

Numerische und experimentelle Untersuchungen von Querstromventilatoren

Numerical and experimental studies of cross flow fans

Stefanie Strämke, Herbert Pfeifer

Institut für Industrieofenbau und Wärmetechnik, RWTH Aachen

Kopernikusstr. 10, 52074 Aachen

Kontakt: straemke@iob.rwth-aachen.de; 0241 8025944

Zusammenfassung

Die Wärmebehandlung von Aluminium- und Kupferwerkstoffen wird häufig in konvektionsdominierten Thermoprozessanlagen durchgeführt. Das Prozessgas wird dabei in der Regel von Radial- oder Axialventilatoren umgewälzt, Querstromventilatoren bilden bisher die Ausnahme. Im folgenden Beitrag werden numerische Simulationen zur mechanischen Belastung von Querstromventilatoren sowie experimentelle Untersuchungen vorgestellt. Der Heißversuchsstand ermöglicht die Charakterisierung von Querstromventilatoren bis zu einer Fluidtemperatur von 500 °C.

High-convection facilities are often used for heat treatment of aluminum and copper materials. Usually, radial or axial fans circulate the process gas, cross flow fans are not common to date. This article presents numerical simulations of the mechanical load of cross flow fans as well as experimental studies. The test facility allows the characterization of cross flow fans with a fluid temperature up to 500 °C.

Zur Herstellung moderner Werkstoffe ist eine exakte Temperaturführung während der Wärmebehandlung erforderlich. Die Prozesse zur Behandlung von Aluminium- und Kupferwerkstoffen sowie einiger Stahlgüten mit einer Behandlungstemperatur bis 800 °C werden häufig in Hochkonvektionsöfen mit Zwangsumwälzung durchgeführt. Dabei wird ein hohes Maß an Temperaturgleichmäßigkeit im Ofen gefordert. Da die Wärmeübertragung über Konvektion erfolgt, ergibt sich daraus die Forderung nach einem möglichst großen und gleichmäßigen Volumenstrom [1].

Als Alternative zu den bisher hauptsächlich eingesetzten Radial- und Axialventilatoren bieten sich Querstromventilatoren an. Diese Art Ventilator wird zweimal durchströmt, sie saugen das Prozessgas radial an und blasen es radial aus. Sie erzeugen hohe dynamische Druckerhöhungen, welche anschließend durch eine Strömungsleiteinrichtung in statische Druckerhöhungen umgewandelt werden müssen [2, 3, 4, 5]. Querstromventilatoren erreichen bei gleichem Volumenstrom eine höhere Strömungsgleichmäßigkeit als ein vergleichbares Radialgebläse. Die Strömungsgeschwindigkeit ist nahezu homogen über die Ausblasbreite [2, 6]. Dies ist ein entscheidender Vorteil für den Einsatz in Thermoprozessanlagen, da hier ein gleichmäßiger Volumenstrom über die gesamte Ofen- bzw. Zonenbreite gefordert ist. Der Wirkungsgrad von Querstromventilatoren ist vergleichsweise niedrig, in der Literatur wird der maximale Wirkungsgrad leicht unterschiedlich angegeben, zum Beispiel mit 50 % [5], 58 % [2] oder 60 % [7].

Querstromventilatoren weisen ähnlich wie Trommelläufer hohe Durchmesser-Verhältnisse und geringe Außendurchmesser auf und werden bei geringeren Drehzahlen betrieben als vergleichbare Radialräder mit rückwärts gekrümmten Schaufeln [5, 6]. Diese Eigenschaften sorgen bei Trommelläufern für geringe Trägheitsbelastungen (Fliehkräfte), welche linear von der Masse und dem Rotationsradius und quadratisch von der Drehzahl abhängen [2]:

$$F \propto m \cdot r \cdot \omega^2$$

mit

F	Kraft
m	Masse
r	Radius
ω	Winkelgeschwindigkeit

Querstromventilatoren haben jedoch auch ein großes Längen-Durchmesser-Verhältnis und damit in axialer Richtung sehr lange Schaufeln. Das maximale Biegemoment eines zweiseitig eingespannten Balkens ist abhängig von der freien Länge zwischen den Einspannungspunkten [2]:

$$M_{\max} \propto F \cdot L$$

mit

M_{\max}	maximales Biegemoment
L	freie Länge zwischen den Einspannungspunkten

Für das maximale Biegemoment in den Schaufeln durch die Fliehkräfte ist die freie Länge der Abstand der End- oder Stützscheiben, zwischen denen sich das Schaufelsegment biegen kann. In die Beanspruchung des Läufers durch das Antriebsmoment geht die gesamte Länge des Rotors proportional mit ein. Trommelläufern können aufgrund ihrer Bauweise auch bei höheren Temperaturen als die Radialventilatoren mit vorwärts- bzw. rückwärts gekrümmten Schaufeln

eingesetzt werden können [2]. Querstromventilatoren hingegen sind aufgrund ihrer Länge eher stärker beansprucht. Die maximale Einsatztemperatur von Querstromventilatoren unterschiedlich angegeben, zum Beispiel mit 500 °C [2] oder 550 °C [7], Herstellerangaben gehen von bis zu 800 °C aus [8, 9]. Dem steht die Tatsache gegenüber, dass dieser Ventilatorartyp für Wärmebehandlungsanlagen der Al-Industrie, die alle in dem Temperaturbereich bis 500 (550) °C liegen, keine Anwendung findet. Die in [9] genannten Beispiele haben eine maximale Mediumtemperatur von 250 °C und 300 °C. In der Literatur finden sich verschiedene Beispiele für den Einsatz von Querstromventilatoren. Dazu gehören die Bereiche industrieller Kühlung, Trocknungsprozesse, Haushalts- und Bürogeräte [5], Lüftungs- und Klimatechnik [5, 6] sowie Thermoprozessanwendungen [9].

Ziele der Arbeit

Das Ziel der Forschungsarbeiten ist die Entwicklung von Querstromventilatoren für den Einsatz in konvektionsdominierten Industrieöfen.

Für die praktischen Anwendungen ergeben sich folgende Anforderungen:

- Einsatz im Temperaturbereich bis ca. 500 °C (dieser Temperaturbereich deckt u. a. alle Wärmebehandlungsprozesse für Aluminium ab).
- Der Ventilator soll eine hohe Strömungsgleichmäßigkeit über den Austrittsquerschnitt/Ofenquerschnitt besitzen.
- Dadurch kann auf weitere Vergleichmäßigungseinrichtungen (zusätzliche Druckverluste) verzichtet werden, was zu einer geringeren Ventilatorleistung und damit zu einem geringeren Energiebedarf führt.
- Der Ventilator soll einen Volumenstrom liefern, der denen der bisherigen Lösungen ebenbürtig ist.

Numerische FEM-Simulationen

Mittels der Finite-Element-Methode (FEM) wurden verschiedene konstruktive Maßnahmen auf ihre Auswirkungen auf den Belastungszustand des Querstromventilators in einer statischen Strukturanalyse untersucht. Die elastische Verformung und die von Miseses Vergleichsspannung σ_v durch die Beanspruchung durch die Fliehkräfte sind in Abbildung 1 für die verschiedenen Verstärkungselementtypen dargestellt. Bei durchgehenden Trennscheiben (Abbildung 1 a)) hat eine durchgehende Mittenwelle (Abbildung 1 c)) nur einen geringen Einfluss auf die auftretende Maximalspannung. Die Verformungen sowie das Spannungsniveau sind vergleichbar. Die Konfiguration mit einem Verstärkungsring (Abbildung 1 d)) zeigt eine vergleichbare Maximalspannung, jedoch insgesamt ein wesentlich höheres Spannungsniveau auf dem Verstärkungsring. Zudem sind die maximalen radialen Verschiebungen der Schaufeln etwas größer. Speichen, die zu einer Mittenwelle führen (Abbildung 1 d)), senken die Belastung des Rings merklich, die Spannungen sind aber immer noch deutlich größer als bei einer durchgehenden Scheibe. Da sich der Querschnitt bei den hier betrachteten Speichen zur Mittenwelle hin verringert, treten dort ebenfalls große Spannungen auf. Zudem entstehen an den Übergängen Ring / Speichen Spannungsspitzen.

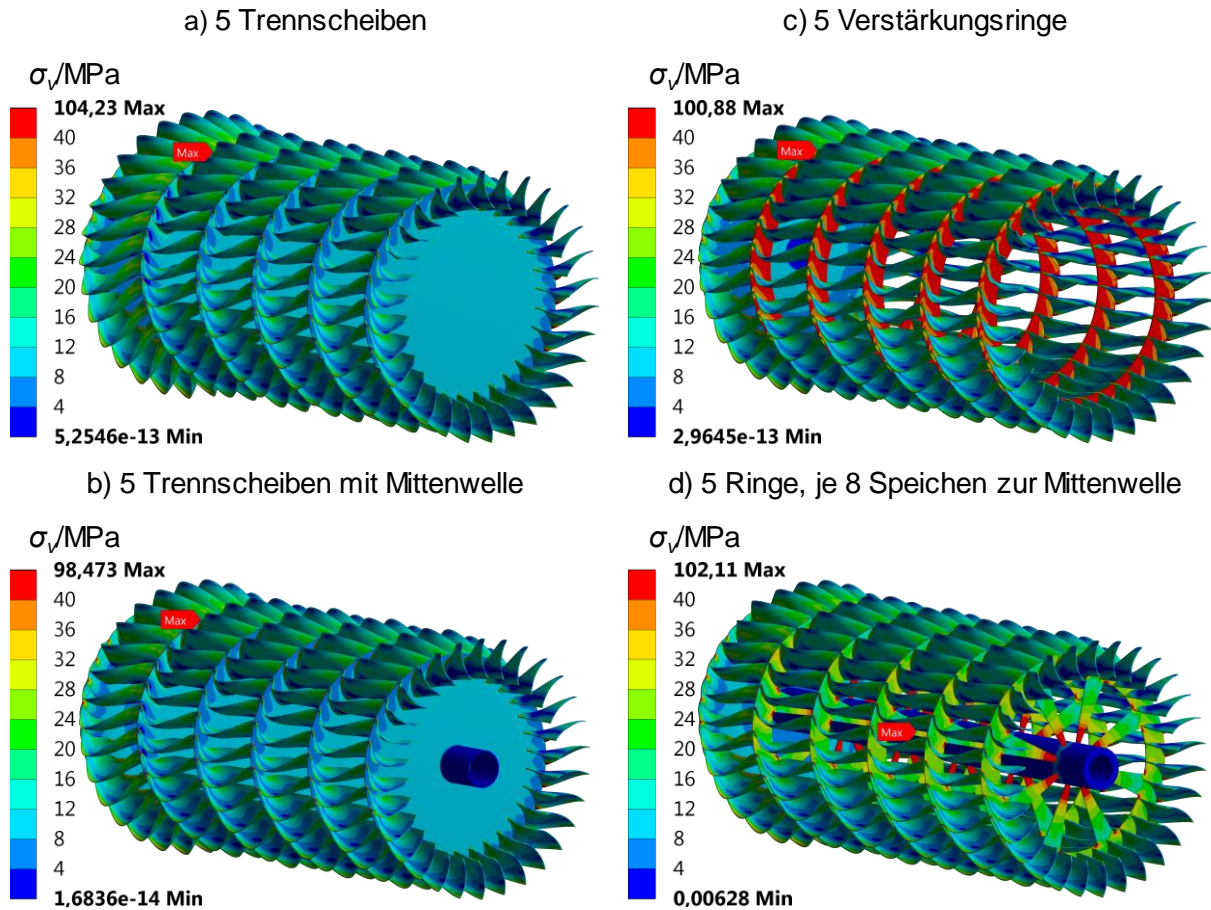


Abbildung 1: Belastung durch Fliehkräfte für die verschiedenen Verstärkungselemente

Auffällig bei allen untersuchten Konfigurationen ist, dass sich die Schaufeln im Bereich zwischen der Endscheibe und dem ersten Verstärkungselement wesentlich stärker durchbiegen, als zwischen den weiteren Verstärkungselementen. Abbildung 2 a) zeigt die FEM-Simulation der durchgehenden Stützscheibe ohne Mittenwelle in seitlicher Ansicht. Die Endscheibe ist nur einseitig belastet und wölbt sich, wodurch die stärkere Durchbiegung des ersten Schaufelsegments entsteht. Die erste Stützscheibe wird durch die unterschiedliche Durchbiegung des ersten und des zweiten Schaufelsegments ebenfalls asymmetrisch belastet, was zu einer erhöhten Spannung an der Schaufel am Ende des ersten Segments führt. Verringert man den Abstand der ersten Stützscheibe, Abbildung 2 b), so reduziert sich die Durchbiegung des ersten Schaufelsegments und die Schaufeln sind an der ersten Stützscheibe wieder symmetrisch belastet. Das verringert die Spannung, sodass die maximalen Spannungen nun an den Schaufeln im Bereich der zweiten Trennscheibe auftreten. Für den gezeigten Fall konnten die Maximalspannungen um 16 % reduziert werden bei einem Verhältnis $L_1 / L_2 = 0,87$, bei Stützscheiben mit durchgehender Mittenwelle um 13 % und bei der Konfiguration mit Verstärkungsring um 8 %. Verbinden Speichen den Verstärkungsring mit der Mittenwelle, entstehen die maximalen Spannungen nicht an den Schaufeln im Bereich der Stützscheiben sondern an den Speichen. Daher reduziert eine angepasste Verteilung der Stützringe zwar die übermäßige Durchbiegung des ersten Schaufelsegments, hat aber keinen Einfluss auf die Maximalspannungen. Das optimale Abstandsverhältnis ist von der Geometrie des Laufrades abhängig, in den untersuchten Fällen variierte es zwischen 0,8 und 0,9.

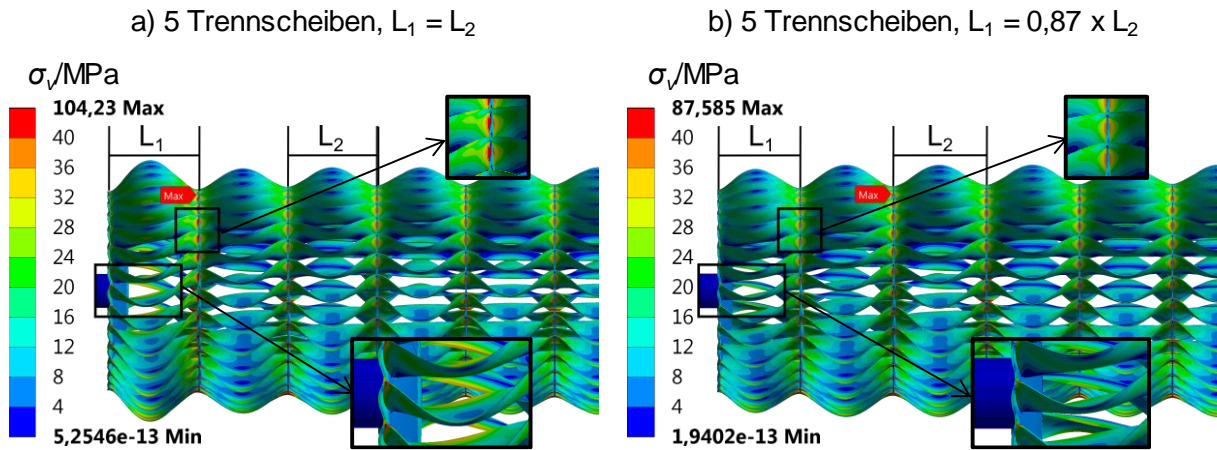


Abbildung 2: Konstruktiver Einfluss – Verteilung der Stützstellen

Heißversuchsstand am IOB

An dem Heißversuchsstand am Institut für Industrieofenbau und Wärmetechnik können Querstromventilatoren bis zu einer Temperatur von 500 °C untersucht werden. Aus energetischen Gründen wird die Luft in einem geschlossenen Kreis gefördert, siehe Abbildung 3. Der Querstromventilator befindet sich in der unteren rechten Ecke und ist an den Strömungskanal angeflanscht, sodass das Ventilatormodul einfach ausgetauscht werden kann. Die Anlagenkennlinie kann über die Drosselvorrichtung im linken Vertikalsegment des Kanals eingestellt werden. Durch die Positionsrückmeldung des Aktuators der Drosselklappenstellung kann der Betriebspunkt reproduzierbar eingestellt werden. Das 40 kW Heizregister wurde bewusst am Ventila-

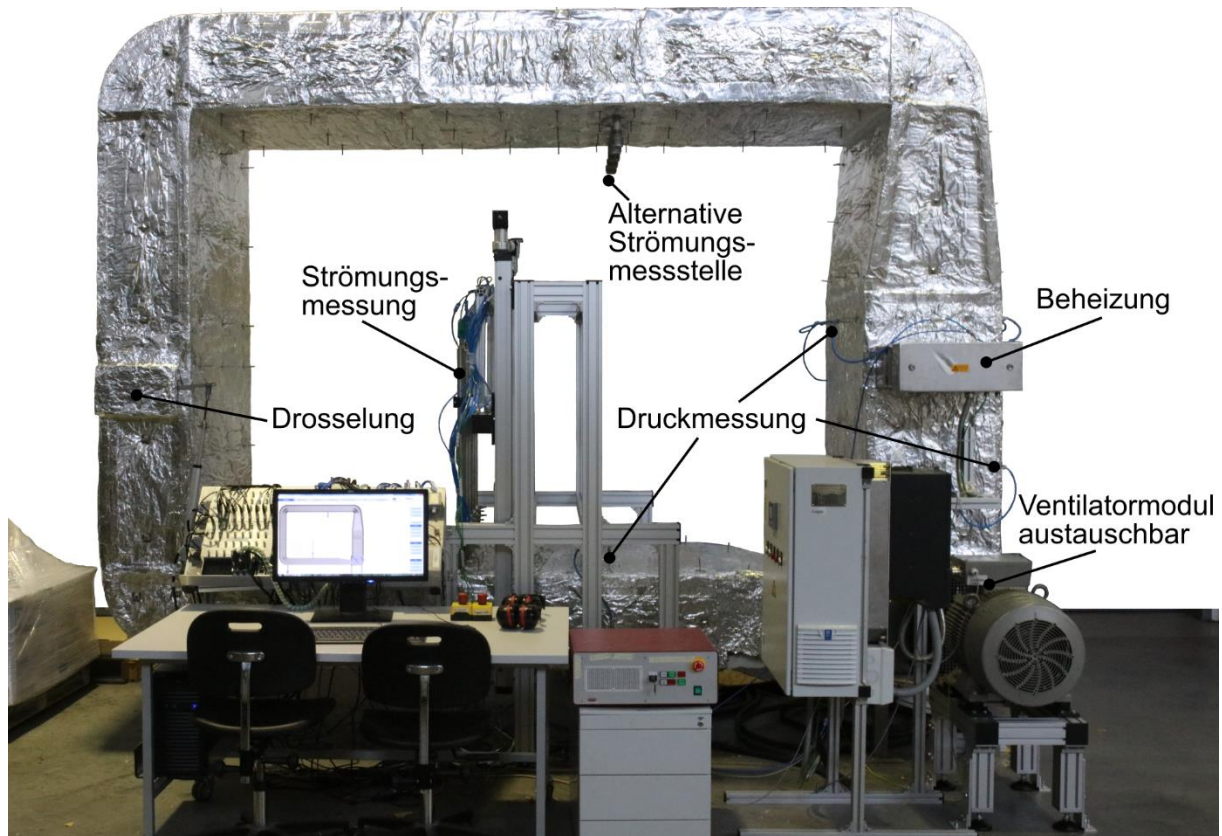


Abbildung 3: Heißversuchsstand zur experimentellen Untersuchung von Querstromventilatoren

toreinlass platziert, da die thermische Belastung des Querstromventilators untersucht werden soll. In einer Thermoprozessanlage empfiehlt sich der Einbau eines Lufterhitzers hinter dem Ventilator um die thermische Belastung nicht unnötig zu erhöhen.

Der Versuchsstand soll die Einbausituation eines Querstromventilators in einer Thermoprozessanlage praxisnah abbilden und keinen Normprüfstand darstellen. Deshalb wird auf die Strömungsausgleichsstrecke und einen Hilfsventilator nach DIN EN ISO 5810 [10] verzichtet. Zudem liefern Querstromventilatoren zwar über eine vergleichsweise große Länge einen homogenen Volumenstrom, jedoch benötigen sie seitlich etwas Platz für Peripherie (z.B. Lagerung, Kupplung oder Riemenscheibe für den Antrieb). In einer Thermoprozessanlage schließt sich eine Ofenzone üblicherweise direkt an die vorangegangene an. Daher wird ein Ventilator mit einer Ausblasbreite von 800 mm an einen Diffusor angeflanscht, welcher die Strömung in der Breite auf 1000 mm und zudem in der Höhe von 191 mm auf 300 mm aufweitet.

Es sind zwei Messstellen zur Strömungsmessung vorhanden, zum einen im unteren horizontalen Kanalsegment, am Auslass des Ventilators hinter dem Diffusor. Hier kann das Abströmprofil des Ventilators örtlich aufgelöst gemessen werden. Für den Fall, dass sich der Volumenstrom aufgrund von instationären Effekten nicht genau genug bestimmen lässt, ist eine weitere Messstelle im oberen horizontalen Abschnitt vorgesehen. Hier wurde die Strömung durch zwei 90°-Krümmer und die Drosselung gleichgerichtet. Der Volumenstrom wird mit einer Netzmessung von druckbasierten S-Pitot-Rohren bestimmt. Über die Kanalbreite sind 5 Sonden mit einem Thermoelement zur Temperaturmessung angeordnet, die in 10 mm-Schritten über die Kanalhöhe verfahren werden. Der statische Druck wird an drei Positionen im Versuchskanal gemessen, sodass die statische Druckerhöhung des Querstromventilators und der Druckabfall über dem Heizregister bestimmt werden können.

Experimentelle Ergebnisse

Die Ventilator Kennlinien wurden bei verschiedenen Drehzahlen (750 min^{-1} , 1000 min^{-1} und 1500 min^{-1}) und Temperaturen (70 °C , 100 °C , 300 °C und 500 °C) an der Strömungsmessstelle hinter dem Ventilatorauslass aufgenommen und auf eine Dichte $\rho = 1,2 \text{ kg/m}^3$ umgerechnet. Die Totaldruckerhöhung ist in Abbildung 4 für die verschiedenen Betriebspunkte über den Volumenstrom aufgetragen. Die Abweichungen der Messreihen bei gleicher Drehzahl sind gering. Beispielhaft sind zwei Anlagenkennlinien, d.h. gleiche Drosselklappenstellung bei verschiedenen Drehzahlen, in schwarz eingetragen. Nach einigen Versuchsreihen wurde der Versuchsaufbau leicht verändert, um die Vibrationen am Querstromventilator auf ein Minimum zu reduzieren. Die Messungen mit dem alten und neuen Versuchsaufbau stimmen im Rahmen der Messgenauigkeit überein. Die Messungen bestätigen, dass der Querstromventilator bei Auslegungsdruckverlust den geforderten Volumenstrom fördern kann.

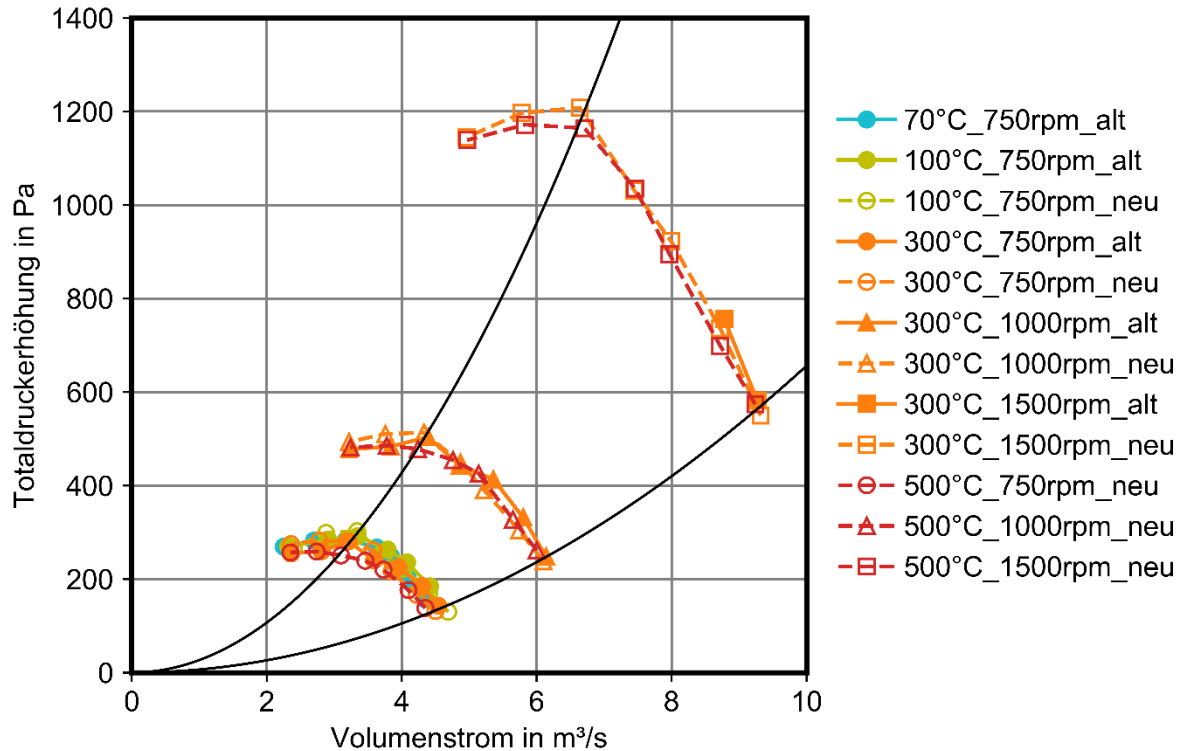


Abbildung 4: Ventilator Kennlinien bei verschiedenen Temperaturen und Drehzahlen, Druckerhöhung korrigiert auf Dichte $\rho = 1,2 \text{ kg/m}^3$

Für die ersten drei Betriebspunkte der Kennlinie bei einer Drehzahl von 750 min^{-1} und einer Mediumtemperatur von $100 \text{ }^\circ\text{C}$ sind die gemessenen Geschwindigkeiten der Netzmessung über den Kanalquerschnitt in Abbildung 5 aufgetragen. Auf der linken Seite von Abbildung 5 sind die Geschwindigkeitsprofile am Auslass des Ventilators dargestellt, auf rechten Seite im oberen Kanalsegment hinter dem zweiten Krümmer. Im ungedrosselten Zustand (Abbildung 5 a)) sind die Strömungsgeschwindigkeiten am Ventilatorauslass mittig an der oberen Kanalwand erhöht. Mit steigender Drosselung (Abbildung 5 b) und c)) vergleichmäßigen sich die Geschwindigkeiten. An der zweiten Messstelle wurde eine homogene Geschwindigkeit im ungedrosselten Zustand gemessen (Abbildung 5 d)). Mit zunehmender Drosselung ist eine leichte Abnahme der Geschwindigkeiten um unteren Kanalrand zu beobachten (Abbildung 5 e) und f)). An der Messstelle am Auslass des Ventilators zeigen sich zudem leichte instationäre Effekte. Die gemessene Geschwindigkeit an einer Messstelle schwankte merklich über die Zeit. Im oberen Kanalsegment konnte dies nicht beobachtet werden. Der Volumenstrom, der aus der Netzmessung hinter dem zweiten Krümmer gemessen wurde, ist jeweils ca. 10 % geringer, als am Ventilatorauslass ermittelt. Da die Strömungsmessvorrichtung für die beiden Messstellen umgebaut werden musste, wurden die Messungen an verschiedenen Tagen durchgeführt. Die gemessene statische Druckerhöhung für die jeweiligen Drosselzustände an beiden Strömungsmessstellen ist im Rahmen der Messgenauigkeit identisch. Daher kann davon ausgegangen werden, dass der gleiche Betriebspunkt eingestellt wurde. Da im oberen Kanalsegment ein örtlich und zeitlich konstantes Geschwindigkeitsfeld gemessen wurde, ist der hier ermittelte Volumenstrom mit einer deutlich geringeren Messunsicherheit versehen. Am Ventilatorauslass hingegen lässt die Geschwindigkeit von der Kanalmitte zu den Rändern stark nach, sodass 5 Sonden über die

Kanalbreite möglicherweise nicht ausreichend sind, um den Volumenstrom genau zu bestimmen. Die Strömungsmessung kann ebenfalls durch die Turbulenzen am Ventilatorauslass beeinflusst werden.

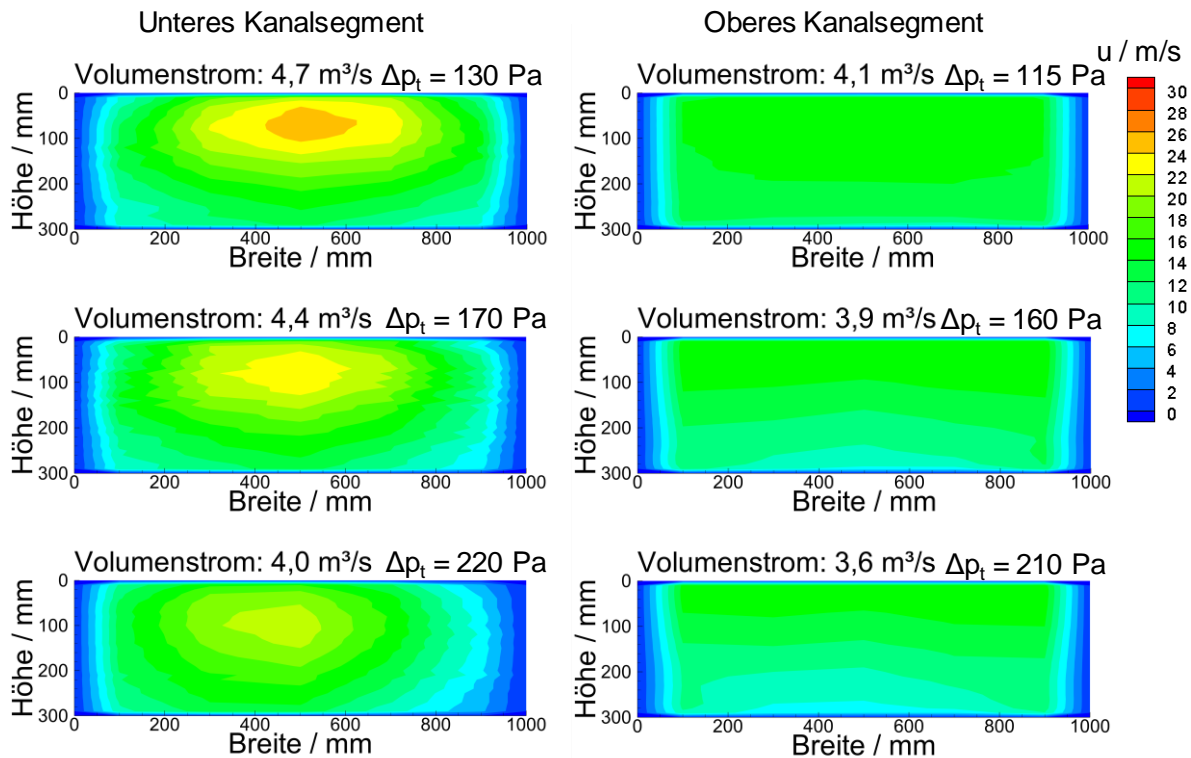


Abbildung 5: Geschwindigkeiten der Netzmessung über den Kanalquerschnitt; 5 Messrohre über die Breite, 10 mm-Schritte über die Höhe

Schwingungsverhalten des Versuchsaufbaus

Nach den ersten Versuchsreihen wurden dreiaxige MEMS-Beschleunigungssensoren (engl. microelectromechanical systems) [11] an der Unterseite der Lagerböcke, sowie am Motor angebracht. Die Sensoren haben eine Grenzfrequenz von 500 Hz. Mittels einer Fast-Fourier-Transformation werden die dynamischen Anteile der Beschleunigung in ein Spektrum von 0 Hz bis 500 Hz zerlegt. Nachdem die Vibrationen bei verschiedenen Betriebsbedingungen gemessen wurden, wurde das Gestell aus Aluminiumprofilen vom Motor durch ein steiferes Gestell aus Stahl ersetzt. Der Querstromventilator war vor dem Umbau auf der Antriebsseite über Stahlrohre in den Boden verdübelt. Zur Kompensation der Wärmeausdehnung war die rechte Seite auf Rollen gelagert. Das Gehäuse wurde nun auf ein solides Stahlgestell aus Vierkantrohren gestellt, welches auf beiden Seiten mit dem Boden verdübelt ist. Die Wärmeausdehnung des Querstromgehäuses erfolgt durch Langlöcher in dem Gehäuse.

Die Spektren der Beschleunigungen am alten Versuchsaufbau an der Antriebs- und Losseite des Querstromventilators bei einer Drehzahl von $1500 \text{ min}^{-1} = 25 \text{ Hz}$ bei Raumtemperatur sind in Abbildung 6 a) und b) aufgetragen. Deutlich erkennbar ist ein Peak bei der Drehfrequenz von 25 Hz sowohl auf der Antriebsseite, als auch auf der Losseite. Weitere Spitzen sind bei 50 Hz und 75 Hz vorhanden. Peaks, deren Frequenz ein Vielfaches der Drehfrequenz ist, deuten

auf eine Fehlausrichtung zwischen Motor und Ventilator hin [12]. Der größte Peak ist bei beiden Lagern bei einer Frequenz von ca. 170 Hz. Die Energie einer Schwingung ist antiproportional zum Quadrat der Frequenz, d.h. bei gleicher Amplitude hat eine Schwingung mit niedriger Frequenz eine deutlich größere Energie als höherfrequente Schwingungen. Daher sind mechanische Schwingungen bei höheren Frequenzen wesentlich unkritischer [13].

Die Schwingungen im gleichen Zustand (Ventilator Drehzahl = $1500 \text{ min}^{-1} = 25 \text{ Hz}$ bei Raumtemperatur) für den modifizierten Versuchsaufbau sind in Abbildung 6 c) und d) dargestellt. Die Beschleunigungen der Schwingungen sich um eine Größenordnung verringert, sodass bei gleicher Skala die Peaks kaum zu erkennen sind. Abbildung 7 zeigt dieselben Spektren mit einer angepassten Skala bis zu einer Frequenz von 200 Hz. Die Drehfrequenz ist nicht mehr eindeutig als Peak zu erkennen. Der niedrigste Peak auf der Antriebsseite beträgt ca. 50 Hz, auf der Losseite etwa 30 Hz. Letzteres könnte die erste Eigenfrequenz des Läufers sein.

Um mechanische Schwingungen an Maschinen zu charakterisieren wird üblicherweise der Effektivwert der Schwinggeschwindigkeit v_{rms} verwendet. Aus dem Spektrum der Schwingbeschleunigungen (a_1, a_2, \dots, a_n) in m/s^2 und den zugehörigen Frequenzen (f_1, f_2, \dots, f_n) in Hz lässt sich nach DIN ISO 10816-1 der Effektivwert der Schwinggeschwindigkeit in mm/s berechnen [13]:

$$v_{rms} = \frac{10^3}{2\pi} \sqrt{\left(\frac{a_1}{f_1}\right)^2 + \left(\frac{a_2}{f_2}\right)^2 + \dots + \left(\frac{a_n}{f_n}\right)^2} \quad (1)$$

Die nach Gleichung (1) berechneten Effektivwerte der Schwinggeschwindigkeit an den Lagerböcken für das alte Gestell lagen im Bereich von 2,5 mm/s bis 4,3 mm/s . In DIN ISO 10816-3 [14] wird im Allgemeinen ein begrenzter Betrieb bis zu 4,5 mm/s erlaubt. Nach dem Umbau konnten die Werte auf 0,5 mm/s bis 0,9 mm/s reduziert werden. Der Grenzwert für den Dauerbetrieb wird in DIN ISO 10816-3 [14] mit 2,8 mm/s angegeben.

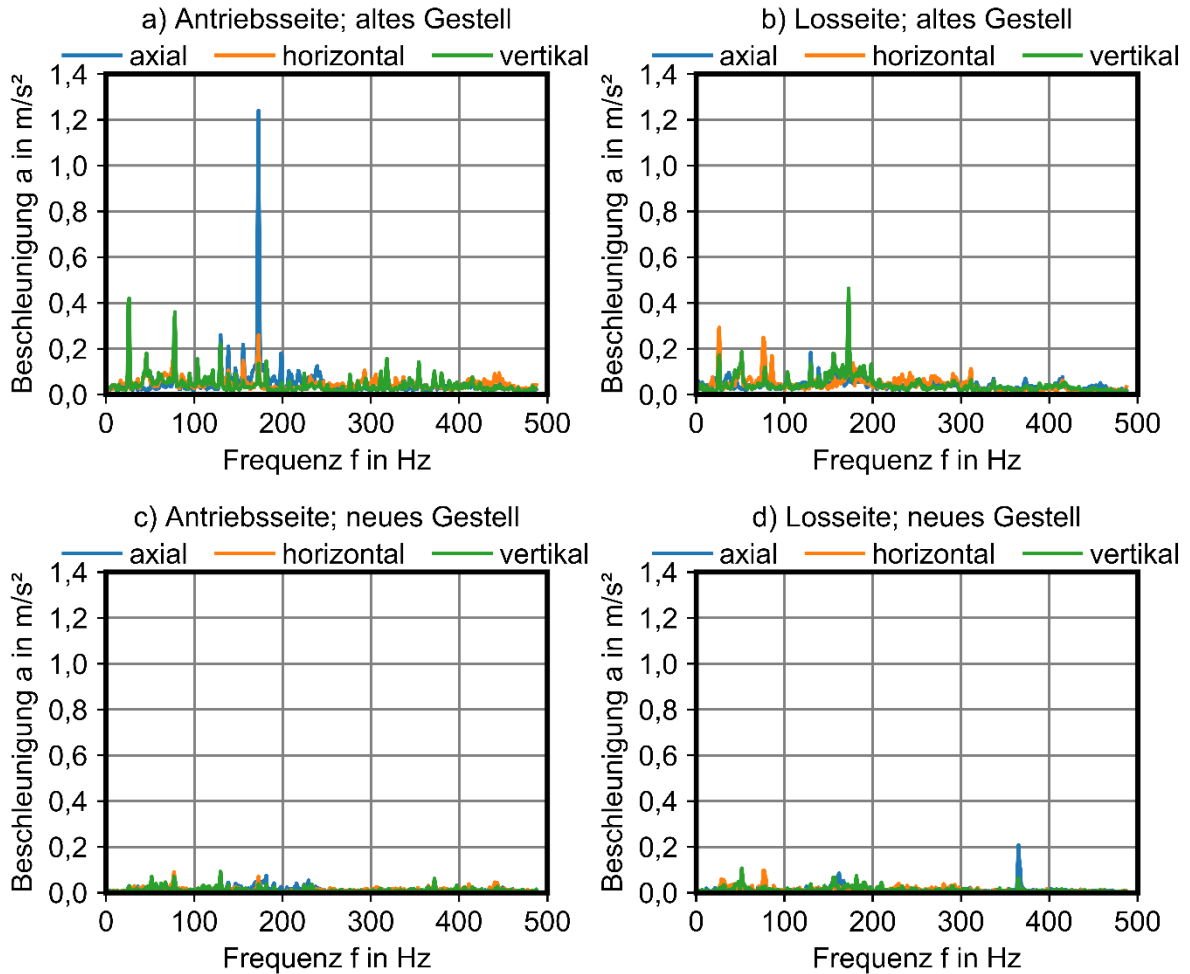


Abbildung 6: Fourier-Transformation der Beschleunigung bei einer Drehzahl von 1.500 min^{-1} an den Lagerböcken; a), b) altes Gestell; c), d) neues Gestell

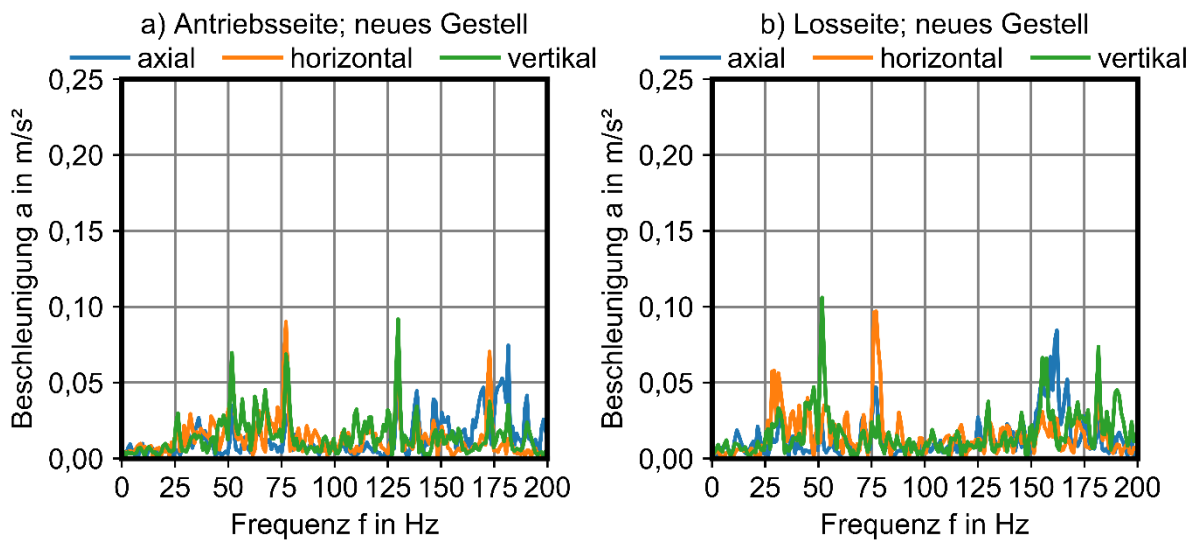


Abbildung 7: Fourier-Transformation der Beschleunigung bei einer Drehzahl von 1.500 min^{-1} an den Lagerböcken mit neuem Gestell; a) an der Antriebsseite; b) an der Losseite

Fazit

Die statische Strukturanalyse mittels FEM-Simulation hat gezeigt, dass die verschiedenen Verstärkungselementtypen, Stützscheibe mit und ohne durchgehende Welle, Verstärkungsring sowie Verstärkungsring mit durchgehender Welle und Speichen eine ähnliche maximale Vergleichsspannung aufweisen. Bei durchgehenden Stützscheiben hat eine durchgehende Mittewelle in der statischen Analyse nur einen sehr geringen Einfluss auf die Spannungsverteilung. Eine deutliche Reduzierung der Maximalspannungen kann durch eine angepasste Verteilung der Stützscheiben erfolgen. Hierdurch werden die elastischen Verformungen der Schaufeln gleichmäßig und die maximale Durchbiegung reduziert.

Der vom Querstromventilator geförderte Volumenstrom kann an der Messstelle hinter dem zweiten Krümmer am besten bestimmt werden, da die Strömungsgeschwindigkeiten homogen über den Kanalquerschnitt und zudem zeitlich konstant sind. Die Messstelle am Ventilatorauslass eignet sich zur Charakterisierung der Abströmung vom Querstromventilator. Geschwindigkeitsgradienten über die Kanalbreite und instationäre Strömungseffekte führen zu einer größeren Messunsicherheit bei der Volumenstrombestimmung.

Das Schwingungsverhalten des Versuchsaufbaus lässt sich gut durch die verwendeten Sensoren überwachen. Zuerst war der Querstromventilator erheblichen Schwingungen ausgesetzt. Zum einen war die Ausrichtung der Motor- und Ventilatorwelle nicht optimal, zum anderen war der Aufbau insgesamt nicht steif genug. Die Modifikationen am Gestell haben die Schwingungen reduziert. Mit geringer Amplitude lassen sich immer noch einzelne Frequenzen als Spitze im Spektrum erkennen, auf der Losseite z.B. eine Frequenz bei ca. 30 Hz. Dies könnte die Torsionseigenschwingung des Läufers sein.

Danksagung

Dieser Bericht ist Teil der wissenschaftlichen Ergebnisse eines Forschungsvorhabens, das von der Forschungsgemeinschaft Industrieofenbau e. V. (FOGI), Frankfurt, über das Forschungskuratorium Maschinenbau (FKM), Frankfurt, gestellt und am Institut für Industrieofenbau und Wärmetechnik (IOB), RWTH Aachen, bearbeitet wurde. Dieses Forschungsvorhaben (AiF-Nr. 18418 N) ist aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestages aus Haushaltsmitteln des Bundesministeriums für Wirtschaft und Energie (BMWi) über die Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen „Otto von Guericke“ e. V. (AiF), Köln, gefördert worden.

Ein Arbeitskreis der FOGI unter der Leitung von Herrn Dr. mont. Kugel, Ebner Industrieofenbau GmbH, Leonding, hat das Vorhaben begleitet. Diesem Arbeitskreis gebührt unser Dank für die gute Zusammenarbeit.

Literatur

- [1] **Pfeifer, H.:** Einleitung. In Pfeifer, H.; Nacke, B.; Beneke, F. (Hrsg.), Praxishandbuch Thermoprozesstechnik Band 1: Grundlagen, Prozesse, Verfahren, Vulkan-Verlag, Essen, 2010
- [2] **Bommes, L.; Fricke, J.; Grundmann, R.:** Ventilatoren, Vulkan-Verlag, 2, Essen, 2003
- [3] **Carolus, T.:** Ventilatoren: aerodynamischer Entwurf, Schallvorhersage, Konstruktion, Springer-Verlag, 2013
- [4] **Eck, B.:** Ventilatoren, Springer, 1972
- [5] **Klemm, T.:** Numerische und experimentelle Untersuchungen an Ventilatoren mit hoher Leistungsdichte, Dissertationsschrift, Universität Karlsruhe, Karlsruhe, 2005
- [6] **Dornstetter, S.:** Numerische und experimentelle Untersuchungen Querstromventilatoren, Dissertationsschrift, Universität Karlsruhe, Karlsruhe, 2002
- [7] **Bölling, R.:** Ventilatoren für Hochkonvektionsanlagen. In Pfeifer, H.; Nacke, B.; Beneke, F. (Hrsg.), Praxishandbuch Thermoprozesstechnik, Band II: Anlagen – Komponenten – Sicherheit, Vulkan-Verlag, Essen, 2011
- [8] **LTG AG:** <https://www.ltg.de/app/uploads/2015/11/LTG-Querstromventilatoren.pdf>, abgerufen März 2018
- [9] **Sauter, H.; Engel, F.:** Querstromventilatoren im Industrieofenbau, Prozesswärme Vol. 2018, No. 2, pp. 83-88
- [10] **DIN EN ISO 5801:2011-11,** Industrieventilatoren Leistungsmessung auf genormten Prüfständen (ISO 5801:2007, einschließlich Cor 1:2008), 2011
- [11] **O'Reilly, R.; Khenkin, A.; Harney, K.:** Sonic Nirvana: Using MEMS Accelerometers as Acoustic Pickups in Musical Instruments, Analog Dialogue Vol. 43, No. 02, pp. 1-4
- [12] **PRÜFTECHNIK AG:** Elektromaschinen-Diagnose mit Kennwerten und FFT-Analyse (2010), No. VIB 9.619D
- [13] **DIN ISO 20816-1:2017-03,** Mechanische Schwingungen - Messung und Bewertung der Schwingungen von Maschinen - Teil 1: Allgemeine Anleitungen (ISO 20816-1:2016), 2017
- [14] **DIN ISO 10816-3:2018-01,** Mechanische Schwingungen - Bewertung der Schwingungen von Maschinen durch Messungen an nicht-rotierenden Teilen - Teil 3: Industrielle Maschinen mit einer Nennleistung über 15 kW und Nenndrehzahlen zwischen 120 min⁻¹ und 15000 min⁻¹ bei Messungen am Aufstellungsort (ISO 10816-3:2009 + Amd.1:2017), 2018