

DIN EN ISO 5802

ICS 23.120

**Industrieventilatoren –
Leistungsmessung im Einbauzustand (ISO 5802:2001);
Deutsche Fassung EN ISO 5802:2008**

Industrial fans –
Performance testing in situ (ISO 5802:2001);
German version EN ISO 5802:2008

Ventilateurs industriels –
Essai de performance in situ (ISO 5802:2001);
Version allemande EN ISO 5802:2008

Gesamtumfang 105 Seiten

Normenausschuss Maschinenbau (NAM) im DIN

Nationales Vorwort

Dieses Dokument beinhaltet die Deutsche Fassung der vom Technischen Komitee ISO/TC 117 „Industrial fans“ (Sekretariat BSI, Großbritannien) in Zusammenarbeit mit dem Technischen Komitee CEN/TC 156 „Lüftung von Gebäuden“ im Europäischen Komitee für Normung (Sekretariat BSI, Großbritannien) ausgearbeiteten EN ISO 5802:2008.

Die nationalen Interessen bei der Erarbeitung wurden vom Fachbereich Allgemeine Lufttechnik des Normenausschusses Maschinenbau (NAM) im DIN wahrgenommen. Zuständiges Gremium ist der Arbeitsausschuss NA 060-09-11 AA „Ventilatoren“. Vertreter der interessierten Kreise, darunter Hersteller von Ventilatoren, Anwender, Forschungs- und Prüfinstitute waren an der Erarbeitung beteiligt.

Hinweis zur Anwendung dieser Norm:

Für die im Abschnitt 2 zitierten Internationalen Normen wird im Folgenden auf die entsprechenden Deutschen Normen hingewiesen:

ISO 5167-1	siehe DIN EN ISO 5167-1
IEC 60034-1	siehe DIN EN 60034-1
IEC 60051-8	siehe DIN EN 60051-8

ANMERKUNG In Deutschland existiert ferner VDI 2044 Abnahme- und Leistungsprüfung an Ventilatoren (VDI-Ventilatorenregel).

Es wird darauf hingewiesen, dass die englische Referenzfassung einige wenige redaktionelle Fehler beinhaltet, die in Abstimmung mit den zuständigen Stellen bei ISO sowie dem Sekretariat von ISO/TC 117 in dieser deutschen Textfassung korrigiert wurden. Insofern weicht diese deutsche Textfassung von der englischsprachigen Referenzfassung in folgenden Passagen ab:

- a) 7.1.1, Tabelle 1 – Sättigungsdampfdruck von Wasser als Funktion der Feuchtkugeltemperatur für die Temperaturen 21,7 °C, 23,5 °C sowie 23,6 °C;
- b) Bild 10 b) sowie Bild 11 b) – Bildunterschrift;
- c) Anhang A – Formelerläuterung „ $v_x(y)$ “ die Geschwindigkeit im Abstand y von der Wand auf der Abtastlinie der Abszisse x “.

Als weiterer redaktioneller Fehler wurde in Tabelle C.2 die textlich gleichlautende Position 3.2 und 3.3 in der ersten Spalte erkannt. Klärung hierzu konnte bisher nicht erfolgen und ist für die nächste Revision vorgesehen.

Nationaler Anhang NA (informativ)

Literaturhinweise

DIN EN 60034-1, *Drehende elektrische Maschinen — Teil 1: Bemessung und Betriebsverhalten*

DIN EN 60051-8, *Direkt wirkende anzeigende elektrische Meßgeräte und ihr Zubehör — Meßgeräte mit Skalenanzeige — Teil 8: Spezielle Anforderungen für Zubehör*

DIN EN ISO 5167-1, *Durchflussmessung von Fluiden mit Drosselgeräten in voll durchströmten Leitungen mit Kreisquerschnitt — Teil 1: Allgemeine Grundlagen und Anforderungen*

— Leerseite —

Deutsche Fassung

Industrieventilatoren —
Leistungsmessung im Einbauzustand
(ISO 5802:2001)

Industrial fans —
Performance testing in situ
(ISO 5802:2001)

Ventilateurs industriels —
Essai de performance in situ
(ISO 5802:2001)

Diese Europäische Norm wurde vom CEN am 2. Oktober 2008 angenommen.

Die CEN-Mitglieder sind gehalten, die CEN/CENELEC-Geschäftsordnung zu erfüllen, in der die Bedingungen festgelegt sind, unter denen dieser Europäischen Norm ohne jede Änderung der Status einer nationalen Norm zu geben ist. Auf dem letzten Stand befindliche Listen dieser nationalen Normen mit ihren bibliographischen Angaben sind beim Management-Zentrum des CEN oder bei jedem CEN-Mitglied auf Anfrage erhältlich.

Diese Europäische Norm besteht in drei offiziellen Fassungen (Deutsch, Englisch, Französisch). Eine Fassung in einer anderen Sprache, die von einem CEN-Mitglied in eigener Verantwortung durch Übersetzung in seine Landessprache gemacht und dem Management-Zentrum mitgeteilt worden ist, hat den gleichen Status wie die offiziellen Fassungen.

CEN-Mitglieder sind die nationalen Normungsinstitute von Belgien, Bulgarien, Dänemark, Deutschland, Estland, Finnland, Frankreich, Griechenland, Irland, Island, Italien, Lettland, Litauen, Luxemburg, Malta, den Niederlanden, Norwegen, Österreich, Polen, Portugal, Rumänien, Schweden, der Schweiz, der Slowakei, Slowenien, Spanien, der Tschechischen Republik, Ungarn, dem Vereinigten Königreich und Zypern.



EUROPÄISCHES KOMITEE FÜR NORMUNG
EUROPEAN COMMITTEE FOR STANDARDIZATION
COMITÉ EUROPÉEN DE NORMALISATION

Management-Zentrum: rue de Stassart, 36 B- 1050 Brüssel

Inhalt

	Seite
Vorwort	5
Einleitung.....	6
1 Anwendungsbereich	7
2 Normative Verweisungen.....	7
3 Begriffe und Abkürzungen.....	7
3.1 Begriffe	7
3.2 Symbole	20
4 Zu messende Größen	24
5 Allgemeine Bedingungen und Verfahren für Prüfungen im Einbauzustand	25
5.1 Allgemeine Empfehlungen.....	25
5.2 Auswahl des Prüfpunktes, wenn nur der Anlagenwiderstand eingestellt werden kann.....	25
5.3 Ventilatoren mit Einstellvorrichtungen	26
5.4 Drosseleinrichtung der Anlage zur Veränderung des Anlagenwiderstandes	26
5.5 Auswahl eines Prüfpunktes bei nicht einstellbarem Anlagenwiderstand	26
5.6 Wenn keine Korrektur des aus der Prüfung hergeleiteten Koeffizienten erforderlich ist.....	27
6 Messausrüstung	27
6.1 Ausrüstung für die Druckmessung.....	27
6.1.1 Barometer	27
6.1.2 Manometer	27
6.1.3 Dämpfung von Manometern	28
6.1.4 Prüfung der Manometer	28
6.2 Messung der Luftgeschwindigkeit.....	28
6.2.1 Staudruckrohr	28
6.2.2 Flügelradanemometer	30
6.2.3 Andere Geräte	30
6.3 Temperaturmessung	30
6.3.1 Thermometer	30
6.3.2 Anbringungsort des Thermometers	31
6.3.3 Feuchte	31
6.3.4 Einfluss der Luftgeschwindigkeit	31
6.4 Bestimmung der Dichte	31
6.4.1 Luftdichte im Prüfgehäuse	31
6.4.2 Mittlere Luftdichte in einem Abschnitt des Prüfstandes	32
6.4.3 Bestimmung des Dampfdruckes.....	32
6.5 Messung der Umlaufgeschwindigkeit	32
6.5.1 Umlaufgeschwindigkeit der Ventilatorwelle	32
6.5.2 Beispiele für zulässige Verfahren	33
7 Bestimmung des Ventilatordrucks	33
7.1 Lage der Druckmessebene	33
7.2 Messung des Ventilatordrucks.....	36
7.2.1 Allgemeines.....	36
7.2.2 Messung des statischen Druckes vor Ort.....	36
7.2.3 Unterschied zwischen den Kategorien entsprechend der Einbauart.....	39
8 Bestimmung der Durchflussgeschwindigkeit	46
8.1 Auswahl des Messverfahrens	46
8.2 Auswahl des Messabschnitts.....	46

8.2.1	Wirbelfreiheit und Geradlinigkeit der Strömung	46
8.2.2	Eignung des Geschwindigkeitsprofils	48
8.3	Bestimmung des Durchflusses mit Hilfe von Differenzdruckmessgeräten	48
8.4	Bestimmung des Durchflusses mit einer Netzmessung	48
8.4.1	Allgemeine Empfehlungen	48
8.4.2	Auswahl der Position der Messpunkte	49
9	Bestimmung der Leistung	67
9.1	Festlegung der für die Ventilatorleistung relevanten Leistungskenndaten	67
9.2	Verluste bei der Leistungsübertragung vom Motor zum Laufrad	68
9.3	Verfahren zur Leistungsbestimmung	69
9.3.1	Allgemeines	69
9.3.2	Bestimmung der Wellenleistung des Ventilators mit Hilfe eines Drehmomentmessers	69
9.3.3	Bestimmung der mechanischen Leistungsabgabe durch den Elektromotor mit dem Verfahren zur Bestimmung der Einzelverluste	70
9.3.4	Verweisung auf die Motorleistung eines mit dem verwendeten Motor identischen Motors	71
9.3.5	Verwendung eines kalibrierten Motors	71
9.4	Messgeräte	72
9.5	Sicherheitsmaßnahmen während der Prüfungen im Einbauzustand	72
10	Unsicherheit im Zusammenhang mit der Bestimmung der Ventilatorleistung	72
10.1	Allgemeines	72
10.2	Leistungsfehler	73
10.3	Messunsicherheit	73
10.4	Festgelegte Unsicherheiten	73
10.5	Analyse der Unsicherheit	73
10.5.1	Allgemeines	73
10.5.2	Eintrittsvolumenstrom (oder Massenstrom)	74
10.5.3	Dynamischer Ventilatorndruck	75
10.5.4	Ventilatorndruck	75
10.5.5	Charakteristische Unsicherheit (siehe Bild 30)	75
10.5.6	Wirkungsgrad des Ventilators	75
10.5.7	Umlaufgeschwindigkeit (Drehzahl)	78
10.5.8	Unsicherheit bei der Leistungsbestimmung (elektrische Verfahren)	78
10.5.9	Leistung/Volumenstrom-Kennlinie	79
10.5.10	Druckanstieg/Volumenstrom-Kennlinie	79
Anhang A (normativ) Position der Abtastlinien für ein Randprofil der Wand, das mit einem allgemeinen Leistungsgesetz kompatibel ist		81
A.1	Allgemeines	81
A.2	Besondere Fälle	82
Anhang B (normativ) Bestimmung der Position der marginalen Abtastlinien in Fällen, die nicht durch Anhang A abgedeckt werden		85
Anhang C (normativ) Zur Durchflussmessung erforderliche gestreckte Mindestlängen auf der Anströmseite und der Abströmseite des Differenzdruckmessgerätes		88
C.1	Allgemeines	88
C.2	Näherungskoeffizient und der entsprechende Unsicherheitsgrad	88
C.3	Erforderliche gestreckte Mindestlängen auf der Anströmseite des Differenzdruckmessgerätes	92
C.3.1	Blenden	92
C.3.2	Düsen und Venturis	92
C.4	Erforderliche gestreckte Mindestlängen auf der Abströmseite des Differenzdruckmessgerätes	92
C.5	Anwendung der Empfehlungen	93
C.5.1	Beispiel zur Auswahl der Position einer Messeinrichtung in einem Kreislauf	93
C.5.2	Beispiel für die Anwendung des Näherungskoeffizienten	95
C.6	Verwendung von Strömungsgleichrichtern	95

Anhang D (normativ) Verlusttoleranzen für gerade, glattwandige Rohrleitungen und genormte Prüfstände 97

Anhang E (normativ) Kalibrierung eines Flügelradanemometers 99

E.1 Allgemeines 99

E.2 Verfahren zur Sammlung von Kalibrierdaten 100

E.3 Darstellung der Ergebnisse 100

Literaturhinweise 101

Vorwort

Der Text von ISO 5802:2001 wurde vom Technischen Komitee ISO/TC 117 „Industrial fans“ der Internationalen Organisation für Normung (ISO) erarbeitet und als EN ISO 5802:2008 durch das Technische Komitee CEN/TC 156 „Lüftung von Gebäuden“ übernommen, dessen Sekretariat vom BSI gehalten wird.

Diese Europäische Norm muss den Status einer nationalen Norm erhalten, entweder durch Veröffentlichung eines identischen Textes oder durch Anerkennung bis April 2009, und etwaige entgegenstehende nationale Normen müssen bis April 2009 zurückgezogen werden.

Es wird auf die Möglichkeit hingewiesen, dass einige Texte dieses Dokuments Patentrechte berühren können. CEN [und/oder CENELEC] sind nicht dafür verantwortlich, einige oder alle diesbezüglichen Patentrechte zu identifizieren.

Es wird darauf hingewiesen, dass die englische Referenzfassung einige wenige redaktionelle Fehler beinhaltet, die in Abstimmung mit den zuständigen Stellen bei ISO sowie dem Sekretariat von ISO/TC 117 in dieser deutschen Textfassung korrigiert wurden. Insofern weicht diese deutsche Textfassung von der englischsprachigen Referenzfassung in folgenden Passagen ab:

- a) 7.1.1, Tabelle 1 – Sättigungsdampfdruck von Wasser als Funktion der Feuchtkugeltemperatur für die Temperaturen 21,7 °C, 23,5 °C sowie 23,6 °C;
- b) Bild 10 b) sowie Bild 11 b) – Bildunterschrift;
- c) Anhang A – Formelerläuterung " $v_x(y)$ " die Geschwindigkeit im Abstand y von der Wand auf der Abtastlinie der Abszisse x ".

Als weiterer redaktioneller Fehler wurde in Tabelle C.2 die textlich gleichlautenden Position 3.2 und 3.3 in der ersten Spalte erkannt. Klärung hierzu konnte bisher nicht erfolgen und ist für die nächste Revision vorgesehen.

Entsprechend der CEN/CENELEC-Geschäftsordnung sind die nationalen Normungsinstitute der folgenden Länder gehalten, diese Europäische Norm zu übernehmen: Belgien, Bulgarien, Dänemark, Deutschland, Estland, Finnland, Frankreich, Griechenland, Irland, Island, Italien, Lettland, Litauen, Luxemburg, Malta, Niederlande, Norwegen, Österreich, Polen, Portugal, Rumänien, Schweden, Schweiz, Slowakei, Slowenien, Spanien, Tschechische Republik, Ungarn, Vereinigtes Königreich und Zypern.

Anerkennungsnotiz

Der Text von ISO 5802:2001 wurde vom CEN als EN ISO 5802:2008 ohne irgendeine Abänderung genehmigt.

Einleitung

Die Notwendigkeit einer Überarbeitung der bestehenden Verfahren zur Leistungsmessung im Einbauzustand wurde seit einiger Zeit deutlich. Mit dem Wissen um den Umfang dieser Überarbeitung wurde es als angemessen betrachtet, das Verfahren zur Leistungsmessung im Einbauzustand in ein eigenständiges Dokument zu bringen. Dadurch wurde eine detaillierte Beschreibung der Netzmessung für alle allgemein anzutreffenden Querschnitte möglich. Außerdem konnten Anhänge aufgenommen werden, in denen die Auswahl der geeigneten Messplätze und der Kalibrierung der Messgeräte beschrieben werden.

In Übereinstimmung mit neueren internationalen Abkommen ist zu beachten, dass der Ventilatorruck jetzt als Unterschied zwischen dem Staudruck am Ventilatoreintritt und dem Staudruck am Ventilatoraustritt festgelegt ist. Der Staudruck ist der Absolutdruck, der an einem Punkt eines strömenden Gases gemessen würde, wenn das isentropisch zum Stillstand gebracht würde. Für Machzahlen unter 0,2 liegt der Überdruck innerhalb von 0,6 % des Gesamtdruckes.

Auf die Anwendung des „statischen Ventilatorruckes“ wird weniger eingegangen, da es sich hierbei lediglich um eine konventionelle Größe handelt. Wahrscheinlich ist, dass deren Verwendung mit der Zeit immer weiter abnehmen wird. Alle Verluste des Fördermediums sind hauptsächlich beim Staudruck zu finden, daher spiegelt sich diese Tatsache in den jetzt festgelegten Definitionen wider.

Es sollte beachtet werden, dass die Leistungsmessung von Ventilatoren im Einbauzustand nicht notwendigerweise mit der Leistungsmessung auf genormten Prüfständen übereinstimmt. Die Gründe für die Abweichungen liegen nicht nur in der naturgemäßen geringeren Genauigkeit einer Messung vor Ort, sondern auch im so genannten „System-Effekt-Faktor“ oder dem „Installationseffekt“, wobei die Rohrleitungsverbindungen an Ventilatoreintritt und/oder -austritt die Leistung des Ventilators verändern. Die Notwendigkeit von guten Verbindungen darf nicht zu gering bewertet werden. Diese Internationale Norm legt die Verwendung von „gemeinsamen Teilen“ direkt an den Ventilator anschließend für eine einheitliche Bestimmung des Druckes fest und stellt damit sicher, dass die/das Luft/Gas, die/das in den Ventilator eintritt, ein symmetrisches Geschwindigkeitsprofil aufweist, das frei von Wirbeln und ungewollten Distorsionen ist. Die Leistungsmessung im Einbauzustand ist nur dann der auf genormten Prüfständen gleich gestellt, wenn diese Bedingungen erfüllt sind.

Es ist ebenfalls zu beachten, dass diese Internationale Norm die Messpunkte für die Geschwindigkeitsflächenmessung nach den Regeln für Log-Tchebycheff oder Log-Linear festlegt. Arithmetische Teilungen können zu erheblichen Fehlern führen, wenn nicht eine große Anzahl von Punkten abgelesen wird. (Diese müssten dann graphisch aufgetragen werden, und die sich unter der Kurve ergebende Fläche wird durch Flächenmessung erhalten. Die tatsächliche mittlere Geschwindigkeit ergäbe sich, wenn diese Fläche durch die dimensionalen Ordinaten geteilt wird).

Nicht durch diese Internationale Norm abgedeckt ist die Abschätzung der zusätzlichen Unsicherheit, wenn die Längen einer geraden Rohrleitung an der Eintritts- oder der Austrittsseite unter den in Anhang C festgelegten Längen liegen. ISO/TR 5168 und ISO 7194 enthalten jedoch Richtlinien, die deutlich machen, dass bei Vorhandensein einer erheblichen radialen Komponente die Unsicherheiten beträchtlich über den normalerweise zu erwarteten 4 % bei 95%-Vertrauensbereichen liegen.

1 Anwendungsbereich

Diese Internationale Norm legt Prüfungen zur Bestimmung von einer oder mehreren Leistungskennwerten von Ventilatoren fest, die bei der Förderung von einphasigen Fördermedien in einem Betriebskreis installiert sind.

2 Normative Verweisungen

Die folgenden zitierten Dokumente sind für die Anwendung dieses Dokuments erforderlich. Bei datierten Verweisungen gilt nur die in Bezug genommene Ausgabe. Bei undatierten Verweisungen gilt die letzte Ausgabe des in Bezug genommenen Dokuments (einschließlich aller Änderungen).

ISO 5167-1:1991, *Measurement of fluid flow by means of pressure differential devices — Part 1: Orifice plates, nozzles and Venturi tubes inserted in circular cross-section conduits running full*

ISO 5801:1997, *Industrial fans — Performance testing using standardized airways*

IEC 60034-1, *Rotating electrical machines — Part 1: Rating and performance*

IEC 60051-8, *Direct acting indicating analogue electrical measuring instruments and their accessories — Part 8: Special requirements for accessories*

3 Begriffe und Abkürzungen

3.1 Begriffe

Für die Anwendung dieser Internationalen Norm gelten die folgenden Begriffe.

Die in Bezug genommenen Größen sind zeitgemittelte Mittelwerte. Den Schwankungen, durch die die zu messenden Größen beeinträchtigt werden, ist durch in angemessenen Zeitabständen zu wiederholende Messungen Rechnung zu tragen. Die Mittelwerte sind dann zu berechnen und als Werte für den Dauerzustand einzusetzen.

3.1.1

Luft

Luft oder ein anderes Gas, außer wenn sie ausdrücklich als atmosphärische Luft bezeichnet wird

3.1.2

Normalluft

atmosphärische Luft mit einer Dichte von genau $1,2 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$

ANMERKUNG Atmosphärische Luft hat bei einer Temperatur von 16°C , einem Druck von $100\,000 \text{ Pa}$ und einer relativen Feuchte von 65% eine Dichte von $1,2 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$. Diese Bedingungen sind jedoch nicht Teil der Definition.

3.1.3

Ventilator

sich drehende Maschine, die einen kontinuierlichen Luftstrom bei einem Druckverhältnis von normalerweise nicht mehr als 1,3 aufrecht erhält

3.1.4

Laufblad

rotierendes Teil des Ventilators, das die Energie mit seinen Schaufeln auf die Luft überträgt

3.1.5

Gehäuse

stationäre Teile eines Ventilators, die den Luftstrom von der/den Eintrittsöffnung(en) des Ventilators zu der/den Austrittsöffnung(en) lenken

3.1.6

Rohrleitung

Luftweg, in dem die Luftgeschwindigkeit mit der am Ventilatoreintritt oder –austritt vergleichbar ist

3.1.7

Kammer

Luftweg, in dem die Luftgeschwindigkeit im Vergleich zum Ventilatoreintritt oder –austritt gering ist

3.1.8

Übergangsstück

Abschnitt

Luftweg, über dessen Länge sich die Querschnittsfläche und/oder die Form stufenweise verändern

3.1.9

Prüfgehäuse

Raum oder anderer vor Luftzug geschützter Bereich, in dem sich Ventilator und Prüfstand befinden

3.1.10

Querschnittsfläche der Rohrleitung

A_x

Querschnittsfläche der Rohrleitung in einem Abschnitt x

3.1.11

Fläche am Ventilatoreintritt

A_1

übereinkunftsgemäß ist das die Gesamtfläche der Eintrittsebene im Innern des Gehäuses

ANMERKUNG Die Eintrittsfläche des Ventilators sollte als Oberfläche angenommen werden, die durch die äußeren Abmessungen der anströmseitigen luftfördernden Einrichtung eingegrenzt werden. In dieser Internationalen Norm wird die Eintrittsfläche des Ventilators mit Ebene 1 bezeichnet (siehe Bild 1).

3.1.12

Fläche am Ventilatoraustritt

A_2

übereinkunftsgemäß ist das die Gesamtfläche der Austrittsebene im Innern des Gehäuses, ohne Abzüge für Motoren, Streben oder sonstigen Hindernissen

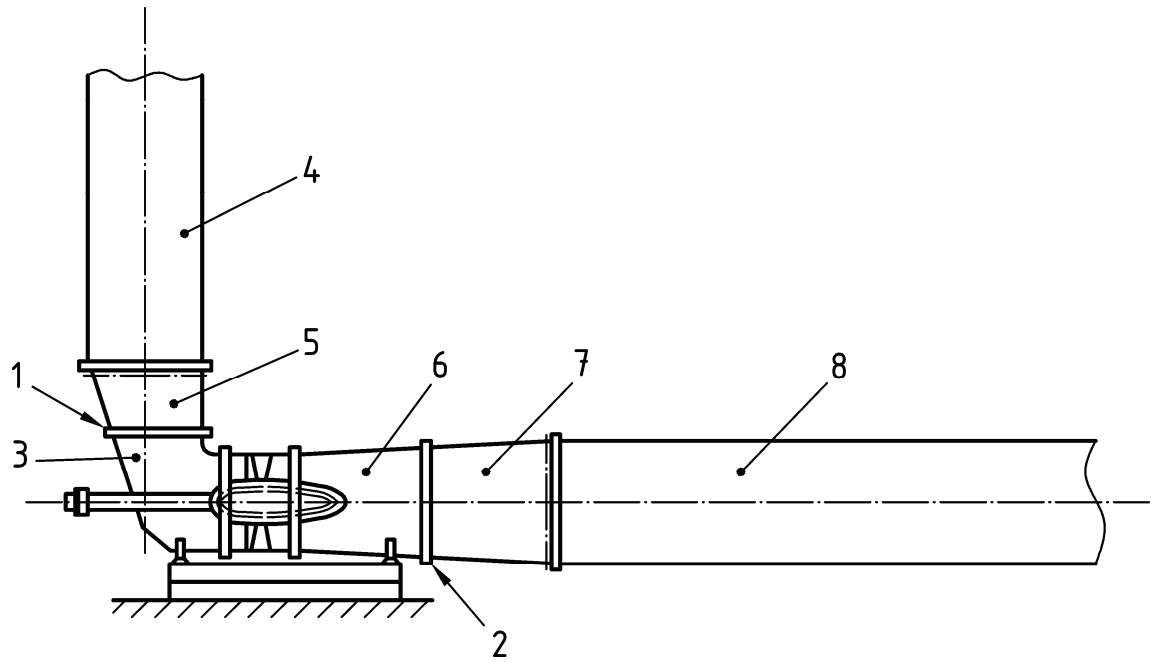
ANMERKUNG Die Austrittsebene des Ventilators sollte als Oberfläche angenommen werden, die durch die äußeren Abmessungen der abströmseitigen luftfördernden Einrichtung eingegrenzt werden. In dieser Internationalen Norm wird die Austrittsfläche des Ventilators als Ebene 2 bezeichnet (siehe Bild 1)

3.1.13

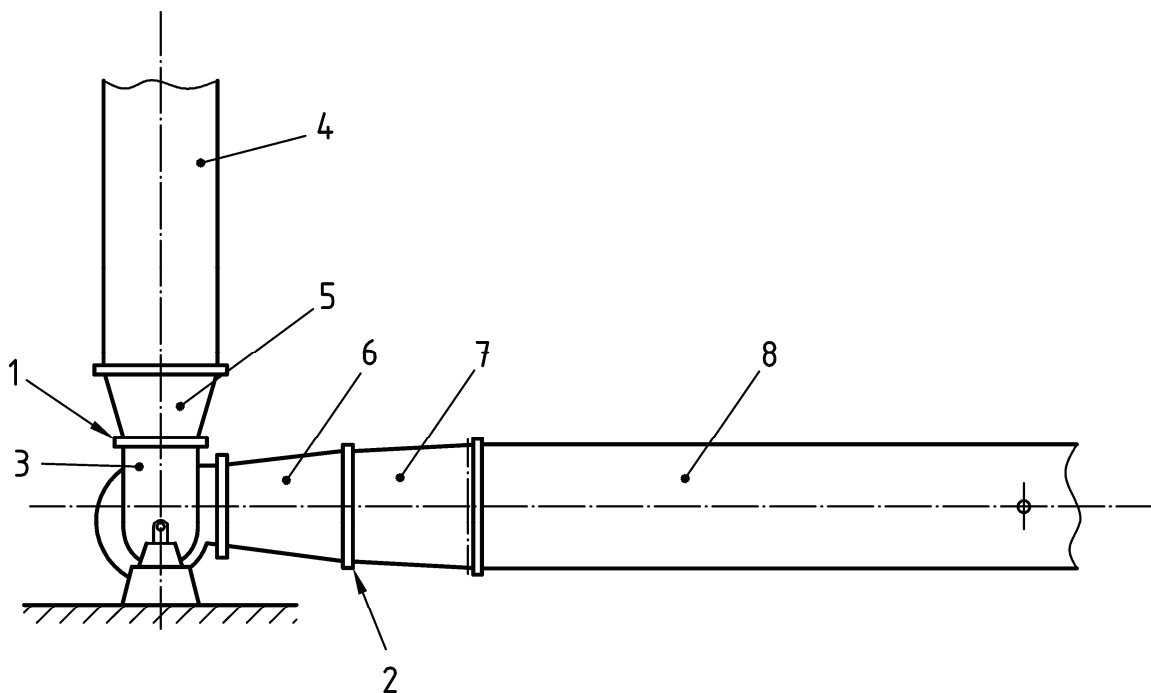
Temperatur

t

Temperatur der Luft oder des Fördermediums, die mit Hilfe eines Temperatursensors gemessen wird



a) Axialventilator



b) Radialventilator

Legende

- | | |
|------------------------|------------------------|
| 1 Ebene 1 | 5 Übergang |
| 2 Ebene 2 | 6 Diffusor |
| 3 Saugtasche | 7 Übergang |
| 4 Eintrittsrohrleitung | 8 Austrittsrohrleitung |

Bild 1 — Lage der Ebenen für die Druckmessung für Prüfungen vor Ort

3.1.14

absolute Temperatur

θ

über dem absoluten Nullpunkt gemessene thermodynamische Temperatur

$$\theta = t + 273,15$$

3.1.15

Stillstandstemperatur in einem Punkt

θ_{sg}

absolute Temperatur, die sich ergibt, wenn ein idealer Gasfluss isentropisch ohne Zuführung von Energie oder Wärme zum Stillstand gebracht wird

ANMERKUNG Die Stillstandstemperatur ist über den Prüfstand konstant und für eine Eintrittsrohrleitung gleich der absoluten Umgebungstemperatur innerhalb des Prüfraums.

3.1.16

Mediumtemperatur

statische Temperatur

θ

die durch einen Thermofühler, der mit Geschwindigkeit des Fördermediums bewegt wird, erfasste absolute Temperatur

$$\theta = \theta_{sg} - \frac{v^2}{2c_p}$$

mit v als Geschwindigkeit des Fördermediums, in Metern je Sekunde.

3.1.17

Trockenkugelttemperatur

Lufttemperatur bei ungesättigter Luft

t_d

mit einem trockenen Temperaturmessfühler im Prüfraum, nahe dem Ventilatoreintritt oder dem Eintritt in den Prüfstand gemessene Lufttemperatur

3.1.18

Feuchkugelttemperatur

Temperatur am Verdunstungsthermometer

t_w

die mit einem mit Wasser befeuchteten Docht umgebenen und einer Luftbewegung ausgesetzten Temperaturmessfühler gemessene Lufttemperatur

ANMERKUNG Bei korrekter Messung wird ein genauer Näherungswert der Temperatur der adiabatischen Sättigung erhalten.

3.1.19

Stillstandstemperatur in einem Abschnitt

θ_{sgx}

zeitlicher Mittelwert der Stillstandstemperatur, die über einen Abschnitt des Querschnitts des vorgegebenen Prüfstandes gemittelt ist

3.1.20

statische Temperatur oder Temperatur des Fördermediums in einem Abschnitt

θ_x

zeitlicher Mittelwert der statischen oder Temperatur des Fördermediums, die über einen Abschnitt des Querschnitts des vorgegebenen Prüfstandes gemittelt ist

3.1.21

spezifische Gaskonstante

R

für ein ideales trockenes Gas lautet die Zustandsgleichung

$$\frac{p}{\rho} = R\theta$$

3.1.22

Stillstandstemperatur am Eintritt

θ_{sg1}

absolute Temperatur in der Prüfkammer nahe dem Ventilatoreintritt oder der Eintrittsrohrleitung in einem Bereich, in dem die Gasgeschwindigkeit unter 25 m/s liegt

ANMERKUNG In diesem Fall ist es möglich, die Stillstandstemperatur der Umgebungstemperatur θ_a , gleichzusetzen.

$$\theta_{sg1} = \theta_a = t_a + 273,15$$

3.1.23

isentropischer Exponent

κ

für ein ideales Gas und einen isentropischen Prozess ist

$$\frac{p}{\rho^\kappa} = \text{constant}$$

3.1.24

spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck

c_p

für ein ideales Gas ist

$$c_p = \frac{\kappa}{\kappa - 1} R$$

3.1.25

spezifische Wärme bei konstantem Volumen

c_v

für ein ideales Gas ist

$$c_v = \frac{R}{\kappa - 1}$$

3.1.26

Kompressibilitätsfaktor

Z

$$Z = \frac{p}{\rho R \theta}$$

und Z ist eine Funktion der Verhältnisse $\frac{p}{p_c}$ und $\frac{\theta}{\theta_c}$

Dabei ist

p_c der kritische Druck eines Gases;

θ_c die kritische Temperatur eines Gases.

ANMERKUNG Für ein ideales Gas ist $Z = 1$.

3.1.27

Absolutdruck in einem Punkt

p

im absoluten Nullpunkt gemessener Druck, der auf einen Ruhepunkt relativ zur ihn umgebenden Luft ausgeübt wird

3.1.28

Atmosphärendruck

p_a

Absolutdruck der freien Atmosphäre bei mittlerer Höhenlage des Ventilators

3.1.29

Überdruck

p_e

Druckwert, wenn der Druck der Bezugshöhe am Messpunkt gleich dem Atmosphärendruck ist

ANMERKUNG Der Überdruck kann positiv oder negativ sein:

$$p_e = p - p_a$$

3.1.30

absoluter Staudruck in einem Punkt

p_{sg}

Absolutdruck, der in einem Punkt eines strömenden Gases gemessen werden würde, wenn das durch die folgende Gleichung beschriebenen isentropischen Prozess zum Stillstand gebracht worden wäre:

$$p_{sg} = p \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} Ma^2 \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}}$$

mit Ma als Machzahl in diesem Punkt

3.1.31

dynamischer Druck in einem Punkt

p_d

Druck, berechnet in dem Punkt aus der Geschwindigkeit v und der Dichte ρ der Luft

$$p_d = \frac{\rho v^2}{2}$$

3.1.32

Gesamtdruck in einem Punkt

p_t

absoluter Staudruck minus den Atmosphärendruck

$$p_t = p_{sg} - p_a = p_e + p_d$$

ANMERKUNG Wenn die Machzahl kleiner als 0,2 und der Machfaktor kleiner als 1,01 ist, und der absolute Staudruck p_{sg} sehr nahe an der Summe des Überdruckes liegt, ist der Atmosphärendruck und der dynamische Druck:

$$p_{sg} \cong p_e + p_a + p_d$$

3.1.33

mittlerer Überdruck in einem Abschnitt x

p_{ex}

zeitlicher Mittelwert des Überdrucks, der über einer festgelegten Querschnittsfläche des Prüfstandes gemittelt wurde

3.1.34

mittlerer Absolutdruck in einem Abschnitt x

p_x

zeitlicher Mittelwert des Absolutdrucks, der über einer festgelegten Querschnittsfläche des Prüfstandes gemittelt wurde

$$p_x = p_{ex} + p_a$$

3.1.35

konventioneller dynamischer Druck in einem Abschnitt x

p_{dx}

aus der mittleren Geschwindigkeit und der mittleren Dichte in einem bestimmten Querschnitt des Prüfstandes berechneter dynamischer Druck

$$p_{dx} = \rho_x \frac{v_{mx}^2}{2} = \frac{1}{2\rho_x} \left(\frac{q_m}{A_x} \right)^2$$

3.1.36

dynamischer Ventilatordruck

p_{dF}

konventioneller dynamischer Druck am Ventilatoraustritt, berechnet aus dem Massenstrom, der mittleren Luftdichte am Austritt und der Fläche des Ventilatoraustritts

$$p_{dF} = \rho_2 \frac{v_{m2}^2}{2} = \frac{1}{2\rho_2} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2$$

3.1.37

absoluter Staudruck in einem Abschnitt

p_{sgx}

Summe des konventionellen dynamischen Ventilatordrucks p_{dx} , korrigiert durch den Machfaktor-Koeffizienten F_{Mx} in diesem Abschnitt und den durchschnittlichen Absolutdruck p_x

$$p_{sgx} = p_x + p_{dx} F_{Mx}$$

ANMERKUNG Der absolute Staudruck kann mit folgendem Ausdruck berechnet werden:

$$p_{sgx} = p_x \left(1 + \frac{\kappa-1}{2} Ma_x^2 \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}$$

3.1.38

mittlerer Gesamtdruck in einem Abschnitt x

p_{tx}

ist die Machzahl kleiner als 0,122, kann der Machfaktor F_M vernachlässigt werden, somit ist

$$p_{tx} = p_{ex} + p_{dx} = p_{sgx} - p_a$$

3.1.39

Ventilatorordruck

p_F

Differenz zwischen dem Staudruck am Ventilatoraustritt und dem Staudruck am Ventilatoreintritt

$$p_F = p_{sg2} - p_{sg1}$$

3.1.40

statischer Ventilatorordruck

p_{sF}

konventionelle Größe, definiert als Ventilatorordruck minus dem dynamischen Ventilatorordruck, korrigiert durch den Machfaktor an der Ventilatoraustrittsfläche

$$p_{sF} = p_{sg2} - p_{dF} F_{M2} - p_{sg1} = p_2 - p_{sg1}$$

3.1.41

Machzahl in einem Punkt

Ma

Verhältnis der Gasgeschwindigkeit in einem Punkt zur Schallgeschwindigkeit

ANMERKUNG Für ein ideales Gas ist

$$Ma = \frac{v}{\sqrt{\kappa R_w \theta}}$$

3.1.42

Machzahl in einem Abschnitt x

Ma_x

Verhältnis der mittleren Geschwindigkeit des Fördermediums zur Schallgeschwindigkeit im angegebenen Querschnitt

$$Ma_x = \frac{v_{mx}}{\sqrt{\kappa R_w \theta_x}}$$

3.1.43

Machfaktor

F_M

für den dynamischen Druck in einem Punkt angewendeter Korrekturfaktor, der sich aus folgendem Ausdruck ergibt

$$F_M = \frac{p_{sg} - p}{p_d}$$

ANMERKUNG Der Machfaktor kann berechnet werden mit

$$F_M = 1 + \frac{Ma^2}{4} + \frac{Ma^4}{40} + \frac{Ma^6}{1600} + \dots \quad \text{für } \kappa = 1,4$$

3.1.44

Staudichte am Eintritt

ρ_{sg1}

aus dem Staudruck am Eintritt p_{sg1} und der Stillstandstemperatur θ_{sg1} errechnete Dichte

$$\rho_{sg1} = \frac{p_{sg1}}{R_w \theta_{sg1}}$$

3.1.45

mittlere Dichte in einem Abschnitt x

ρ_x

Dichte des Fördermediums, berechnet aus dem Absolutdruck p_x und der statischen Temperatur θ_x

$$\rho_x = \frac{p_x}{R_w \theta_x}$$

3.1.46

mittlere Dichte

ρ_m

arithmetischer Mittelwert der Dichten am Eintritt und am Austritt

$$\rho_m = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2}$$

3.1.47

mittlerer Massenstrom in einem Abschnitt

q_m

Mittelwert, über einen Zeitraum der Masse des Arbeitsmediums, die eine festgelegte Querschnittsfläche des Prüfstandes je Zeiteinheit durchströmt

ANMERKUNG Der Massenstrom ist an allen Querschnitten innerhalb des Ventilator-Prüfstandes gleich, mit Ausnahme von Leckagen. Ist der Ventilator nicht gasdicht, wird der Massenstrom entweder als der Massenstrom des Ventilator-eintritts bzw. -austritts angenommen.

3.1.48

Staupunkt-Volumenstrom am Eintritt

q_{Vsg1}

Massenstrom geteilt durch die Staudichte am Eintritt

$$q_{Vsg1} = \frac{q_m}{\rho_{sg1}}$$

3.1.49

Staupunkt-Volumenstrom am Austritt

q_{Vsg2}

Massenstrom geteilt durch die Staudichte am Austritt

$$q_{Vsg2} = \frac{q_m}{\rho_{sg2}}$$

3.1.50

Volumenstrom in einem Abschnitt x

q_{Vx}

Massenstrom im angegebenen Querschnitt des Prüfstandes, geteilt durch den entsprechenden Mittelwert über einem Zeitraum der mittleren Dichte in diesem Abschnitt

$$q_{Vx} = \frac{q_m}{\rho_x}$$

3.1.51

mittlere Geschwindigkeit in einem Abschnitt x

v_{mx}

Volumenstrom in einem festgelegten Querschnitt des Prüfstandes, geteilt durch die Querschnittsfläche A

$$v_{mx} = \frac{q_{Vx}}{A_x}$$

ANMERKUNG Das ist der zeitliche Mittelwert der Durchschnittskomponente der für diesen Abschnitt normalen Geschwindigkeit des Fördermediums.

3.1.52

spezifische Förderarbeit des Ventilators

y

Steigerung der mechanischen Energie je Masseneinheit des durch den Ventilator strömenden Fördermediums

$$y = \frac{p_2 - p_1}{\rho_m} + \frac{v_{m2}^2}{2} - \frac{v_{m1}^2}{2}$$

ANMERKUNG y kann nach 3.1.57 berechnet werden.

3.1.53

statische Förderarbeit des Ventilators

y_s

$$y_s = \frac{p_2 - p_1}{\rho_m} - \frac{v_{m1}^2}{2}$$

3.1.54

Druckverhältnis des Ventilators

r_{Fp}

Verhältnis des mittleren absoluten Staudruckes am Ventilatoraustritt zum Druck im Eintrittsbereich des Ventilators

$$r_{Fp} = \frac{p_{sg2}}{p_{sg1}}$$

3.1.55

Dichteverhältnis von Eintrittsdichte zur mittleren Dichte

k_ρ

Dichte des Fördermediums am Ventilatereintritt geteilt durch die mittlere Dichte im Ventilator

$$k_\rho = \frac{2\rho_1}{\rho_1 + \rho_2}$$

3.1.56

Kompressibilitätskoeffizient

k

Verhältnis der vom Ventilator an der Luft geleisteten mechanischen Arbeit zu der Arbeit, die von einem inkompressiblen Fördermedium mit gleichem Massenstrom, gleicher Dichte am Eintritt und gleichem Druckverhältnis geleistet würde

ANMERKUNG 1 Die geleistete Arbeit wird hergeleitet von der Laufradleistung unter der Annahme einer isentropischen Ausdehnung ohne Wärmeaustausch über das Ventilatorgehäuse.

ANMERKUNG 2 k ergibt sich aus folgendem Ausdruck:

$$k = \frac{(\kappa - 1) \rho_{sg1} P_r \log_{10} r_{Fp}}{\kappa q_m p_F \log_{10} \left[1 + \frac{(\kappa - 1) \rho_{sg1} P_r (r - 1)}{k q_m p_F} \right]}$$

3.1.57

Förderleistung des Ventilators

P_u

konventionelle Ausgangsleistung als Produkt des Massenstroms und der spezifischen Förderarbeit des Ventilators W_m , oder des Produkts des Volumenstroms am Eintritt, des Kompressibilitätskoeffizienten k und des Ventilatordrucks

$$P_u = q_m y \cong q_{Vsg1} p_F k$$

3.1.58

statische Förderleistung des Ventilators

P_{us}

konventionelle Ausgangsleistung als Produkt des Massenstroms q_m und der statischen Förderarbeit des Ventilators oder des Produkts des Eintrittsvolumenstroms, des Kompressibilitätskoeffizienten k und des statischen Ventilatordrucks p_{sF}

$$P_{us} = q_m y_s \cong q_{Vsg1} k p_{sF}$$

3.1.59

Lauftradleistung

P_r

an das Ventilatorlauftrad abgegebene mechanische Antriebsleistung

3.1.60

Wellenleistung des Ventilators

P_a

an die Ventilatorwelle abgegebene mechanische Antriebsleistung

3.1.61

Ausgangsleistung des Motors

P_o

Ausgangswellenleistung des Motors oder einer anderen Antriebsmaschine

3.1.62

Eingangsleistung des Motors

P_e

elektrische Leistung, die an den Anschlussklemmen eines elektromotorischen Antriebs abgegeben wird

ANMERKUNG Bei anderen Antriebsarten ist es nicht üblich, die Leistungsaufnahme der Antriebsmaschine in Bezug auf Leistung anzugeben.

3.1.63

Drehzahl

Umlaufgeschwindigkeit

N

Anzahl der Umdrehungen eines Ventilatorlaufrades je Minute

3.1.64

Drehzahl

Umdrehungsfrequenz

n

Anzahl der Umdrehungen eines Ventilatorlaufrades je Sekunde

3.1.65

Umfangsgeschwindigkeit

u

Umfangsgeschwindigkeit an der Austrittskante der Laufradschaufeln

3.1.66

Umfangsmachzahl

Ma_U

dimensionsloser Parameter gleich dem Verhältnis der Umfangsgeschwindigkeit an der Austrittskante der Laufradschaufeln zur Schallgeschwindigkeit im Gas im Staupunktzustand am Ventilatoreintritt

$$Ma_U = \frac{u}{\sqrt{\kappa R_w \theta_{sg1}}}$$

3.1.67

Machzahl des Ventilators

Ma_F

konventionelle Größe als Skalierparameter

ANMERKUNG Die Machzahl des Ventilators erhält man, wenn man die Umfangsgeschwindigkeit an der Austrittskante der Laufradschaufeln durch die Schallgeschwindigkeit in Normalluft teilt:

$$Ma_F = \frac{\pi D_f n}{c}$$

wobei $c = 340 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ für die Umgebungstemperatur ist.

3.1.68

Wirkungsgrad des Ventilatorlaufrades

η_r

Förderleistung des Ventilators P_U geteilt durch die Laufradleistung P_r

3.1.69

statischer Wirkungsgrad des Ventilatorlaufrades

η_{sr}

statische Förderarbeit des Ventilators P_{Us} geteilt durch die Laufradleistung P_r

3.1.70

Wellenwirkungsgrad des Ventilators

η_a

Förderleistung des Ventilators P_U geteilt durch die Wellenleistung P_a

ANMERKUNG In der Wellenleistung des Ventilators P_a sind Lagerverluste eingeschlossen, was bei der Laufradleistung nicht der Fall ist.

3.1.71

Wirkungsgrad des Ventilormotors

η_M

Förderleistung des Ventilators P_U geteilt durch die Ausgangsleistung des Motors P_o

3.1.72

Gesamtwirkungsgrad

η_e

Förderleistung des Ventilators P_u geteilt durch die Eingangsleistung für die Kombination von Ventilator und Motor

3.1.73

kinetischer Energiefaktor der Fläche A_x in einem Bereich x

α_{Ax}

dimensionsloser Koeffizient gleich dem zeitlichen Mittelwert des kinetischen Energieflusses je Masseneinheit durch die betrachtete Fläche A_x , geteilt durch die kinetische Energie je Masseneinheit entsprechend der mittleren Strömungsgeschwindigkeit der Luft durch diese Fläche

$$\alpha_{Ax} = \frac{\iint_{A_x} (\rho v_n v^2) dA_x}{q_m v_{mx}^2}$$

Dabei ist

v die örtliche absolute Geschwindigkeit, in Metern je Sekunde

v_n die für den Querschnitt normale örtliche Geschwindigkeit, in Metern je Sekunde

ANMERKUNG Für diese Internationale Norm wurde vereinbart, dass in der Ventilorttechnologie α_{Ax} gleich eins ist.

3.1.74

kinetischer Index in einem Abschnitt x

i_{kx}

dimensionsloser Koeffizient gleich dem Verhältnis der kinetischen Energie je Masseneinheit in einem Abschnitt x und der spezifischen Förderarbeit des Ventilators

$$i_{kx} = \frac{v_{mx}^2}{2y}$$

3.1.75

Reynolds-Zahl in einem Abschnitt x

Re_x

Produkt der lokalen Geschwindigkeit, lokalen Dichte und der maßgeblichen Skalenlänge (Durchmesser der Rohrleitung, Flügeltiefe), geteilt durch die dynamische Viskosität

$$Re_x = \frac{\rho_x v_{mx} D_x}{\mu_x}$$

ANMERKUNG Dimensionsloser Parameter, der den Entwicklungszustand einer Strömung festlegt und als Skalierungsparameter verwendet wird.

3.1.76

Reynolds-Zahl des Ventilators

Re_F

Produkt der Umfangsgeschwindigkeit an der Austrittskante der Laufradschaufeln, der Dichte am Ventilatereintritt und dem Laufraddurchmesser geteilt durch die dynamische Viskosität des Fördermediums am Ventilatereintritt

$$Re_F = \frac{\rho_1 \pi n D_r^2}{\mu_1}$$

ANMERKUNG Die Reynolds-Zahl des Ventilators ist eine übliche Größe und wird als Skalierungsparameter verwendet.

3.1.77

Reibungsverlustkoeffizient

$(\zeta_{x-y})_y$

dimensionsloser Koeffizient für Reibungsverluste zwischen den Abschnitten x und y einer Rohrleitung, berechnet für Geschwindigkeit und Dichte in einem Abschnitt y

ANMERKUNG Für eine inkompressible Strömung ist:

$$\Delta p_{x-y} = \frac{1}{2} \rho_y v_{my}^2 (\zeta_{x-y})_y$$

3.1.78

Durchflusszahl eines Ventilators

ϕ

dimensionslose Größe gleich dem Massenstrom geteilt durch das Produkt von mittlerer Dichte, Umfangsgeschwindigkeit des Laufrades und dem Quadrat des Laufraddurchmessers

$$\phi = \frac{q_m}{\rho_m u D_r^2}$$

3.1.79

Koeffizient der Förderarbeit des Ventilators

ψ

dimensionslose Größe gleich der Förderarbeit des Ventilators geteilt durch das Quadrat der Umfangsgeschwindigkeit des Laufrades

$$\psi = \frac{y}{u^2}$$

3.1.80

Koeffizient der Förderleistung

λ_p

dimensionslose Größe gleich der Laufradleistung geteilt durch das Produkt aus mittlerer Dichte und der 3. Potenz der Umlaufgeschwindigkeit des Laufrades und dem Quadrat des Laufraddurchmessers

$$\lambda_p = \frac{P_r}{\rho_m u^3 D_r^2}$$

3.2 Symbole

A	Querschnittsfläche der Rohrleitung	m^2
A_x	Querschnittsfläche der Rohrleitung im Abschnitt x	m^2
A_w	Korrekturkoeffizient für den Wasserdampfteildruck bei einer bestimmten Temperatur	
A_1	Ventilatoreintrittsfläche	m^2
A_2	Ventilatoraustrittsfläche	m^2
b	Abstand zwischen Wand und dem nächstliegenden Messpunkt	m
c	Schallgeschwindigkeit in Luft	$m \cdot s^{-1}$
c_p	spezifische Wärme bei konstantem Druck	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
c_v	spezifische Wärme bei konstantem Volumen	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
d	Durchmesser des Kopfes der Geschwindigkeitssonde	mm
D	Innendurchmesser eines runden Rohrleitungsquerschnitts	m

D_a	Mindest-Innendurchmesser einer ringförmigen Rohrleitung	m
D_e	äquivalenter Durchmesser eines nicht runden Rohrleitungsquerschnitts	m
D_h	hydraulischer Durchmesser der Rohrleitung	m
D_r	Laufreddurchmesser	m
e	Dicke des Ringes in einer ringförmigen Rohrleitung	m
e_{pF}	Unsicherheit des Ventilator drucks	
e_q	Unsicherheit des Durchflusses	
e_Δ	Unsicherheit der Kennlinie	
f	zusätzliche Unsicherheit	
f_i	Gewichtungsfaktor	
F	Näherungskoeffizient	
F_M	Mach-Faktor	
g	Erdbeschleunigung	$m \cdot s^{-2}$
h	horizontaler Abstand zwischen Sonde und Bezugswand bei Verwendung von orthogonalen Koordinaten	m
h_u	relative Feuchte $\left(h_u = \frac{p_v}{p_{sat}} \right)$	
H	Höhe des rechteckigen Bereiches einer Rohrleitung	m
i_k	kinetischer Ausblasindex	
i_{kx}	kinetischer Index in einem Abschnitt x	
I	Netzstrom	A
k	Kompressibilitätskoeffizient	
k_p	Dichteverhältnis	
l	Länge des Messweges	m
l_a	Länge des Messweges im Abstand a von der Bezugswand	m
l_0	Länge des Messweges im Abstand 0 von der Bezugswand	m
l_x	Länge des Messweges im Abstand x von der Bezugswand	m
L	Länge eines rechteckigen Rohrleitungsabschnitts oder die maximal mögliche Länge eines Rohrleitungsabschnitts jeglicher Form	m
L_D	Länge einer Rohrleitung	m
L_p	innere Abmessungen einer Rohrleitung, rechtwinklig zu der der Sonde nächstgelegenen Wand	m
Ma	Machzahl in einem Punkt	
Ma_F	Machzahl des Ventilators	
Ma_x	Machzahl in einem Abschnitt x	
n	Umdrehungsfrequenz des Laufrades	$U \cdot s^{-1}$
N	Drehzahl des Laufrades	$U \cdot min^{-1}$
N_r	Anzahl der Messwege	
p	mittlerer Druck in Raum und Zeit eines Fördermediums, d. h. absoluter statischer Druck	Pa
p_a	(absoluter) Atmosphärendruck	Pa

p_d	dynamischer Druck in einem Punkt	Pa
p_{dx}	dynamischer Druck in einem Abschnitt x	Pa
p_{dF}	dynamischer Druck des Ventilators	Pa
p_e	Überdruck	Pa
p_{esgx}	Stauüberdruck in einem Abschnitt x	Pa
p_{eX}	mittlerer Überdruck in einem Abschnitt x	Pa
p_F	(Stau-)Druck des Ventilators	Pa
p_l	Umkehrfunktion des Exponenten des Kennliniengesetzes zur Entwicklung von Geschwindigkeiten an der Wand (unter Berücksichtigung der Messergebnisse zur Oberflächenrauigkeit der Wände und den Werten der Reynolds-Zahlen)	
p_{sat}	Sättigungsdampfdruck	Pa
p_{sF}	statischer Ventilatorruck	Pa
p_{sg}	absoluter Staudruck in einem Punkt	Pa
p_{sgx}	absoluter Staudruck im Abschnitt x	Pa
p_t	Gesamtdruck in einem Punkt	Pa
p_{tx}	Gesamtdruck im Abschnitt x	Pa
p_v	Wasserdampfdruck	Pa
p_x	mittlerer Absolutdruck im Abschnitt x	Pa
p_1	absoluter statischer Druck im Eintrittsbereich	Pa
p_2	absoluter statischer Druck im Austrittsbereich	Pa
P_a	an die Ventilatorwelle abgegebene mechanische Antriebsleistung	W
P_e	Motoreingangsleistung	W
P_f	Reibungsverlustleistung	W
P_o	an der Ausgangswelle des Antriebs verfügbare Leistung	W
P_r	an das Ventilatorlaufrad abgegebene mechanische Antriebsleistung	W
P_u	Förderleistung des Ventilators	W
P_{us}	statische Ventilatorleistung	W
q_m	Massenstrom	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$
q_v	Volumenstrom	$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$
q_{vr}	tatsächlicher Volumenstrom	$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$
q_{vs}	Volumenstrom entsprechend genormter Anwendungsbedingungen der Differenzdruckmesseinrichtung	$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$
q_{vsg1}	Volumenstrom am Eintritt unter Stillstandsbedingungen	$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$
q_{vsg2}	Volumenstrom am Austritt unter Stillstandsbedingungen	$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$
q_{vx}	Volumenstrom im Abschnitt x	$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$
r	Radius der Rohrleitung	m
r_{Fp}	Druckverhältnis des Ventilators	
r_A	Flächenverhältnis einer Blende	
R	spezifische Gaskonstante	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

R_D	Höchstwert eines Rohrleitungsradius	m
Re_x	Reynolds-Zahl im Abschnitt x	
R_w	spezifische Gaskonstante von feuchter Luft	J · kg ⁻¹ · K ⁻¹
S	charakteristische proportionale Neigung von äquivalenten Blenden	
t	mit einem Temperaturmessfühler gemessene Temperatur der Luft oder des Fördermediums	°C
t_d	Trockenkugelttemperatur	°C
t_x	statische Temperatur in einem Abschnitt x	°C
t_w	Feuchtkugelttemperatur	°C
u	Umfangsgeschwindigkeit des Laufrades	m · s ⁻¹
U	Spannung des elektrischen Stroms	
v	lokale absolute Geschwindigkeit	m · s ⁻¹
v_a	axiale Geschwindigkeit im Prüfabschnitt	m · s ⁻¹
v_m	zeitlicher Mittelwert von v	m · s ⁻¹
v_{m1}	zeitlicher Mittelwert von v im Eintrittsbereich	m · s ⁻¹
v_{m2}	zeitlicher Mittelwert von v im Austrittsbereich	m · s ⁻¹
v_{mx}	zeitlicher Mittelwert von v im Abschnitt x	m · s ⁻¹
v_n	lokale Geschwindigkeit senkrecht zum Querschnitt	m · s ⁻¹
$v_x(y)$	Geschwindigkeitsprofil entlang des Segments einer Explorationslinie der Abszisse x	m · s ⁻¹
V	Volumen des Fördermediums	m ³
y	vertikaler Abstand der Sonde zur Bezugswand bei Verwendung von orthogonalen Koordinaten	m
y_F	Förderarbeit des Ventilators	J · kg ⁻¹
y_{Fs}	statische Förderarbeit des Ventilators	J · kg ⁻¹
z	mittlere Höhenlage des Ventilators zur Bezugsebene	m
z_1	mittlere Höhenlage des Ventilatoreintritts zur Bezugsebene	m
z_2	mittlere Höhenlage des Ventilatoraustritts zur Bezugsebene	m
Z	Kompressibilitätsfaktor	
α_A	kinetischer Energiekoeffizient des Durchflusses	
α_{A1}	Wert des Koeffizienten α im Eintrittsbereich der Fläche A	
α_{A2}	Wert des Koeffizienten α im Austrittsbereich der Fläche A	
δq_V	absolute Unsicherheit im Volumenstrom q_V	m ³ · s ⁻¹
Δp	Differenzdruck	Pa
Δq_V	absoluter Grenzfehler bei der Bestimmung des Volumenstroms q_V	m ³ · s ⁻¹
Δz	Höhenlage am Barometer minus der Höhenlage des Ventilators	m
ε	Expansionszahl	
η_a	Wellenwirkungsgrad des Ventilators	
η_e	Gesamtwirkungsgrad (oder Wirkungsgrad der Einheit)	
η_{Ms}	Wellenwirkungsgrad des Motors	

η_M	Wirkungsgrad des Motors	
η_r	Wirkungsgrad des Ventilatorlaufrads	
η_{sr}	statischer Wirkungsgrad des Ventilatorlaufrades	
η_{tr}	Wirkungsgrad des Antriebs	
κ	Verhältnis der spezifischen Wärme (bei konstantem Druck und Volumen)	
λ	Darcy-Reibungsfaktor	
λ_P	Koeffizient der Ventilatorleistung	
ζ	Reibungsverlustkoeffizient ($\zeta = \lambda \cdot L \cdot D_h^{-1}$)	
μ_x	dynamische Viskosität des Fördermediums im Abschnitt x	Pa · s
μ_1	dynamische Viskosität des Fördermediums am Ventilatoreintritt	Pa · s
ρ	Dichte des Fördermediums	kg · m ⁻³
ρ_m	mittlere Dichte	kg · m ⁻³
ρ_{12}	arithmetischer zeitlicher Mittelwert der Dichten am Eintritt und am Austritt	kg · m ⁻³
ρ_x	mittlere Dichte im Abschnitt x	kg · m ⁻³
ρ_1	mittlere Dichte im Eintrittsbereich	kg · m ⁻³
ρ_2	mittlere Dichte im Austrittsbereich	kg · m ⁻³
ρ_{sg1}	Staudichte am Eintritt	kg · m ⁻³
θ	absolute Temperatur	K
θ_{sg}	Stagnationstemperatur in einem Punkt	K
θ_{sgx}	Stagnationstemperatur im Abschnitt x	K
θ_x	statische Temperatur oder Temperatur des Fördermediums im Abschnitt x	K
ϕ	Durchflusszahl des Ventilators	
ψ	Richtungswinkel	Bogenmaß
Ψ	Koeffizient der Förderarbeit des Ventilators	

4 Zu messende Größen

Der Durchfluss eines Fördermediums in einem Ventilator und der Installation, in die er integriert ist, ist nie gleichmäßig. Die Größen zur Charakterisierung dieses Durchflusses, die sich auf den Zustand und die Verdrängung beziehen, haben jedoch konstante zeitliche Mittelwerte, zumindest im normalen Arbeitsbereich des Ventilators bei konstantem Anlagenwiderstand und konstanter Drehzahl des Ventilators innerhalb von 0,5 %.

Die Schwankungen, die die untersuchten Kenndaten beeinflussen, können durch Wiederholungsprüfungen in angemessenen Zeitabständen berücksichtigt werden, und zwar durch Mittelwerte, die real die zeitlichen Mittelwerte repräsentieren und die dann als praktisch konstante Werte eingesetzt werden können.

Für einen derartigen durch einen Industrieventilator in einem luftdichten Abschnitt eines Prüfstandes ohne Rohrverzweigung (Eintrittsbereich 1, Austrittsbereich 2 von Bild 1) erzeugten permanenten Durchfluss des Fördermediums dient der folgende Ausdruck als Grundlage zur Festlegung der Auswirkung des Ventilators auf den in Betracht gezogenen Durchfluss:

$$y = \frac{P_u}{q_m} = \frac{p_2 - p_1}{\rho_m} + \frac{\alpha_{A2} v_{m2}^2}{2} - \frac{\alpha_{A1} v_{m1}^2}{2} + g(z_2 - z_1)$$

Für diese Internationale Norm gilt $\alpha_{A2} = \alpha_{A1} = 1$

5 Allgemeine Bedingungen und Verfahren für Prüfungen im Einbauzustand

5.1 Allgemeine Empfehlungen

Vor einer Prüfung muss die Funktionstüchtigkeit des Ventilators geprüft werden.

Es dürfen keine signifikanten Gasleckagen in den Prüfstand oder aus ihm heraus zwischen dem Ventilator oder jeder anderen Durchfluss- oder Druckmessebene auftreten. Es darf keine unbeabsichtigte Gasrückführung zwischen Ventilatoreintritt und -austritt vorhanden sein.

Die für die Sicherheit der Prüfer während der Prüfung und zur Vermeidung einer Beschädigung des Ventilators zu treffenden Maßnahmen dürfen keine maßgeblichen Auswirkungen auf die Leistungsdaten der zu prüfenden Maschine haben.

Vor Beginn der Abnahmeprüfungen muss dem Lieferant/Anbieter das Recht zustehen, den einwandfreien Arbeitszustand zu prüfen und alle erforderlichen Einstellungen vorzunehmen.

5.2 Auswahl des Prüfpunktes, wenn nur der Anlagenwiderstand eingestellt werden kann

Wenn bei einem Ventilator ohne Einstellvorrichtung (z. B. einstellbarer Neigungswinkel, einstellbare Laufradschaufeln oder Drallregelung am Eintritt) ein einziger festgelegter Arbeitspunkt zu prüfen ist und nur der Anlagenwiderstand einstellbar ist, müssen die Messungen an mindestens drei Arbeitspunkten durchgeführt werden, die folgendermaßen auszuwählen sind:

- a) Für den Punkt mit dem niedrigsten Durchfluss gilt, dass der Durchfluss oder die Durchflusszahl kleiner als der/die des festgelegten Punktes sein und möglichst zwischen 85 % und 90 % des letztgenannten Wertes betragen muss.
- b) Für den Punkt mit dem höchsten Durchfluss gilt, dass der Durchfluss oder die Durchflusszahl größer als der/die des festgelegten Punktes sein und möglichst zwischen 110 % und 115 % des letztgenannten Wertes betragen muss.
- c) Für den mittleren Punkt gilt, dass der Durchfluss oder die Durchflusszahl so nahe wie möglich an dem/der des festgelegten Punktes liegen und möglichst zwischen 97 % und 103 % des letztgenannten Wertes betragen muss.

Wenn es bei einem Ventilator ohne Einstellvorrichtung mehr als einen festgelegten Arbeitspunkt gibt, der zu prüfen ist, und nur der Anlagenwiderstand des Prüfstandes einstellbar ist, sind die Messpunkte wie folgt auszuwählen.

- d) Entsprechend jedem festgelegten Punkt ist ein Prüfpunkt auszuwählen, um so einen Wert für den Durchfluss zu erhalten, der gegebenenfalls korrigiert sein kann, um eine Geschwindigkeitsänderung in Hinblick auf die festgelegte Geschwindigkeit zu berücksichtigen, oder in Hinblick auf die Durchflusszahl des Ventilators, die so nahe wie möglich an der des festgelegten Punktes liegen muss, möglichst innerhalb von 3 %.
- e) Die Schwankungen der Werte für Durchfluss oder Durchflusszahl zwischen zwei benachbarten Prüfpunkten dürfen 10 % des arithmetischen Mittels der Durchflusszahlen am festgelegten Punkt nicht überschreiten.
- f) Der Bereich der Prüfpunkte muss sich auf beiden Seiten über den Bereich der festgelegten Punkte hinaus erstrecken.

Anzahl und Bereich der Arbeitspunkte dürfen nach vorheriger Absprache zwischen den beteiligten Parteien reduziert werden.

5.3 Ventilatoren mit Einstellvorrichtungen

Wenn ein Ventilator mit einer geometrischen Einstellvorrichtung ausgestattet ist, muss ein Messpunkt erhalten werden, indem sowohl die Einstellvorrichtung des Ventilators als auch die für den Anlagenwiderstand des Prüfstandes so eingestellt werden, dass die Werte für Durchfluss- und Druckzahl an diesem Prüfpunkt möglichst in der Nähe des betreffenden festgelegten Punktes liegen, wobei die Abweichung möglichst weniger als 4 % betragen sollte.

Es wird empfohlen, die korrekten Einstellungen für die Einstellvorrichtung durch eine vorherige Prüfung zu bestimmen.

Zu den so erhaltenen Messpunkten werden weitere Punkte addiert, wobei die Einstellvorrichtung in der gleichen Position gehalten und nur der Anlagenwiderstand verändert wird und die für den Fall eines einzigen festgelegten Arbeitspunktes festgelegten Empfehlungen zu befolgen sind.

5.4 Drosseleinrichtung der Anlage zur Veränderung des Anlagenwiderstandes

Um verschiedene Punkte auf den Ventilator Kennlinien zu erhalten, muss der Durchfluss durch Drosselung der Anlage reduziert oder durch Öffnen eines Bypasses erhöht werden. Diese Einrichtungen sind so anzubringen, dass durch sie der Durchfluss im Messabschnitt oder im Ventilator nicht gestört wird.

Es ist ratsam, beide Begrenzungseinrichtungen nicht hintereinander zu positionieren, da das einen pulsierenden Durchfluss zur Folge haben könnte.

Die Drosseleinrichtungen der Anlage müssen, soweit möglich, symmetrisch sein und dürfen keinen Wirbel erzeugen. Sie sind vorzugsweise auf der Abströmseite des Ventilators zu positionieren. Wenn das nicht möglich ist, sind sie möglichst weit entfernt von der Anströmseite des Ventilatoreintritts anzubringen. Es muss sichergestellt sein, dass diese Positionen so beschaffen sind, dass die sich ergebende Störgröße keine nennenswerten Auswirkungen auf die Messungen oder auf den Ventilatorbetrieb hat.

Die Drosseleinrichtung der Anlage ist auf jeden Fall in einem Abstand von mindestens $5 D_h$ von der Abströmseite oder $10 D_h$ von der Anströmseite des Ventilators¹⁾ entfernt anzubringen, wobei D_h der hydraulische Durchmesser der Rohrleitung ist²⁾.

Es sollte berücksichtigt werden, dass die vorgeschlagenen Abstände nicht immer zur Reduzierung von Durchflussstörungen im Ventilator auf einen vernachlässigbaren Wert ausreichen.

Wenn ernst zu nehmende Zweifel bestehen, muss eine angemessene Prüfung zur Kontrolle der Durchflussbedingungen durchgeführt werden.

Die Verwendung von anderen Mitteln (z. B. hintereinander oder parallel angeordnete Ventilatoren) sind auch zulässig, um den Arbeitspunkt des Ventilators ohne Störung der Durchflussbedingungen im Ventilator oder im Messabschnitt zu verändern.

5.5 Auswahl eines Prüfpunktes bei nicht einstellbarem Anlagenwiderstand

Bei nicht einstellbarem Anlagenwiderstand kann die Messung für nur einen Betriebspunkt durchgeführt werden. In diesem Fall ist zwischen den beteiligten Parteien zu vereinbaren, diese Prüfung nur an diesem einen Punkt durchzuführen.

1) Vorausgesetzt, dass diese Längen zur Vermeidung von Ungenauigkeiten bei der Messung von Durchfluss und Druck des Arbeitsmediums auf beiden Seiten des Ventilators ausreichen.

2) Der hydraulische Durchmesser entspricht der vierfachen Querschnittsfläche geteilt durch den inneren Umfang. Bei runden Abschnitten entspricht der hydraulische Durchmesser dem geometrischen Durchmesser des Abschnitts.

5.6 Wenn keine Korrektur des aus der Prüfung hergeleiteten Koeffizienten erforderlich ist

Wenn die während der Prüfung gemessenen Werte für Dichte und Viskosität des Fördermediums und die der Umlaufgeschwindigkeit des Ventilators um nicht mehr als 10 % in Bezug auf den vorgegebenen Wert der Reynolds-Zahl des Ventilators abweichen, ist keine Korrektur der aus der Prüfung hergeleiteten dimensionslosen Koeffizienten erforderlich.

6 Messausrüstung

6.1 Ausrüstung für die Druckmessung

6.1.1 Barometer

Der atmosphärische Druck im Prüfraum muss mit einer Messunsicherheit von $\pm 0,3$ % bestimmt werden.

Die Werte sind auf direkt anzeigenden Quecksilber-Barometern auf 100 Pa (1 mbar) oder 1 mmHg abzulesen. Die Barometer sollten kalibriert werden, und die in ISO 5801 festgelegten Korrekturen zu Ablesabweichungen sind anzuwenden. Eine Korrektur ist unnötig, wenn die Skala für den regionalen Wert von g (innerhalb $\pm 0,01$ m/s²) und für die Raumtemperatur (innerhalb ± 10 °C) voreingestellt ist.

Es können Aneroidbarometer oder Druckaufnehmer benutzt werden, vorausgesetzt, dass sie eine kalibrierte Genauigkeit von ± 200 Pa aufweisen und die Kalibrierung zum Zeitpunkt der Prüfung überprüft wurde.

Das Barometer sollte vorzugsweise im Prüfraum untergebracht werden. Wenn das Barometer an anderer Stelle in der Örtlichkeit untergebracht ist, sollte für jede Abweichung von mehr als 10 m von der mittleren Höhenlage eine Korrektur $\rho_a \cdot g \cdot \Delta z$, in Pascal, angewendet werden.

6.1.2 Manometer

Zur Messung der Druckdifferenz verwendete Manometer (Druckmessgeräte) müssen bei konstantem Druck und nach Anwendung etwaiger Kalibrierkorrekturen (einschließlich der für etwaige Temperaturunterschiede von der Kalibriertemperatur) eine Unsicherheit von weniger als ± 1 % des maßgeblichen Druckes oder 1,5 Pa, je nachdem, welcher Wert höher ist, aufweisen.

Der maßgebliche Druck sollte als Staudruck des Ventilators bei Nennbetrieb oder als Druckdifferenz bei der Messung des Nenn-Volumenstroms entsprechend der Arbeitsweise des Manometers Berücksichtigung finden. Der Nennbetrieb liegt normalerweise ziemlich nahe dem Punkt des optimalen Wirkungsgrades auf der Ventilatorkennlinie.

Normalerweise werden vertikale Manometer oder Schrägrohrmanometer verwendet; die Verwendung von Druckaufnehmern mit Anzeige- oder Aufzeichnungsinstrumenten mit gleicher Genauigkeit, die die Kalibrieranforderungen erfüllen, ist jedoch auch möglich.

Die Kalibrierung sollte mit einer Reihe konstanter Drücke, steigende und fallende Ablauffolge, durchgeführt werden, um jede Abweichung zu prüfen. Als Bezugsmessinstrument sollte ein Präzisionsmanometer oder ein Mikromanometer mit einer Ablesegenauigkeit von $\pm 0,25$ % oder 0,5 Pa, je nachdem, welcher Wert höher liegt, angewendet werden.

Die Manometer sollten in mittlerer Höhenlage des Ventilators angebracht und kalibriert werden oder wenn die Differenz mehr als 10 m beträgt, sollte die in 6.1.1 aufgeführte Korrektur angewendet werden.

6.1.3 Dämpfung von Manometern

Schnelle Schwankungen der Manometeranzeigewerte sollten durch eine Dämpfung begrenzt werden, damit eine Abschätzung der mittleren Ablesung innerhalb von $\pm 1,0\%$ des maßgeblichen Druckes möglich ist. Die Dämpfung kann in den zum Manometer führenden Luftanschlüssen oder im Flüssigkeitskreis des Instrumentes erfolgen. Sie sollte linear sein und einen gleichmäßigen Widerstand zu Bewegungen in allen Richtungen sicherstellen. Die Dämpfung sollte nicht so hoch sein, dass eine genaue Anzeige von langsameren Wechsels verhindert wird. Sofern diese auftreten, sollte eine ausreichend hohe Anzahl von Ablesungen erfolgen, um den Mittelwert innerhalb $\pm 1\%$ des maßgeblichen Druckes bestimmen zu können.

Falls eine lineare Dämpfung erforderlich ist, können kurze kleinkalibrige Rohre oder Kapillargefäße aus Glas auf beiden Seiten des Manometers verwendet werden.

6.1.4 Prüfung der Manometer

Flüssigkeitsmanometer sollten direkt am Ort der Prüfung überprüft werden, um deren Kalibrierung nahe dem maßgeblichen Druck zu bestätigen. Schrägrohrmanometer sollten häufiger auf den Flüssigkeitsstand überprüft und, bei eventuellen Störungen, erneut kalibriert werden. Die Nullablesung aller Manometer ist vor und nach jeder Ablesereihe ohne Störungen des Messinstrumentes zu überprüfen. Es ist darauf zu achten, dass alle Rohrleitungen und Verbindungen zu anderen Instrumenten frei von Verstopfungen oder Lecks sind.

6.2 Messung der Luftgeschwindigkeit

6.2.1 Staudruckrohr

Es ist das(die) in ISO 5801 beschriebene Staudruckrohr (Staudrucksonde) ohne vorherige Kalibrierung zu verwenden (siehe auch ISO 3966 und ISO 7194).

Mit dem Staudruckrohr in Verbindung mit einem Manometer gemessenen Differenzdruck (Δp) kann die lokale Geschwindigkeit des Fördermediums mit folgender Gleichung berechnet werden:

$$v = \left[\frac{2\Delta p}{\rho} \right]^{1/2}$$

Die untere Grenze der Differenzdruckmessung hängt von der für diese Bestimmung erforderlichen Genauigkeit und der Genauigkeit des ausgewählten Mikromanometers ab. Unter normalen industriellen Bedingungen wird die Verwendung des Staudruckrohrs in Abschnitten, in denen der Differenzdruck an jedem Punkt unter 10 Pa liegt, nicht empfohlen.

Um die Messabweichung aufgrund des Geschwindigkeitsgradienten entlang des Messabschnitts in vernachlässigbaren Grenzen zu halten, darf das Verhältnis d/D_h des Durchmessers d des Staudruckrohrkopfes zum hydraulischen Durchmesser D_h der Rohrleitung nicht größer als 0,02 sein.

Staudruckrohre müssen unter folgenden Bedingungen verwendet werden.

- Das Staudruckrohr muss in Übereinstimmung mit den festgelegten Maßvorgaben hergestellt werden und in einwandfreiem Zustand sein.
- Die Achse des Staudruckrohrkopfes muss innerhalb von $\pm 5^\circ$ parallel zur Achse der Rohrleitung verlaufen; für diesen Zweck sind geeignete Einrichtungen bereitzustellen.
- Während der Messungen ist das Staudruckrohr sicher an seiner Position zu halten.
- Der Abstand zwischen der Achse des Staudruckrohrs und der Wand muss größer als der Durchmesser des Staudruckrohrkopfes sein.