Auslegung und Simulation der Schallabstrahlung eines Verdichterlaufrades für Abgasturbolader

Johannes Müller, Marcus Becher, Stefan Becker

Lehrstuhl für Prozessmaschinen und Anlagentechnik, Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg, 91058 Erlangen, Deutschland, Email: ml@ipat.uni-erlangen.de, bc@ipat.uni-erlangen.de, sb@ipat.uni-erlangen.de

Einleitung

Die hohen Drehzahlen eines Abgasturboladers im Bereich von 110000 rpm bis 190000 rpm führen zu starken tonalen Schallabstrahlungen oberhalb von 500 Hz, welche von Menschen als störend und unangenehm empfunden werden [1]. Diese können dabei einerseits auf drehzahlunabhängigen Phänomenen, wie Resonanzen bzw. Körperschall, als auch auf drehzahlabhängigen Merkmalen beruhen. Letztere resultieren u.a. aus der fertigungsbedingten Restunwucht des Laders oder aus Rotor-Stator-Interaktionen, der sogenannten Blattfolgefrequenz. Deshalb ist es Ziel dieser Arbeit die drehzahlabhängigen verdichterseitigen Strömungsgeräusche eines Abgasturboladers mittels numerischer Simulation zu berechnen und somit einen Algorithmus zu entwickeln, der es ermöglicht den gesamten Ablauf von der Auslegung des Verdichterlaufrades mit passendem Spiralgehäuse über stationäre und instationäre Strömungssimulationen bis zur Berechnung der Schallabstrahlung zu durchlaufen. Die so gewonnen Ergebnisse werden abschließen mit experimentellen Werten verglichen.

Auslegung des Verdichterlaufrades

Die Auslegung des Verdichterlaufrades erfolgte mittels eines am Lehrstuhl für Prozessmaschinen und Anlagentechnik entwickelten in-house Codes. Hierfür wurden die Auslegungsparameter nach Tabelle 1 einbezogen. Zusätzlich wurde eine drallfreie Zuströmung angenommen.

Tabelle 1: Auslegungsparameter

Parameter	Wert
Massenstrom in kg/s	0,11
Druckverhältnis	2
Laufradaußendurchmesser in mm	46
Umfangsgeschwindigkeit in m/s	400

Die Festlegung des Strömungskanals basiert dabei auf der Bestimmung der Meridianstromlinien (MSL). Die äußere und innerer MSL, die sogenannten Meridianschnittkonturen, entsprechen Trag- bzw. Deckscheibe des Laufrades und müssen vorgegeben werden. Um einen hohe Laufradwirkungsgrad zu erreichen, ist ein stetiger Querschnittsverlauf ohne Krümmungssprünge notwendig. Kleine Krümmungsradien müssen vermieden werden. Zur Berechnung der MSL wird die Bewegungsgleichung innerhalb des Strömungskanals für eine Masseteilchen bestimmt. Für die Auslegung der Laufradschaufeln wird eine schaufelkongruente Strömung angenommen. Zusätzlich werden die Schaufeln als unendlich dünn angesehen. Über die Geschwindigkeitsdreiecke am Ein- und Austritt erfolgte somit die Festlegung des Schaufelverlauf entlang der MSL. Für die weiteren Strömungssimulationen wurden die Schaufeldicke nachträglich auf $0,01$ mm erhöht.

Auslegung des Sprialgehäuses

Die Auslegung des Spiralgehäuses zur Abführung der Stromung am Laufradaustritt erfolgte auf Grundlage der Drallkonstanz. Das Produkt der Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit c_u und dem Laufradius r bleibt somit an jedem Punkt im Gehäuse konstant (vgl. Gleichung 1).

$$c_u\, r = \text{konst.} = k \tag{1}$$

Desweiteren kann der Volumenstrom $\dot{V}_\varphi$, der durch den Schnitt eines Winkels φ fließt, für jede beliebige Gehäuseform über das Integral des Flächenstreifens $\mathrm{d}f = b\,\mathrm{d}r$ und der Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit c_u berechnet werden (vgl. Gleichung 2). R und r_5 stellen dabei den Außen- bzw. Innenradius des Laufrades dar.

$$\dot{V}_\varphi = \int_{r_5}^{R} \mathrm{d}f\, c_\mathrm{u} = \int_{r_5}^{R} \frac{k}{r}\, b\,\mathrm{d}r \tag{2}$$

Bezogen auf der Gesamtvolumenstrom $\dot{V}$ folgt die Bestimmung der Winkel φ in Abhängigkeit des Radius r.

$$\varphi = \frac{360^\circ\, k}{\dot{V}} \int_{r_5}^{R} \frac{k}{r}\, b\,\mathrm{d}r \tag{3}$$

Nach Abdelmadjid *et al.* [2] können Wirkungsgrad und Druckverhältnis einer Turbomaschine deutlich erhöht werden, wenn anstelle eines allgemein verwendeten Kreisquerschnitts eine Kombination aus Halbkreis- und Rechteckquerschnitt nach Abbildung 1 verwendet wird. Durch Anwenden diese Querschnitts auf Gleichung 3 und Lösen des Integrals kann der Radius r des Spiralgehäuses interativ in Abhängigkeit des Winkels φ bestimmt werden.

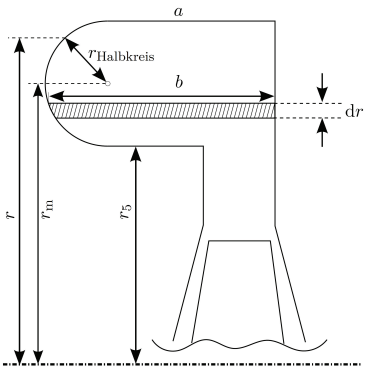

Abbildung 1: Querschnittsform des Spiralgehäuses

Aufteilung des Strömungsgebiets

Das Simulationsgebiet setzte sich aus einem Einlassbereich vor dem Eintritt in den Verdichter, dem Rotationsbereich mit Laufrad, Trag- und Verdichtergehäuse und einem Auslassbereich am Laufradaustritt mit Spiralgehäuse und Auslaufstrecke zusammen (vgl. Abbildung 2).

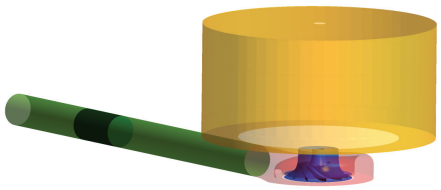

Abbildung 2: Aufteilung des Strömungsgebiets

Der Einlassbereich wurde so gewählt, dass in diesem näherungsweise Freifeldbedingungen angenommen werden können. Zusätzlich kamen bei instationären Strömungssimulationen nichtreflektierende Randbedingungen zum Einsatz, um ein unphysikalisches Aufschwingen an den Randbedingungen der vom Laufrad zurück in den Einlassbereich gerichten der Druckterme abzudämpfen. Im Auslassbereich befindet sich eine Drosselstrecke. Als Randbedingungen wurde sowohl am Einlass als auch am Auslass Umgebungsdruck vorgegeben.

Stationäre Berechnung des Kennfelds

Mittels stationärer Strömungssimulation erfolgte die Berechnung des Kennfelds des Verdichters für verschiedene Drehzahlen durch Variation des Drosselkoeffizienten der Drosselstrecke im Auslassbereich. Als Turbulenzmodell wurde das **S**hear-**S**tress-**T**ransport (SST) verwendet [4]. Die Knotenzahl des Strömungsgebiets betrug $1,6 \cdot 10^7$ Knoten. Abbildung 3 zeigt, dass das Totaldruckverhältnis mit steigender Drehzahl ansteigt. Innerhalb einer Kennlinie steigt das Verhältnis mit abnehmenden Massenstrom bzw. Erhöhung des Drosselkoeffizienten bis zu einem lokalen Maximum an. Zwischen diesem und dem darauffolgendem Drosselzustand kann die Pumpgrenze angenähert werden. Die Grenze bezeichnet den Übergang von stabilen zu instabilen Betriebszuständen, dem sogenannten Pumpen. In diesem instationären Bereich ist der

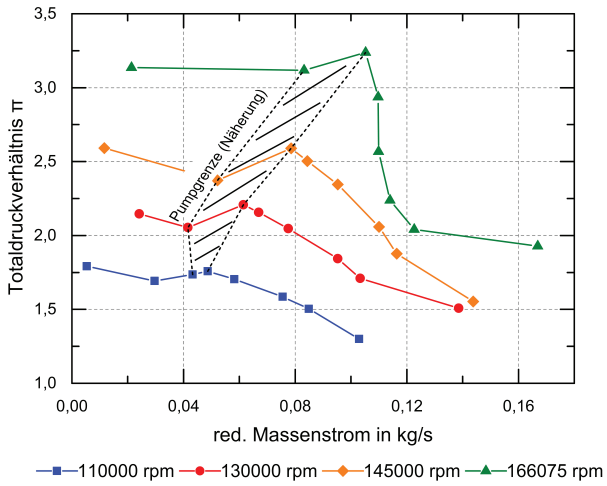

Abbildung 3: Stationäres Kennfeld des Verdichters

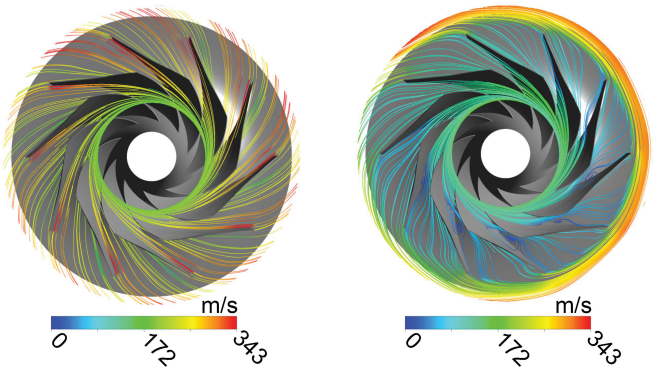

Abbildung 4: Verlauf der Stromlinien im Laufrad im ungedrosselten (links) und gedrosselten (rechts) Betriebszustand

Massenstrom so gering, dass es zu Strömungsablösungen an den Schaufeln kommt (vgl. Abbildung 4). Somit kann im Verdichter kein Druck mehr aufgebaut werden. Folglich kommt es zu einen Druckausgleich zwischen Druck- und Saugseite der Schaufeln, in dem Luft zurück in den Einlassbereich strömt (vgl. Abbildung 5). Anschließend steigt der Druck über den Verdichter wieder an, bis es zur erneuten Ablösung der Strömung kommt. Dieser oszillierende Vorgang wird als Pumpen bezeichnet.

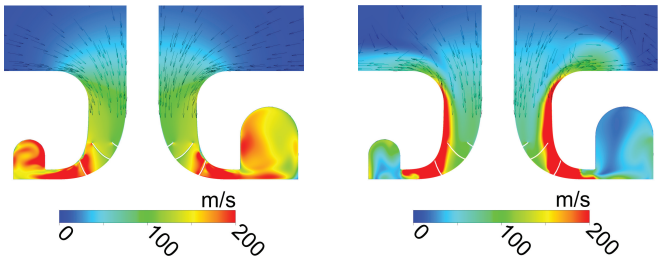

Abbildung 5: Verlauf der Strömungsgeschwindigkeit im Meridianschnitt im ungedrosselten (links) und gedrosselten (rechts) Betriebszustand

Berechnung der Schallabstrahlung

Die Berechnung der Schallabstrahlung erfolgte mittels eines hybriden Verfahrens. Zu Beginn wurden die Strömungsgrößen über eine instationäre Strömungssimlation am Auslegungspunkt unter Verwendung des **S**cale-**A**daptive-**S**imulation-SST (SAS-SST) Turbulenzmodells [4] bestimmt. Die Zeitschrittweite betrug $1,6 \cdot 10^6$ s, die simulierte Realzeit 0,01 s. Anschließend wurden die Strömungsgrößen auf die Integrationsflächen im Einlassbereich interpoliert. Mittels

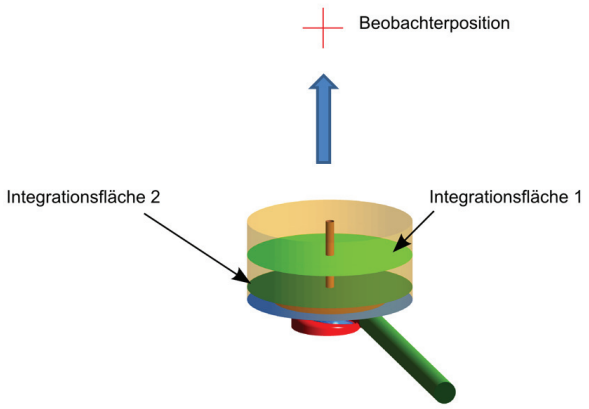

Abbildung 6: Stationäres Kennfeld des Verdichters

der Ffowcs-Williams und Hawkings (FW-H) Methode erfolgte die Bestimmung der akustischen Quellterme auf der Integrationsfläche [5]. Die Schallausbreitung konnte schließlich über die Green'scher Funktion berechnet werden. An einer Mikrofonposition mit einem Abstand von einem Meter zum Verdichter wurden die Drucksignale ausgewertet. Bei der Berechnung der Schallabstrahlung ist die Lage der Integrationsfläche über die die Gleichung berechnet wird, entscheidend. Ist die Integrationsfläche zu weit von den akustischen Quelltermen entfernt, spielt numerische Dämpfung, gerade bei der Verwendung des SST-SAS-Modells eine wichtige Rolle. Wird die Integrationsfläche jedoch turbulent durchströmt (vor allem hohe Gradienten im Turbulenzgrad sind zu vermeiden), oder ist sie zu hohen hydrodynamischen Druckschwankungen ausgesetzt, wird die Akustikberechnung verfälscht. In den meisten Fällen kann man daher die Integrationsfläche nicht beliebig nahe an die Quellterme annähern. Deshalb erfolgte die Berechnung für zwei verschiedene Flächen, sodass vergleichbare Ergebnisse entstehen und die optimale Position bestimmt werden kann. Die beiden Flächen befinden sich orthogonal zur Meridianströmungsrichtung im Abstand von 55 bzw. 90 mm zum Laufrad (vgl. Abbildung 6). Das Frequenzspektrum der Akustiksimulation ist in Abbildung 7 aufgetragen. Die Kurven der beiden Integrationsflächen stimmen gut überein. Lediglich im hochfrequenten Bereich fällt der Schalldruckpegel bei Fläche 2 größer aus. Dies ist besonders bei der Blattfolgefrequenz (Position 5) zu beobachten. Dies ist ein Hinweis, dass sich die Integrationsfläche 2 zu nahe am Verdichter und damit im Einflussbereich der hydrodynamischen Drücke befindet. Die Betrachtung

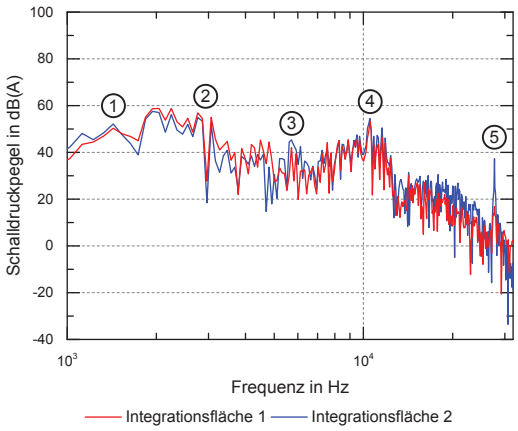

Abbildung 7: Frequenzspektrum der Akustiksimulation

der tonalen Komponenten des Frequenzspektrums zeigt einen Peak bei einer Frequenz von 2760 Hz (Position 2). Da die Akustik für eine reale Betriebszeit von 0,01 s berechnet wurde, beträgt die Ungenauigkeit der Berechnungsergebnisse mindesten ±50 Hz. Folglich liegt dieser Peak im Bereich der Drehzahl von 2770 Hz. Zudem sind weitere Peaks an Position 1, 3 und 4 erkennbar, die der halben bzw. zweiten und vierten Höherharmonischen entsprechen.

Experimentelle Bestimmung der Schallabstrahlung

Zur experimentelle Bestimmung der Schallabstrahlung wurde der Ansaugstutzen des Verdichters eines Turboladers an einen Akustikraum angeschlossen (vgl. Abbildung 8). Der Betrieb des Turboladers erfolgte an einem mit Druckluft betriebenen Kaltgasprüfstand. Über ein 1/2" Freifeldmikrofon im Abstand von einem Meter zum Verdichter (äquivalent zur Simulation) wurde die Schallabstrahlung gemessen.

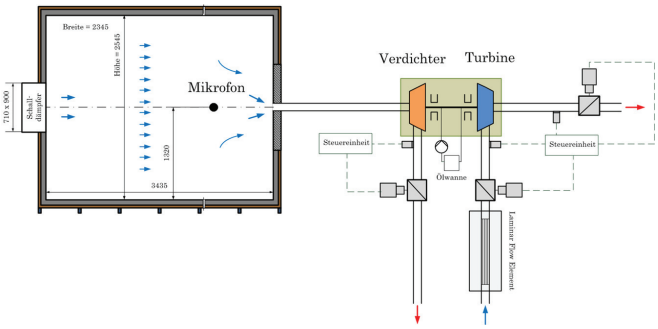

Abbildung 8: Versuchsaufbau zur experimentellen Bestimmung der Schallabstrahlung

Das experimentell bestimmte und die simulierten Frequenzspektren der Schallabstrahlung sind in Abbildung 9 gegenübergestellt. In einem Bereich von 2 bis 3 kHz stimmen Messung und Simulation überein. Auch die Blattfolgefrequenz ist in allen Kurven gut zu erkennen. In den übrigen Frequenzbereichen unterschätzt die Simulation jedoch den gemessenen Schalldruckpegel. Dabei gilt

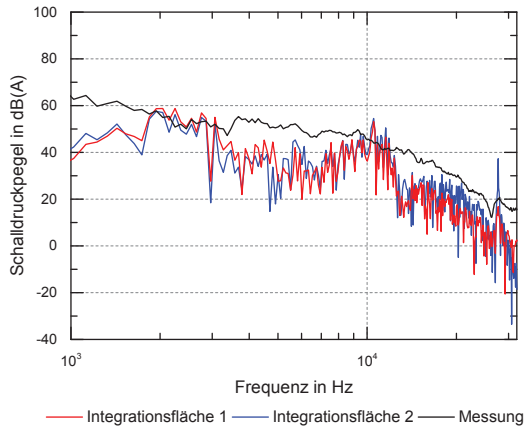

Abbildung 9: Vergleich des Frequenzspektrums zwischen Messung und Simulation

es zu berücksichtigt, dass in die Akustikberechnung lediglich der Luftschall in Form von Strömungsgeräuschen in die Akustikberechnung mit eingehen. Die eingangs erwähnten Schalleinflüsse eines realen Abgasturboladers, wie Körperschall, oder Geräuschentstehung aufgrund fertigungsbedingter Unwucht der Welle werden jedoch bei der Simulation, im Gegensatz zur Messung, nicht berücksichtigt. Dennoch ist es mit dieser Vorgehensweise möglich eine Abschätzung der verdichterseitigen Schallabstrahlung eines Abgasturboladers durchzuführen und dabei den gesamten Arbeitsablauf, von der Auslegung des Laufrades mit passendem Spiralgehäuse über die stationäre und instationäre Simulation des Kennfeldes, zur Berechnung der Schallabstrahlung zu durchlaufen.

Zusammenfassung

Es wurde die numerische Simulation der verdichterseitigen Schallabstrahlung für einen Abgasturbolader gezeigt. Dabei wurde ein Algorithmus entwickelt, der es ermöglicht den gesamten Ablauf, von der Auslegung des Verdichterlaufrades mit passendem Spiralgehäuse über stationäre und instationäre Strömungssimulationen, bis zur Berechnung der Schallabstrahlung zu durchlaufen. Die Auslegung des Verdichterlaufrades basierte auf der Festlegung der Merdianschnittkontur und der Berechnung der Meridianstromlinine innerhalb des Strömungskanals. Unter der Annahme einer schaufelkongruenten Strömung wurde die Schaufelnkontur entsprechend der Geschwindigkeitsdreiecke bestimmt. Die Auslegung des Spiralgehäuses erfolgte auf Grundlage der Drallkonstanz für eine Kombination aus Kreis- und Rechteckquerschnitt. Über stationäre Strömungssimulation könnte das Kennfeld des Verdichters berechnet werden. Die Pumpegrenze wurde durch das Auftreten von Strömungsablösungen innerhalb des Laufrades und einem Rückströmgebiet in den Einlassbereich angenähert. Über instationäre Strömungssimulationen efolgte die Simulation der Schalldruckpegel für zwei Integrationsflächen mittels der FW-H Methode. Das Frequenzspektrum der beiden Integrationsflächen unterscheidet sich nur geringfügig. Lediglich im hochfrequenten Bereich fällt der Schalldruckpegel der zweiten Fläche größer aus. Da sich diese Integrationsfläche näher am Verdichter befindet, lässt sich dies Möglicherweise auf hydrodynamische Druckschwankungen zurückführen. Der Vergleich mit experimentellen Messungen zeigt, dass die Simulation den Schalldruckpegel in den meisten Frequenzbereichen unterschätzt. Lediglich im Bereich von 2 bis 3 kHz und bei der Blattfolgefrequenz liegen die Kurven nahe beieinander. Allerdings wurden bei der Messung alle Geräuschquellen eines Abgasturboladers, wie Körperschall oder Schallabstrahlung aufgrund fertigungsbedingter Restunwucht des Laders berücksichtigt, wohingegen die Simulation nur die verdichterseitigen Strömungsgeräusche mit einbezieht. Somit ist es mit dieser Vorgehensweise möglich eine Abschätzung der Schallabstrahlung eines Verdichterlaufrades für Abgasturbolader durchzuführen.

Literatur

[1] S. Pischinger *et al.*: Acoustics Development for Exhaust Gas Turbochargers. MTZ worldwide 69 (2008), 42-49

[2] C. Abdelmadjid *et al.*: CFD Analysis of the Volute Geometry Effect on the Turbulent Air Flow through the Turbocharger Compressor. Energy Procedia 36 (2013), 746-755

[3] F. R. Menter: Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. AIAA Journal 32 (1994), 1598-1605

[4] F. R. Menter, Y. Egorov: A Scale-Adaptive Simulation Model using Two-Equation Models. AIAA paper 1095 (2005)

[5] J. E. Ffowcs Williams , D. L. Hawkings: Sound Generation by Turbulence and Surfaces in Arbitrary Motion. Philosophical Transactions of the Royal Society of London. Series A, Mathematical and Physical Sciences 264 (1969), 321-342