angenommen, dass der praktische Endpunkt der Saughöhencharakteristiken im Durchschnitt bei 100 mm W.S. liegen wird, so dass zu erwarten ist, dass das mittlere Vakuum

$$h_{\text{mittel}} = {}^1/_2 \cdot (h_{\max} + 100) \qquad (31)$$

im Vereine mit der zugehörigen mittleren Luftmenge Q_{mittel} das Leistungsmaximum bestimmt. Aus meinen im Bull. SEV 1930 bekanntgegebenen Untersuchungen geht hervor, dass das so errechnete Maximum sehr gut mit dem Experiment übereinstimmt, soferne die mittlere Luftmenge genau gegeben ist. Ob sich diese nun einwandfrei nach der vom ESC angeführten Formel

$$Q_{\text{mittel}} = 1{,}92 \cdot d^2 \cdot \sqrt{h_{\text{mittel}}} \cdot 10^{-6}\ \text{m}^3/\text{s} \qquad (32)$$

(d in mm, h in mm W.S.)

errechnen lässt, müsste durch Versuche mit einem geeichten Instrumentarium nachgeprüft werden. Die genannte Formel kommt so zustande, dass man in der bekannten Formel für den Ausfluss eines unter Druck ausströmenden Gases

$$Q = k \cdot F \cdot \sqrt{\frac{2\,g}{\gamma} \cdot h_{\text{mittel}}}$$

für den Ausflusskoeffizienten $k = 0{,}6$
für die Erdbeschleunigung $g = 9{,}81\ \text{m/s}^2$
für das spez. Gewicht der Luft $\gamma = 1{,}18\ \text{kg/m}^3$ ($b = 733$ mm Hg, 20° C)
für den Blendenquerschnitt $F = \dfrac{d^2 \cdot \pi}{4}$

setzt. Die Bestimmung von d zur Errechnung der mittleren Luftmenge erfolgt in der Weise, dass der Sauger samt Filter, Schlauch und Saugstange an einen Hohlzylinder angeschlossen wird, in welchen von oben Luft durch auswechselbare Blenden eintritt. Man sucht experimentell jene Blende, bei der bei Nennspannung das nach Gl. (31) zu errechnende mittlere Vakuum auftritt.

Wenn auch die nach dieser Methode gefundenen Leistungsmaxima richtig sind, so genügen sie noch keinesfalls zur Klassifizierung der Sauger, da die Lage des Maximums unbedingt berücksichtigt werden muss. Auch der grösste Maximalwert nützt nichts, wenn er nicht im Arbeitsbereich liegt. Man muss daher mindestens zu der unter Kapitel I besprochenen Einteilung in Hoch- und Niedrigvakuumapparate greifen und feststellen, in welche Klasse der Apparat fällt. Innerhalb dieser beiden Klassen kann man dann schon eher nach dem Leistungsmaximum entscheiden. Noch besser aber ist es, sich direkt auf den Arbeitsbereich zu beziehen, wie wir es schon früher an einem Beispiel gezeigt haben. Auf keinen Fall darf man vergessen, dass eine nach der Methode des ESC angegebenen Wertziffer eine unter Umständen allzu scharfe Trennung in gut und schlecht hervorrufen kann, während die Betrachtung des Gesamtverlaufes der Charakteristiken oftmals zu einer milderen Einstellung führt.

Schliesslich soll noch bemerkt sein, dass hier wie auch bei allen anderen Prüfmethoden die leistungsvermindernde Wirkung durch die Einstaubung niemals ausser acht gelassen werden darf und dass deshalb, besonders bei guten Saugern, dringend zu empfehlen ist, die Bewertungsprüfung nicht nur im reinen Zustand des Apparates, sondern auch noch nach Aufnahme von etwa 300 g Staub durchzuführen.

V. Schlussbemerkungen.

Wenn zusammenfassend das Gesagte in Form eines Vorschlages zur Durchführung der Bewertungsprüfung kurz wiederholt werden soll, so möge ein Kurvenblatt empfohlen sein, in welches nach Fig. 11 eine Reihe von Gewebecharakteristiken $h = Fkt(Q)$ sowie die beiden Ortskurven der Scheitelmaxima von Hoch- und Niedrigvakuumapparaten [$P_{s\,max} = \text{Fkt} \cdot (Q)$ bezieht sich auf das Leistungsdiagramm, $H_{L\,max} = \text{Fkt} \cdot (Q)$ bezieht sich auf das Saughöhendiagramm] eingezeichnet sind. Die auf die übliche Vorprüfung im Sinne der Sicherheitsvorschriften folgende ventilatortechnische Untersuchung besteht nun darin, dass sowohl für reinen Zustand als auch für jenen nach Einstaubung mit 300 g Staub die Vakuumlinien mittels eines geeichten Messrohres (Staurohr oder Pitot-Rohr) aufzunehmen und in dieses Kurvenblatt einzuzeichnen sind. Nach Ermittlung der Leistungskurven ($P_s = 0{,}01 \cdot h \cdot Q$) ergibt die Lage der Scheitelpunkte die Typenzugehörigkeit, während die Schnittpunkte der Gewebecharakteristiken (Smyrna- und Axminster) mit den Vakuumlinien den Arbeitsbereich kennzeichnen, der für die Beurteilung massgebend ist (Fig. 12).

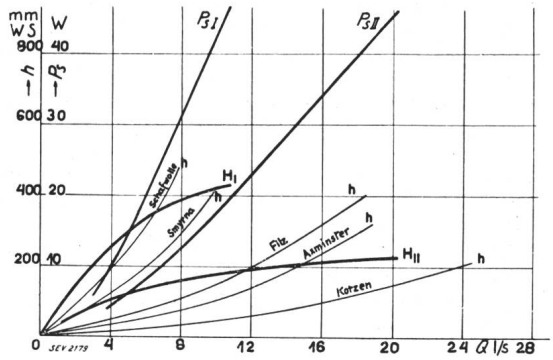

Fig. 11.
Es wird empfohlen, die Bewertungsprüfung von Saugern in der Weise durchzuführen, dass die experimentell zu bestimmenden Vakuumlinien in dieses Kurvenblatt eingetragen werden. Die durch die Schnittpunkte mit den einzelnen Gewebecharakteristiken gekennzeichneten Arbeitsbereiche sind gegeneinander zu vergleichen.

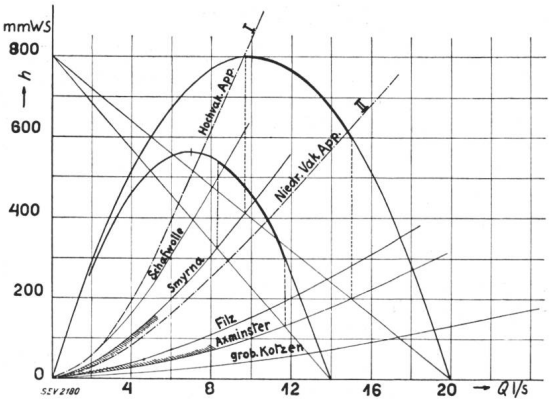

Fig. 12.
Bewertungsprüfung zweier Sauger durch Kennzeichnung des normalen Arbeitsbereiches.

Es ist hier nicht mehr möglich, auch noch auf die vielen anderen Bedingungen näher einzugehen, die neben den ventilatortechnischen Eigenschaften bei der Beurteilung ebenfalls ins Auge zu fassen sind. Ich verweise diesbezüglich auf die angeführte Literatur und will nur noch zusammenfassend die wichtigsten Forderungen an Staubsaugeapparate anführen:

1. Sicherheitsvorschriften.

Staubsauger sollen den einschlägigen Sicherheitsvorschriften restlos entsprechen. Insbesondere sollen sie gute Isolation und geringe Erwärmung im Dauerbetrieb haben. Spannung führende, sowie rotierende Teile müssen der zufälligen Berührung entzogen sein.

2. Ventilatorleistung.

Staubsauger sollen bei angemessener Leistungsaufnahme eine hinreichend grosse Ventilatorleistung entwickeln. Eine Energieaufnahme von 130 bis 280 W ist normal. 20 bis 30 W maximale Saugleistung sowie 12 bis 15 % Gesamtwirkungsgrad müssen gefordert werden. Beste Haushaltsauger haben 40 bis 45 W maximale Saugleistung, 20 bis 25 % Wirkungsgrad. Ueber 50 W Saugleistung ist bei Haushalttypen unter normalen Verhältnissen nicht erforderlich und, mindestens für zartere Gewebe, nicht zu empfehlen.

3. Hoch- und Niedrigvakuumapparate.

Staubsauger können nach ventilatortechnischen Gesichtspunkten in Hoch- und Niedrigvakuumapparate (Sauger mit steiler und flacher Charakteristik) eingeteilt werden. Erstere eignen sich besonders für dichte, stark luftdrosselnde Gewebe. Das Vakuum bei geschlossener Düse beträgt normal 500 bis 800 mm W.S., die maximale Luftmenge erreicht bis zu 20 l/s. Niedrigvakuumapparate eignen sich besonders für weitmaschige, luftdurchlässige Gewebe und erreichen die erforderliche Saugleistung bei geringerem Vakuum durch relativ grössere Luftmengen. Das Vakuum bei geschlossener Düse beträgt normal 250 bis 600 mm W.S., die maximale Luftmenge erreicht bis zu 40 l/s.

4. Einstaubung.

Staubsauger sollen bei fortschreitender Einstaubung nicht zu sehr an Saugleistung verlieren. Entsprechend der grossen, oftmals entscheidend wirkenden Bedeutung der Einstaubung kann man die Sauger vom Gesichtspunkte der Filtration und Staubsammlung aus betrachtet, nach einem Vorschlage von Dr. Heuberger, Stockholm, in Staubkammerapparate (Staubsammlung erfolgt in einem separaten Behälter, zumeist Kesselapparate), in geschlossene Beutelapparate (zumeist die Hülsenapparate) und in Freibeutelapparate einteilen. Versuche des Verfassers ergaben, dass die leistungsvermindernde Wirkung der Einstaubung am grössten bei geschlossenen Beutelapparaten, am geringsten bei Staubkammerapparaten ist, da die Filterverstopfung durch Staubablagerung im Kessel statt im Filter wirksam verzögert wird. Geschlossene Beutelapparate zeigten eine Abnahme des Leistungsmaximums bis zu 50 % und auch darüber bei Einstaubung mit 300 g Staub. Staubkammerapparate hatten aber nur bis zu 20 % Leistungsverlust. Freibeutelapparate liegen ungefähr in der Mitte.

5. Forderungen der Haushalttechnik.

a) Filterung vor der Turbine. Um die Turbine und die Lager rein zu halten und vor Beschädigungen zu schützen, soll die Luft schon vor der Turbine gefiltert werden.

b) Geringe Raumbeanspruchung (Hülsenapparate!), *leichte Beweglichkeit, gefälliges Aeussere, angemessener Preis.*

c) Zubehör. Auf richtige Dimensionierung und zweckmässige Ausführung von Schlauch und Saugmundstück ist besonderes Augenmerk zu richten. Selbst der beste Sauger arbeitet schlecht, wenn unzweckmässige Zubehörden verwendet werden.

d) Rasches Arbeiten. Der Sauger soll möglichst rasch arbeiten. Pro Minute soll eine Fläche von 1 m^2 gut entstaubt werden können.

e) Tiefenwirkung. Der Sauger soll bei Teppichen, Möbeln usw. eine hinreichend gute Tiefenwirkung haben, so dass auch der unter dem Teppich usw. befindliche Staub möglichst entfernt wird. Hochvakuumapparate haben bei dichten Geweben, Niedrigvakuumapparate bei luftdurchlässigen Geweben ihre grösste Tiefenwirkung.

f) Hygienische Forderungen. Die Staubentleerung soll hygienisch einwandfrei möglich sein. Die ausgeblasene Luft soll praktisch staub- und keimfrei sein. Konstruktionen mit doppelter Staubabscheidung und Bakterienfilter sind vorzuziehen. Hülsen- und Kesselapparate entsprechen in dieser Hinsicht im allgemeinen besser als Freibeutelapparate, bei welchen der Beutel leicht in flatternde Bewegung kommt, wodurch unter Umständen Staub von einer gewissen Korngrösse abwärts austreten kann.

g) Schalldämpfung. Die Geräuscherzeugung beruht auf den elastischen Eigenschaften der Baustoffe und der Luft, die Geräuschübertragung nach aussen erfolgt durch Luft- und Körperschall. Durch zweckentsprechende Konstruktionsanordnung sollen sowohl die Körperschwingungen als auch die inneren Luftschwingungen möglichst klein gehalten werden. Der Einbau verschiedener elastischer Mittel zwischen Motor und Gehäuse sowie durch schalldämpfende Auskleidung des Gehäuses sollen die noch restlichen Schallquellen eine hinreichende Schalldämpfung erfahren.

h) Störbefreiung des Rundfunkes. Die Störung des Rundfunkes durch Funkenbildung am Kollektor (hochfrequente Schwingungen) sowie durch sonstige aperiodisch verlaufende Stromstösse kann durch entsprechenden Einbau eines Störschutzes (Drosselspulen, Kondensatoren) beseitigt werden.

Literatur.

1. A. Budau, Vorlesungen über Pumpenbau, C. Fromme, Wien, 1921.
2. Regeln für Leistungsversuche an Ventilatoren und Kompressoren, VDI-Verlag, Berlin, 2. Auflage, 1926.
3. Turbo ventilating fans with housing, Allmänna Svenska Elektriska Aktiebolaget, Liste E XV 8, 1927.
4. W. Wedding, Prüfungen von Staubsaugeapparaten, ETZ 1927, S. 678.
5. Betriebsinstruktion über elektrische Vogel-Pumpen, Liste 20 E, 1928.
6. A. E. Jons, Dammsugare för hushållsbruk, ERA 1928, S. 42.
7. A. Velisek, Prüfung und Untersuchung von Staubsaugeapparaten durch die Wiener städtischen Elektrizitätswerke, E. u. M. 1930, S. 194 und S. 219.
8. — Prüfung, Untersuchung und Klassifikation von Staubsaugern, Elektrizitätswirtschaft 1930, S. 609.
9. — Eine neue Prüfmethode für Staubsaugeapparate, Elektrizitätsverwertung 1930, S. 129.
10. — Bewertung von Staubsaugeapparaten durch Bestimmung der Saugleistungsmaxima, Bull. SEV 1930, S. 571.
11. M. Rammetsteiner, Ueber Untersuchungen an Staubsaugern verschiedener Typen, Elektrotechniker 1930, S. 318.
12. Elektricke vyssavace, ceskoslovenske normy, Elektrotechnicky Svaz Ceskoslovensky, Januar 1931.
13. A. Velisek, Prüfen und Werten von Elektrogeräten in Haushalt, Gewerbe und Industrie, VEW-Nachrichten 1931, S. 8.
14. P. Scholl, Zur Beurteilung elektrischer Staubsauger, Siemens-Zeitschrift 1931, S. 90 und 138.
15. M. F. Erens, Vergleichende Untersuchung von Staubsaugern, Elektrizitätsverwertung 1931, S. 374.
16. P. Scholl, Neue Wege im Staubsaugerbau, ETZ 1931, S. 261.
17. R. G. Berthold, Geräuschverhütung an luftbewegenden Maschinen, Siemens-Zeitschrift 1931, S. 90 und 138.
18. J. Heuberger, Die Entwicklung des Haushalt-Staubsaugers, Broschüre im Selbstverlag.
19. — Bull. SEV 1931, Nr. 16, S. 401.

Miscellanea.

Troisième congrès de l'UIPD Bruxelles 1930.

621.31 (06)

Le compte-rendu complet a été réuni en 2 volumes. Le premier volume contient le compte-rendu proprement dit (272 pages), le second les rapports présentés à ce congrès dont les titres ont été numérés à la page 819 de notre Bulletin No. 24 de 1930. Le prix des deux volumes qui ne peuvent être vendus séparément est de 140 francs français augmenté des frais d'envoi.

Le compte rendu du congrès de Bruxelles contient nombre de renseignements intéressants pour les producteurs et distributeurs d'énergie électriques et nous engageons vivement nos centrales de faire l'acquisition des deux volumes en question. Les commandes peuvent être adressés directement au siège de l'Union internationale des producteurs et distributeurs d'énergie électrique, 26, Rue de la Baume, à Paris.

Schweisskurs.

Wir machen Interessenten darauf aufmerksam, dass der Schweizerische Acetylen-Verein vom 12. bis 17. Oktober in Basel einen weiteren Kurs für autogenes und elektrisches Schweissen abhält. Anmeldungen für diesen Kurs sind an das *Sekretariat des Schweizerischen Acetylen-Vereins, Ochsengasse 12, Basel,* zu richten, woselbst auch nähere Auskunft erteilt wird.

Literatur. — Bibliographie.

621.313.334 + 621.316.727 *Nr. 325*

Kommutatorkaskaden und Phasenschieber. Die Theorie der Kaskadenschaltungen von Drehstromasynchronmaschinen zur Regelung des Leistungsfaktors, der Drehzahl und der Leistungscharakteristik. Von *Dr.-Ing. Ludwig Dreyfus.* 210 S, 17,5 × 26 cm, 115 Fig. Verlag von Julius Springer, Berlin 1931. Preis brosch. RM. 26.—, gebunden RM. 27.50.

Das vorliegende, neueste Werk des bekannten Autors stellt die erste buchgemässe und umfassende Behandlung der Kaskadenschaltung eines Drehstromasynchronmotors mit