Objekttyp: **TableOfContent**

Zeitschrift: **Schweizerische Bauzeitung**

Band (Jahr): **113/114 (1939)**

Heft 4

PDF erstellt am: **18.05.2024**

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Inhalten der Zeitschriften. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern.
Die auf der Plattform e-periodica veröffentlichten Dokumente stehen für nicht-kommerzielle Zwecke in Lehre und Forschung sowie für die private Nutzung frei zur Verfügung. Einzelne Dateien oder Ausdrucke aus diesem Angebot können zusammen mit diesen Nutzungsbedingungen und den korrekten Herkunftsbezeichnungen weitergegeben werden.
Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. Die systematische Speicherung von Teilen des elektronischen Angebots auf anderen Servern bedarf ebenfalls des schriftlichen Einverständnisses der Rechteinhaber.

Haftungsausschluss

Alle Angaben erfolgen ohne Gewähr für Vollständigkeit oder Richtigkeit. Es wird keine Haftung übernommen für Schäden durch die Verwendung von Informationen aus diesem Online-Angebot oder durch das Fehlen von Informationen. Dies gilt auch für Inhalte Dritter, die über dieses Angebot zugänglich sind.

Ein Dienst der *ETH-Bibliothek*
ETH Zürich, Rämistrasse 101, 8092 Zürich, Schweiz, www.library.ethz.ch

http://www.e-periodica.ch

INHALT: Neue Berechnungsgrundlagen für Ventilatoren und Gebläse radialer Bauart. — Die Photogrammetrie in der Schweiz. — Moderne Schweizer Architektur. — Mitteilungen: Thermische Abbildung elektrischer Maschinen. Bremsvorgang als Wärmeproblem. Eternitrohre für Hausinstallationen. «Clarence-Dock»-Kraftwerk der Stadt Liverpool. Stand der optischen Telephonie. Wärmeübertragungsprobleme. Grosse Auslegerbrücke aus Eisenbeton. Die Zukunft gehört dem langsamen Oceandampfer. Aluminium-Tagung Zürich 1939. «Thorstahl». Beobachtungen über fehlerhafte Beton-Vibration. World Automotive Engineering Congress, 1939. Eine besondere «Autobahn». Kunstgewerbemuseum Zürich. Schweiz. Beiträge zum I. V. B. H.-Kongress. — Wettbewerbe: Töchterschule der Stadt Zürich. — Literatur. — Mitteilungen der Vereine. — Sitzungs- u. Vortrags-Kalender.

Band 113 Der S. I. A. ist für den Inhalt des redaktionellen Teils seiner Vereinsorgane nicht verantwortlich Nachdruck von Text oder Abbildungen ist nur mit Zustimmung der Redaktion und nur mit genauer Quellenangabe gestattet Nr. 4

Neue Berechnungsgrundlagen für Ventilatoren und Gebläse radialer Bauart

Von Dr. Ing. BRUNO ECK, Köln

Beim Entwurf eines radialen Gebläserades wurden bislang zur Ermittlung des Eintrittsdurchmessers, der Eintrittsbreite und des Schaufelwinkels Annahmen gemacht, die als ziemlich willkürlich bezeichnet werden müssen. Sehr verbreitet ist z. B. die Annahme einer bestimmten Geschwindigkeitsspanne für die meridiane Eintrittsgeschwindigkeit. In Anlehnung an die bei Kreiselpumpen üblichen Berechnungsmethoden wird für die Eintrittsgeschwindigkeit oft ein Wert von $6 \div 15$ m/s angegeben. In der offenbaren Empfindung dieser Willkür wurde von verschiedenen anderen Seiten versucht, die Eintrittsgeschwindigkeit in Zusammenhang mit der Umfangsgeschwindigkeit bezw. dem Ueberdruck zu bringen. So entstehen Gesetze wie z. B. $c_1 = C\sqrt{\Delta p}$. Auch wurde versucht, diese Lücke durch empirisch bzw. statistisch begründete Zahlenangaben auszugleichen. Alle bekannt gewordenen Richtlinien lassen indes physikalisch einleuchtende Gesetzmässigkeiten nicht erkennen.

Neuere Untersuchungen[1]) haben nun gezeigt, dass bereits einfache Ueberlegungen zu ganz bestimmten Vorschriften führen. Denn die einleuchtende Forderung, dass bei gegebenem Volumen, Druck und Aussendurchmesser die Laufradverluste ein Minimum ergeben sollen, führt zu einer jeder Willkür enthobenen Bestimmung der drei Grössen: Eintrittsdurchmesser, Eintrittsbreite und Eintrittsschaufelwinkel. Im Folgenden sollen einige Ergänzungen dieser neuen Berechnung mitgeteilt werden.

1. Einfluss der Eintrittsbeschleunigung und der Eintrittsbreite.

Sehr viele auf dem Markt befindliche Ventilatoren haben den Nachteil, dass die Eintrittsbreite b_1 (Abb. 1) zu gross ist. Die Strömung reisst kurz hinter der Krümmung ab, und nur ein Teil der Schaufelbreite ist dann mit aktiver Strömung ausgefüllt.

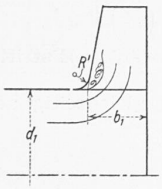

Abb. 1

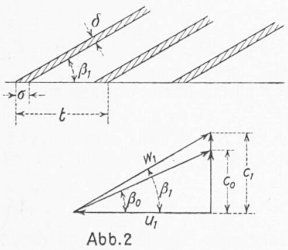

Abb. 2

Die Umlenkung der Luft an dieser Stelle ist einer Krümmerströmung vergleichbar, sodass die gleichen Mittel zur Vermeidung der Ablösung angewandt werden können: *1. Beschleunigung der Hauptströmung, 2. möglichst grosser Krümmungsradius.* Dass die Erinnerung an diese einfachen konstruktiven Mittel nicht überflüssig ist, geht aus Versuchen hervor, die der Verfasser kürzlich ausführte. An mehreren handelsüblichen Ventilatoren wurde die Eintrittsbreite durch einen ringförmigen Blechstreifen in ziemlich roher Form wesentlich verkleinert, ohne dass der Wirkungsgrad schlechter wurde oder Druck und Fördermenge bei η_{max} Einbusse erlitten. Bei einer Konstruktion konnten ohne Nachteil sogar $^2/_5$ der ganzen Breite abgedeckt werden.

Die Forderung einer hinreichenden Beschleunigung im Eintritt ergibt einen einfachen Zusammenhang zwischen d_1 und b_1. Wird die Beschleunigung durch eine Zahl μ festgelegt, so ergibt sich:

$$\mu = \frac{\frac{\pi d_1^2}{4}}{\pi d_1 b_1}; \qquad b_1 = \frac{d_1}{4\mu}$$

Allgemein lässt sich sagen, dass der Faktor μ umso grösser sein muss, je kleiner der Krümmungsradius ist. Bei guten Ausführungen genügt meist $\mu = 1{,}2$. Für beliebiges μ und endliche Schaufelstärke soll im Folgenden die Minimumberechnung durchgeführt werden.

[1]) *B. Eck:* «Ventilatoren» (Berlin, 1937, Verlag Jul. Springer).

Abb. 2 zeigt den abgewickelten Laufradeintritt und das Geschwindigkeitsdreieck kurz vor und hinter dem Eintritt. Die Schaufelstärke verengt den Meridianquerschnitt und führt bekanntlich zu einer Aufrichtung der relativen Strömungsrichtung nach folgenden Gleichungen:

$$c_1 = c_{1\,m} = c_{0\,m}\,\frac{t}{t-\sigma}; \qquad \sigma = \frac{\delta}{\sin\beta_1}$$

$$\operatorname{tg}\beta_1 = \operatorname{tg}\beta_0\,\frac{t}{t-\sigma}$$

Aus dem Geschwindigkeitsdreieck entnimmt man: $w_1^2 = c_1^2 + u_1^2$. Nun ist w_1 die grösste Geschwindigkeit, die im Laufrad vorkommt; ihre absolute Grösse ist für die Verluste entscheidend. Sorgt man nun dafür, dass w_1 bei gegebenem Fördervolumen, gegebener Umfangsgeschwindigkeit und Aussendurchmesser einen Kleinstwert hat, so sind die kleinsten Laufradverluste zu erwarten.

Um c_1 und u_1 in Zusammenhang zu bringen mit V, d_2 und u_2, berücksichtigen wir:

$$V = c_1\,\frac{t-\sigma}{t}\,\pi d_1 b_1 \quad \text{und} \quad \frac{u_1}{u_2} = \frac{d_1}{d_2}$$

Hieraus ergibt sich:

$$c_1 = \frac{V}{\pi d_1 b_1}\,\frac{t}{t-\sigma} = \frac{V\,4\mu}{\pi d_1^2}\,\frac{t}{t-\sigma} = \frac{V\,4\mu}{\pi\left(\frac{d_1}{d_2}\right)^2 d_2^2}\,\frac{t}{t-\sigma}$$

sowie

$$u_1 = u_2\,\frac{d_1}{d_2}$$

Die Einführung in w_1^2 ergibt dann:

$$w_1^2 = \frac{16\,V^2\mu^2}{\pi^2 d_2^4}\left(\frac{t}{t-\sigma}\right)^2 \frac{1}{\left(\frac{d_1}{d_2}\right)^4} + u_2^2\left(\frac{d_1}{d_2}\right)^2$$

Damit ist w_1^2 in Abhängigkeit vom Durchmesserverhältnis d_1/d_2 gewonnen. Das Minimum berechnet sich aus

$$\frac{d\,w_1^2}{d\left(\frac{d_1}{d_2}\right)} = 0$$

leicht zu:

$$\frac{d_1}{d_2} = \sqrt[3]{\frac{\sqrt{32}\;V\mu}{\pi d_2^2 u_2}\,\frac{t}{t-\sigma}}$$

Durch Einführung der Lieferziffer $V = \varphi\,\frac{\pi}{4}\,d_2^2 u_2$ erhält man eine dimensionslose Bezeichnung:

$$\frac{d_1}{d_2} = \sqrt[3]{\sqrt{2}\;\mu\varphi\,\frac{t}{t-\sigma}}$$

Es handelt sich hier um die gleichen dimensionslosen Kennziffern, die C. Keller[2]) für Axialgebläse eingeführt hat. Indem diese auch bei Radialgebläsen verwendet werden, ist eine einheitliche Uebersicht über alle Gebläse möglich. Der Schaufeleintrittswinkel β_1 folgt aus der Beziehung $\operatorname{tg}\beta_1 = \frac{c_1}{u_1}$. Nach Einsetzen der vorhin berechneten Werte für c_1 und u_1 erhält man unter gleichzeitiger Berücksichtigung der Minimalbedingung:

$$\operatorname{tg}\beta_1 = \frac{1}{\sqrt{2}}; \quad \beta_1 \backsim 35^0$$

Es ergibt sich somit ein konstanter Winkel, unabhängig von der Fördermenge, dem Aussendurchmesser und der Umfangsgeschwindigkeit. Diese bereits früher abgeleitete Beziehung[1]) bleibt somit noch bestehen, wenn eine beliebige Beschleunigung vorhanden ist und die endliche Schaufelstärke berücksichtigt wird. Das Durchmesserverhältnis hingegen wird grösser, wenn beide Einflüsse berücksichtigt werden.

Die Rechnung kann leicht veranschaulicht werden. Abb. 3 zeigt schematisch einen Laufradschnitt, der nach den abgeleiteten Gleichungen dimensioniert wurde. Aendert man hier den Eintrittsdurchmesser unter Beibehaltung der geforderten Eintrittsbeschleunigung, so wird w_1 in jedem Falle grösser. Für einen kleineren und einen grösseren Eintrittsdurchmesser ist in Abb. 3 die Ermittlung gestrichelt durchgeführt. Es ergeben sich Geschwindigkeitsdreiecke, deren Endpunkte in Abb. 3 durch eine

[2]) *C. Keller,* Axialgebläse vom Standpunkte der Tragflügeltheorie Dissertation Zürich 1934.