

# Anwendung der numerischen Akustik zur Beurteilung von Turboladergeräuschen

---

Thilo Michels  
Boris Dilba  
Nicolas Driot  
Marian Markiewicz  
Olgierd Zaleski

## Abstract

The sound emission of vehicles generated by the primary sources like engine or turning wheels has reached such a low level, that secondary noise sources are pushed more and more into the focus of interest of engineers. In some of those sound emitters, like for instance turbo chargers, flow induced noise constitutes the dominant sound source. In this paper a practical method to predict the sound field, based on acoustical analogies will be presented. Within the discussed approach, the acoustic sources will be derived from the flow field. This field will be imported using the CFD General Notation System (cgns). By doing so, an arbitrary program to calculate the flow can be used. Then the Boundary-Element-Method (BEM) will be used to predict the acoustical field. The presented method describes the way to calculate the radiated sound field in an early state of the development process and therefore ensures a chance for a significant cost reduction. A turbocharger of the company BorgWarner will be used as an example to demonstrate how the proposed simulations can be used. Two commercial codes, CFX and Virtual.Lab, will be employed in this case. The proposed procedure turns out to be a promising step towards a more efficient calculation of complex sound radiation problems.

## Kurzfas s u n g

Da die Schallemission der primären Quellen innerhalb des Automobils, wie z.B. die Motorgeräusche oder die Abrollgeräusche der Reifen, kontinuierlich abnimmt, rücken andere Schallerzeuger stärker in den Vordergrund. In einigen dieser Schallerzeuger, zu denen auch Turbolader gehören, stellt der strömungsinduzierte Lärm die primäre Schallquelle dar. In diesem Beitrag wird eine pragmatische Modellierungsmethodik, basierend auf akustischen Analogien, für die Vorhersage des Schallfeldes dargestellt. Dabei werden die aeroakustischen Quellen aus einem Strömungsfeld abgeleitet. Die Strömungsdaten werden über das CFD **G**eneral **N**otation **S**ystem (cgns) importiert, wodurch ein beliebiges Programm für diese Berechnung verwendet werden kann. Die Auswertung des Schallfeldes erfolgt in einer anschließenden Analyse mittels der Boundary-Elemente-Methode (BEM). Ein solcher Ansatz bietet die Möglich-

keit der früheren Kenntnis der simulierten Schallemission. Dies bietet ein großes Potential, um die Entwicklungszeiten und Kosten zu reduzieren. In diesem Beitrag wird die Methode am Beispiel eines Turboladers der Firma BorgWarner unter Verwendung der Programme CFX und Virtual.Lab vorgestellt. Dabei werden verschiedene akustische Effekte analysiert und deren Einfluss auf die Schallabstrahlung ermittelt.

## 1. Lärmquellen von Strömungsmaschinen

Die Schallabstrahlung von Strömungsmaschinen entsteht infolge von strömungsinduzierter und strukturinduzierter Schwingung der Struktur sowie durch Strömungsschall. Die numerischen Methoden bieten mehrere Ansätze, mit denen diese einzelnen Anregungsarten erfasst und das resultierende Schallfeld berechnet werden können. Im folgenden Abschnitt werden zunächst die numerischen Methoden zum Erfassen des strömungsinduzierten Lärms und im Anschluss die theoretischen Grundlagen zur Ermittlung der Abstrahlung ins Fernfeld beschrieben.

### 1.1 Akustischen Grundlagen zum strömungsinduzierten Lärm

Bei der Berechnung des strömungsinduzierten Lärms wird der Schall analysiert, der durch Druckschwankungen im strömenden Fluid entsteht. Dabei kann das Gesamtfeld über die Navier-Stokes-Gleichungen beschrieben werden. Dieses Gleichungssystem kann mittels der Direkten Numerischen Simulation (DNS) unter hohen numerischen Kosten berechnet werden. Dies ist jedoch in den meisten praktischen Anwendungen nicht umsetzbar. Eine effizientere Berechnung des Schallfeldes bieten hybride Verfahren, wie die **Expansion about Incompressible Flow (EIF)** Methode [4]. Bei diesem Verfahren werden das Strömungsfeld und das akustische Feld getrennt, wobei die Strömung als inkompressibel und viskos betrachtet wird. Auf dem Strömungsfeld breitet sich das akustische Feld als kompressible und nicht viskose Strömung aus. Solche hybriden Verfahren sind effizient, da die Strömung und die Akustik auf unterschiedlichen Netzen, die den jeweiligen Längenskalen angepasst sind, berechnet werden können. Die Verfahren werden derzeit von unterschiedlichen Gruppen entwickelt und sind noch nicht in kommerziellen Berechnungsprogrammen enthalten [5,6].

Die Berechnung des Schallfeldes kann zudem mittels akustischer Analogien erfolgen [1,2]. Dieses weit verbreitete Verfahren basiert auf Arbeiten von Lighthill, der für die Ableitung des Schalls aus turbulenten Quellen im Freifeld die folgende Gleichung aufstellte:

$$\tilde{p}(\vec{x}, t) = \frac{1}{4\pi c_0^2} \frac{\partial^2}{\partial x_i \partial x_j} \int_{R^3} \frac{T_{ij}(\vec{y}, t - |\vec{x} - \vec{y}|/c_0)}{|\vec{x} - \vec{y}|} d^3\vec{y} \quad (1)$$

Mit der Wellenzahl  $k$ , der Dichteschwankung  $\tilde{\rho}$ , der Zeit  $t$ , der Schallgeschwindigkeit im ungestörten Medium  $c_0$  und dem Lighthilltensor  $T$ . Dieser wird mittels

$$T_{ij} = (\rho_0 + \tilde{\rho})v_i v_j + (\tilde{p} - c_0^2 \tilde{\rho})\delta_{ij} - \tau_{ij} \quad (2)$$

beschrieben.  $\tilde{p}$  beschreibt in dieser Gleichung die Druckschwankung,  $\rho_0$  die stationäre Dichte,  $v$  die Geschwindigkeit und  $\tau_{ij}$  die viskose Spannung.  $\delta_{ij}$  ist das Kroneckersymbol, das für  $i \neq j$  verschwindet. Diese Gleichungen geben das Strömungsfeld an, wobei der Spannungstensor von Größen des akustischen Feldes abhängig ist. Da diese Größen erst berechnet werden sollen und daher zunächst unbekannt sind, wird eine Vereinfachung getroffen. Unter der Annahme, dass die Strömung isentrop ist und die viskosen Kräfte für große Reynolds-Zahlen sowie die Dichteänderungen vernachlässigt werden können, folgt für den Spannungstensor

$$T_{ij} \approx \rho_0 v_i v_j. \quad (3)$$

Eine Weiterentwicklung dieser Analogie stellen die Curl Gleichung dar [1]. Mit ihr kann der Einfluss von stehenden Berandungen auf das akustische Feld berücksichtigt werden. Zudem können neben den Quellen aus der Turbulenz auch Druckschwankungen an den Berandungen berücksichtigt werden, aus denen sich Dipolquellen ableiten lassen. Die Curl Gleichung lautet:

$$\tilde{p}(\mathbf{x}, t) = \frac{x_i x_j}{4\pi |\mathbf{x}|^2 c_0^2} \frac{d^2}{dt^2} \left[ \int_V \frac{T_{ij}}{|\mathbf{x} - \mathbf{y}|} dV \right]_{t_{ret}} - \frac{x_i}{4\pi |\mathbf{x}| c_0} \frac{d}{dt} \left[ \int_{\partial V} \frac{\tilde{p} n_i}{|\mathbf{x} - \mathbf{y}|} dS \right]_{t_{ret}}. \quad (4)$$

In dieser Gleichung stellt der erste Summand der rechten Seite Quadrupolquellen durch die turbulente Anregung, der zweite Summand Dipolquellen an der Berandung dar. Sollen zusätzlich rotierende Dipolquellen erfasst werden, so kann die Gleichung nach Ffowcs-Williams and Hawkings verwendet werden.

$$\left( \frac{\partial^2}{\partial t^2} - c_0^2 \nabla^2 \right) \tilde{p} = \frac{\partial^2 T_{ij}}{\partial x_i \partial x_j} + \frac{\partial}{\partial t} \left( \rho_0 u_i \frac{\partial f}{\partial x_i} \delta(f) \right) - \frac{\partial}{\partial x_i} \left( P_{ij} \frac{\partial f}{\partial x_j} \delta(f) \right) \quad (5)$$

Die Gleichungen (3) bis (5) sind in das kommerzielle Programm Virtual.Lab implementiert [3]. In dem nachfolgenden Absatz wird die Strömungsberechnung erläutert, aus der die akustischen Quellen abgeleitet werden.

## 1.2 Grundlagen der Strömungsberechnung

Die Akustik im Inneren eines Turboladers und dessen Abstrahlung basiert auf einer transienten Strömung, aus der die Quellen und die Strukturanregung abgeleitet werden. Dabei muss berücksichtigt werden, dass die akustischen Anteile bereits in der kompressiblen Strömungsberechnung enthalten sind und aus dieser abgeleitet werden müssen. Daher ist die Strömung hinreichend fein aufzulösen. Bei der Wahl des Berechnungsverfahrens kann berücksichtigt werden, dass die großskaligen Bewegungen viel energiereicher als die kleinskaligen sind. Im Gegensatz zur DNS kann daher die Grobstruktursimulation (**L**arge **E**ddy **S**imulation, LES-Methode) verwendet werden, in der eine geeignete Filterfunktion auf die physikalischen Größen angewendet wird [7,8]. Dem Filter wird in der Regel ein Längenmaß  $\Delta$  zugeordnet. In dem Verfahren werden nur Wirbelstrukturen aufgelöst, die dieses Längenmaß über-

schreiten. Die Größe des Filters muss hier nicht zwingend mit der Gittergröße  $h$  zusammenhängen, wobei  $\Delta > h$  gilt. Die kleineren Größen werden mit Kleinskalenmodellen erfasst. Die Modellierung ist jedoch im Bereich der Berandung bei höheren Reynolds-Zahlen teuer. Zur Reduzierung des Rechenaufwandes sind hybride Verfahren entwickelt worden, zu denen die **Detached Eddy Simulation (DES)** gehört. Hier wird die Strömung im randnahen Bereich, in dem die Wirbelstrukturen zu vernachlässigen sind, mittels eines effizienten **Reynold Averaged Navier Stokes (RANS)** Verfahrens berechnet. Mit der RANS-Berechnung wird zunächst abgeschätzt, ob die Wirbel durch das Netz aufgelöst werden. Nur wenn dies nicht der Fall ist, wird eine LES-Berechnung durchgeführt.

Zu Beginn einer CFD-Berechnung ist das diskretisierte Gebiet noch nicht in einem eingeschwungenen Zustand. Beispielsweise sind die Geschwindigkeitsgradienten an den Wänden noch nicht eingestellt. Daher bilden sich zunächst numerische Störungen, die nach einiger Zeit abklingen. Erst im Anschluss an diesen Abklingvorgang kann mit der Analyse des Feldes begonnen werden. Um die Vorlaufzeiten möglichst gering zu halten hat sich herausgestellt, dass zunächst einige Umdrehungen mit der RANS-Methode simuliert werden sollten. Ist das System anschließend eingeschwungen, kann mit der LES- bzw. DES-Berechnung begonnen werden. Die zu simulierende Zeit richtet sich nach dem zu untersuchenden Frequenzbereich. Die Abschätzung wird im folgenden Abschnitt beschrieben.

### 1.3 Erforderliche Simulationszeit

Die Auswertung des akustischen Feldes erfolgt im Frequenzbereich. Die Auflösung der auszuwertenden Frequenzen ist von der Zeitschrittweite  $\Delta t = \frac{1}{f_s}$  und von der Länge des simulierten Zeitsignals  $n \cdot \Delta t$  abhängig:

$$\text{Auflösung} = \frac{f_s}{n}$$

Außerdem ist die maximal abzubildende Frequenz über das Shannon-Theorem durch die halbe Abtastrate bestimmt:

$$f_{\max} = \frac{f_s}{2}.$$

Durch die beiden zuletzt genannten Zusammenhänge ergeben sich gerade für die Auswertung der tieffrequenten Geräusche lange Simulationszeiten. Beispielsweise ist für eine Auflösung von 100Hz eine Simulationszeit von 0,01s Sekunden erforderlich, was bei Simulationszeitschritten von ca.  $1e-6$  Sekunden zu einer hohen Anzahl erforderlicher Berechnungszeitschritte führen kann.

## 2. Strömungsberechnung

Um die Rotation des Laufrades im Berechnungsmodell des Turboladers zu erfassen, wurde dieses in einen rotierenden und einen stehenden Anschnitt unterteilt. Die Unterteilung ist in Bild 1 dargestellt.

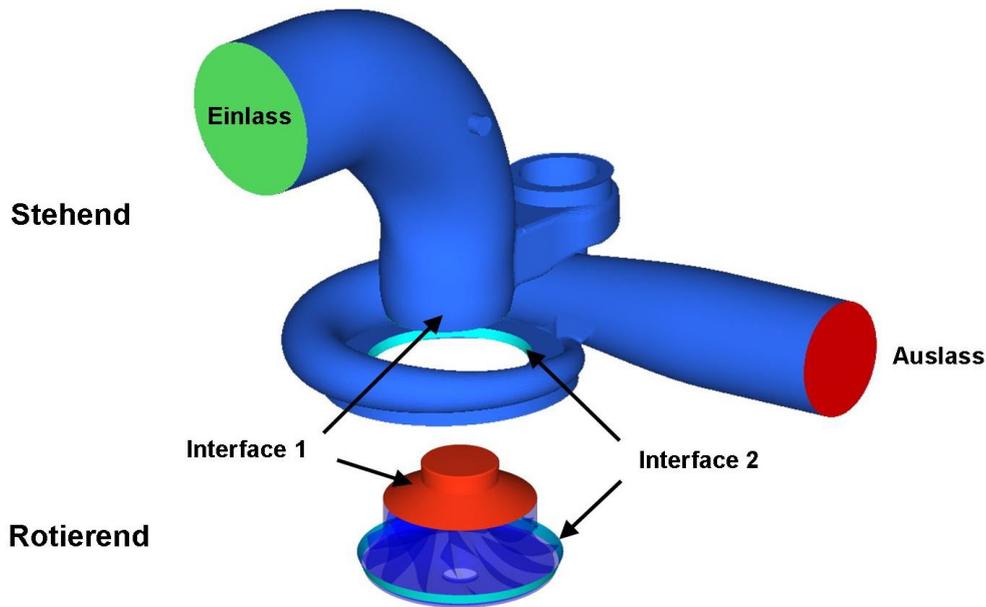


Bild 1: Aufbau des Berechnungsmodells eines Turboladers

Das Berechnungsmodell wird mittels des kommerziellen Tools HyperMesh diskretisiert [8]. Aus der Aufgabenstellung ergibt sich eine maximal auszuwertende Frequenz von 30kHz, wodurch die maximale Zellgröße mittels der Schallgeschwindigkeit abzuschätzen ist. Das erstellte Berechnungsmodell mit insgesamt 6,6 Mio. Zellen setzt sich aus einem rotierenden Bereich mit 3,2 Mio. und einem stehenden Abschnitt mit 3,4 Mio. Zellen zusammen. Im Berechnungsnetz wird die Randschicht mit 10 Zellen aufgelöst. Die Randbedingungen des vorgestellten Modells werden wie folgt gewählt:

- Eingang: Statische Temperatur, Massenstrom, Turbulenzgrad
- Ausgang: Relativdruck, Turbulenzgrad

Zudem werden so genannte „No Slip“-Bedingungen an den Wänden und die Drehzahl des Rotors vorgeschrieben.

Mit dem so aufgestellten System werden zunächst einige Umdrehungen des Laufrades mit einer transienten RANS Berechnung durchgeführt, um einen eingeschwungenen Zustand zu erzielen. Die Druckverläufe im Auslass sind in Bild 2 dargestellt. Hier sind die großen Schwankungen zu Beginn der Berechnung und die anschließende Konvergenz zu einem stabilen Zustand zu erkennen.

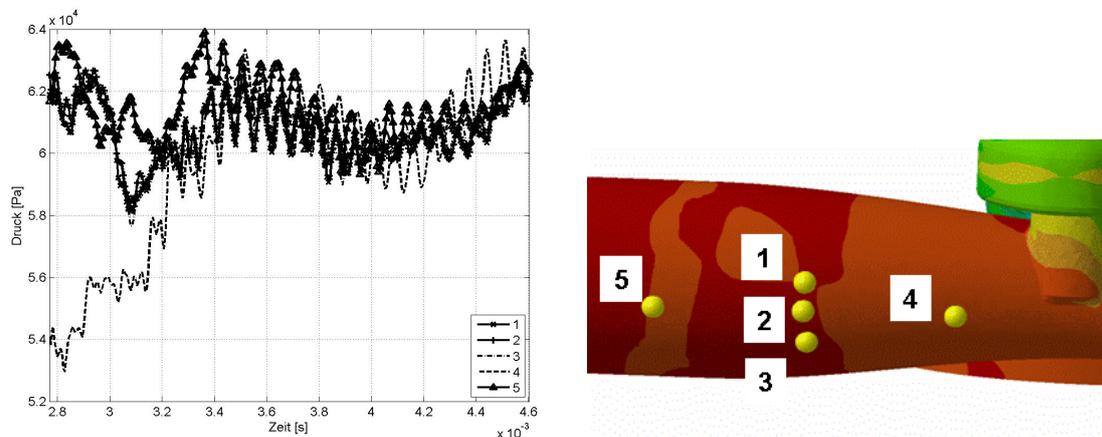


Bild 2: Druckverlauf im Auslass beim Einschwingen des Systems

Im Anschluss an die RANS-Berechnung wird eine DNS-Analyse durchgeführt. Die Zeitschrittweite der Berechnung kann durch eine maximale Courant-Zahl von 0.8 vorgeschrieben werden, die Länge der Berechnung ist durch die gewünschte Frequenzauflösung abzuschätzen.

Der Druckverlauf zum Ende der DNS-Berechnung ist in Bild 3 gezeigt. Wie zu erwarten, ergibt sich ein Druckanstieg zwischen Einlass und Auslass des Systems, der im Bereich des Laufrades aufgebaut wird. Zudem entstehen Druckspitzen an den Schaufeln.

Über so genannte „Blending Functions“ kann geprüft werden, in welchen Bereichen das LES-Modell und in welchen Bereichen das RANS-Modell für die Berechnung der Strömung verwendet wird. Für den beschriebenen Berechnungsfall sind diese Daten in Bild 4 dargestellt. Das LES-Modell wird hier am Eingang verwendet, da die vorgegebene Turbulenz der Eingangsströmung durch diese erfasst wird. Außerdem wird das LES-Modell in einem Bereich vor dem Laufrad, der im Einfluss des Ventils steht, in dem Bereich der Hinterkanten der Schaufeln und der Schnecke verwendet. Dies entspricht den Erwartungen, da die Turbulenz der Strömung in diesen Bereichen relativ groß ist.

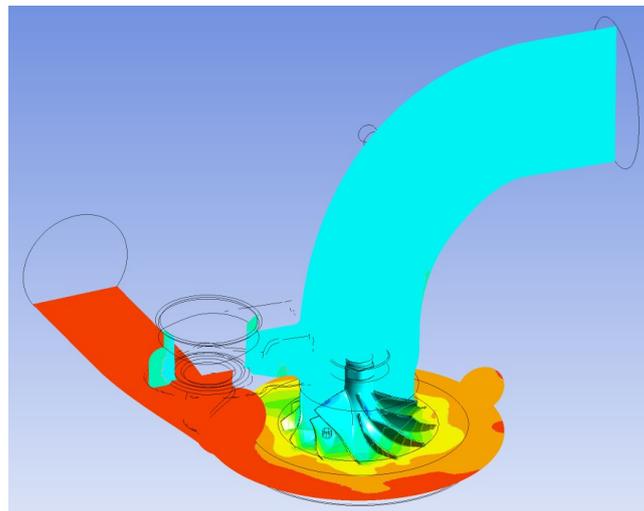


Bild 3: Druckfeld

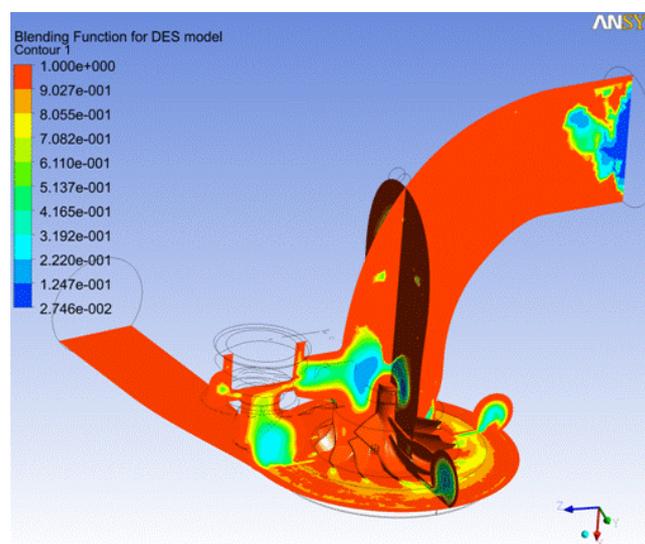


Bild 4: Bereiche der LES Berechnung

In Hinsicht auf die abzuleitenden akustischen Quellen sind jedoch die Druckschwankungen als Ursache des Drehklanges und die turbulenten Anregungen als Ursache für breitbandiges Geräusch von besonderem Interesse. Erstere sind über einen zeitlichen Druckverlauf, der in Bild 5 für ausgewählte Punkte dargestellt ist, zu detektieren. Alle diese dargestellten Kurven zeigen eine dominante Frequenz, die mit der ersten Blattharmonischen übereinstimmt.

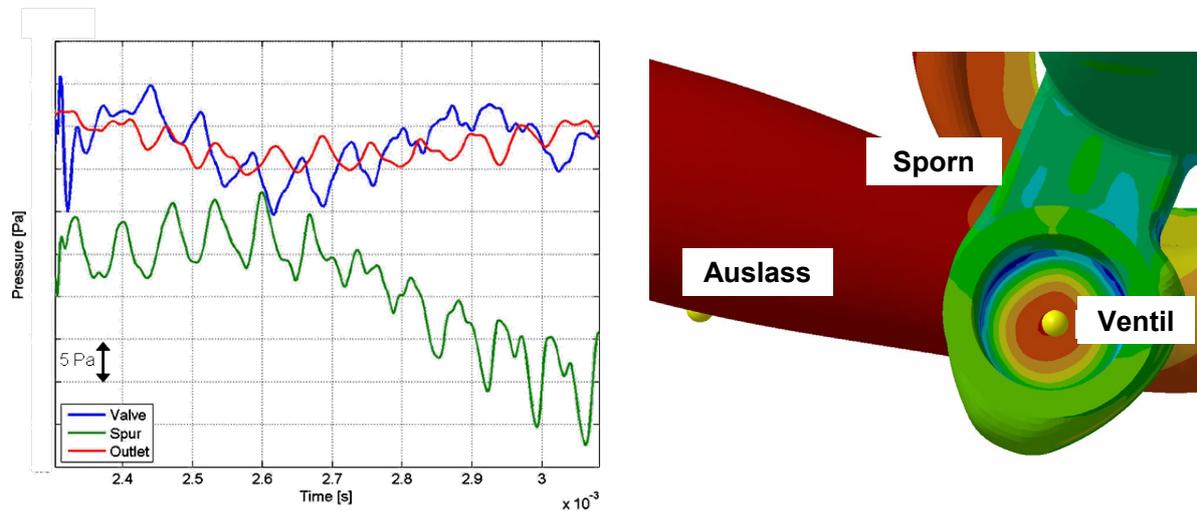


Bild 5: Zeitverlauf der Drücke an gewählten Punkten

### 3. Akustikberechnung

Abgeleitet aus den Ergebnissen der Strömungsberechnung lässt sich das akustische Feld des Turboladers berechnen. Dabei kann sowohl das akustische Feld im Inneren des Turboladers als auch dessen Schallabstrahlung nach außen berechnet werden. Für die Berechnungen des Schallfeldes wurde das Programm Virtual.Lab verwendet [3]. In diesem sind die bereits erläuterten Formulierungen für die Berechnung der strömungsinduzierten Geräusche in der BEM implementiert. In den nachfolgenden Abschnitten werden die einzelnen Berechnungsergebnisse einer solchen Berechnung dargestellt.

Die Druckschwankungen der Strömung an einer Berandung stellen Quellen in der Akustikberechnung dar, die den Charakter eines Dipols besitzen. Diese Quellen treten an allen Rändern des Turboladers auf, an denen pulsierende Druckschwankungen auftreten. Allerdings wird in der Formulierung unterschieden, ob die Quellen wie bei dem Rotor bewegt, oder wie bei dem Gehäuse ortsfest sind. Hier sollen zunächst die ortsfesten Quellen und anschließend die bewegten Quellen untersucht werden. Letztere sind ursächlich für den so genannten Drehklang zuständig.

Neben den Quellen an der Berandung wird die akustische Welle auch durch die Turbulenzen einer Strömung angeregt. Diese Quellen werden nachfolgend untersucht.

Für den Anwender ist neben den Informationen über das akustische Feld im Inneren des Turboladers entscheidend, wie groß der nach Außen abgestrahlte Schall ist. Dieses Feld kann über eine gekoppelte Berechnung, in der das Gehäuse über den Strömungsdruck angeregt wird, berechnet werden. Durch die Tatsache, dass die

Strömung kompressibel gerechnet wurde, ist in diesem Ansatz auch der Schalldurchgang berücksichtigt. Die unterschiedlichen Schallquellen können somit jedoch nicht voneinander getrennt werden, weswegen die Erkenntnisse aus der vorangestellten Akustikberechnung bei der Analyse berücksichtigt werden sollten.

Das Randelementenetz für die Akustikberechnung ist in Bild 6 dargestellt. Dieses Netz ist auf den zu untersuchenden Frequenzbereich angepasst. Als Faustregel gilt, dass die maximale Frequenz mit mindestens 6 Elementen aufgelöst werden sollte. Das dargestellte Berechnungsnetz enthält ca. 18.000 Elemente und Knoten. Auf dieses Netz werden die akustischen Quellen als Randbedingung für die Akustikberechnung vorgeschrieben. Die Auswertung des akustischen Feldes erfolgt auf Auswerteflächen. Diese werden, je nach zu untersuchender Fragestellung, im Inneren oder im Äußeren des Turboladers platziert. Auch die Vernetzung der Auswerteflächen muss an die zu untersuchende Frequenz angepasst werden. In Bild 7 sind die verwendeten Auswerteflächen für die Untersuchung des inneren Schallfeldes gezeigt.

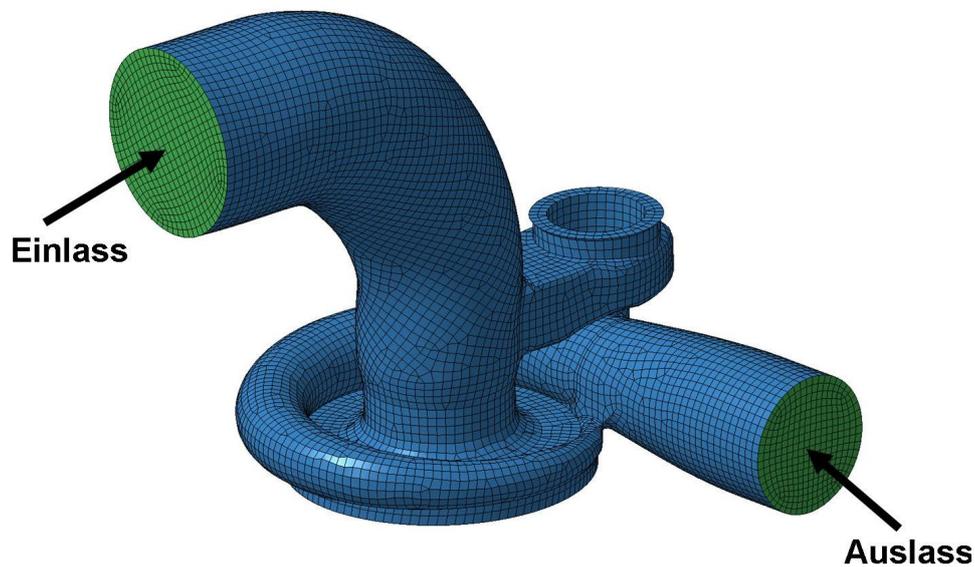


Bild 6: BEM-Akustiknetz

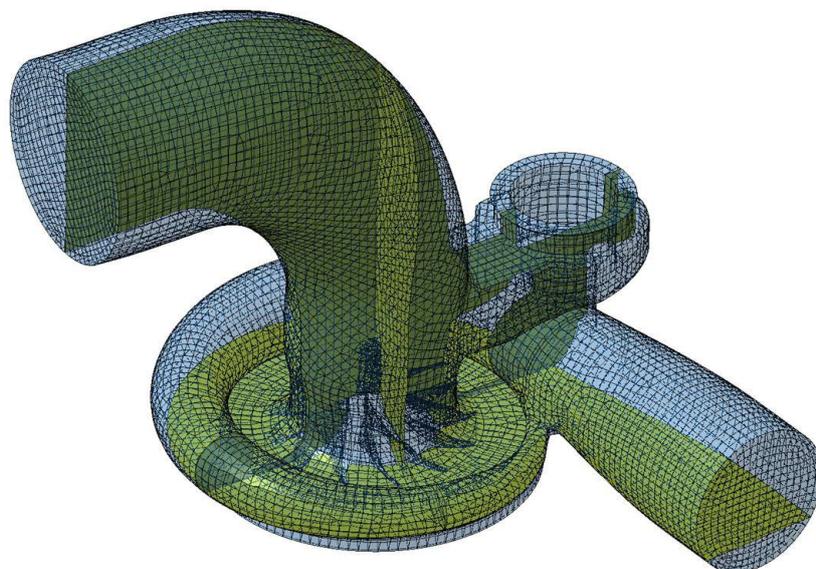


Bild 7: Feldpunktenetz für die Innenraumakustik

### 3.1 Schall durch verteilte Dipole

Die verteilten Dipole treten im Bereich der Berandung des stehenden Gehäuses auf (siehe Bild 1). Um diese Quellen abzuleiten, wurden die Strömungsdaten über die cgns-Schnittstelle (**CFD General Notation System**) importiert und auf ein akustisches Netz, Bild 6, übertragen. Die Zeitbereichsberechnung wurde mittels einer FFT in den Frequenzbereich überführt, anschließend werden die Quellen als Randbedingung auf der Oberfläche des Gehäuses vorgeschrieben. In dem nachfolgenden Bild 8 ist das akustische Feld in der Frequenz der zweifachen Drehzahl dargestellt.

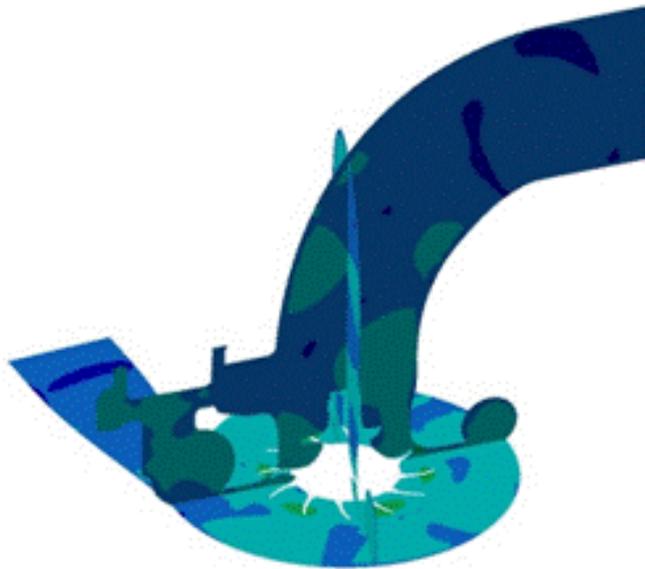


Bild 8: Akustisches Feld in der Frequenz der zweifachen Drehzahl

### 3.2 Schall durch rotierende Dipole - Drehklang

Die rotierenden Dipole entstehen auf den Schaufeln des Laufrades und durch dessen Rotation. In Virtual.Lab werden diese Quellen aus den Zeitreihen einer Strömungsberechnung abgeleitet, wobei lediglich die Druckschwankungen auf der Oberfläche der Laufschaufeln von Interesse sind. Die Quellen werden über eine Integration über die Oberfläche abgeleitet und mittels einer FFT in den Frequenzbereich übertragen. Dabei bietet Virtual.Lab die Möglichkeit, die Schaufel in Segmente mit mehreren rotierenden Dipolen zu unterteilen, um die Genauigkeit der Berechnung zu erhöhen. Eine solche Unterteilung ist in Bild 9 für ein Laufrad dargestellt, das mit zwei verschiedenen Schaufelarten bestückt ist.

Bei rotierenden Dipolen erfolgen die Berechnung und die Auswertung in der Rotationsfrequenz des Laufrades und dessen Vielfachen. Ein Beispiel des Druckfeldes dieser Berechnung ist in Bild 10 gezeigt.

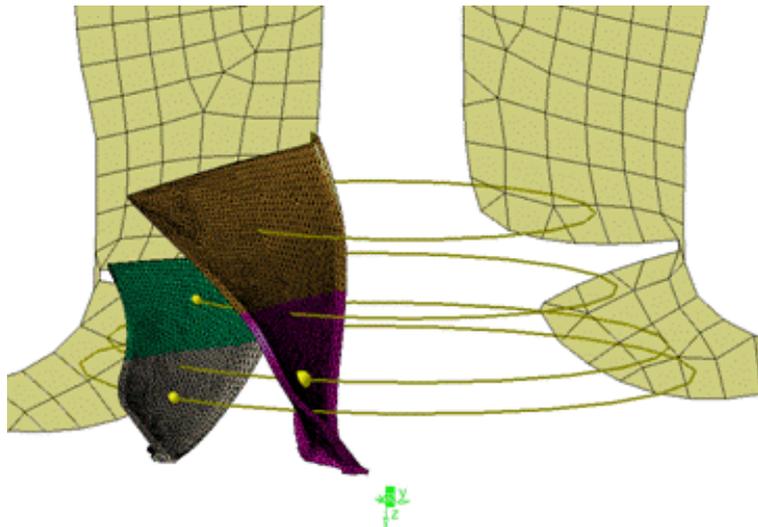


Bild 9: Unterteilung von Beschaukelungen für die Ermittlung der rotierenden Dipole in Virtual.Lab

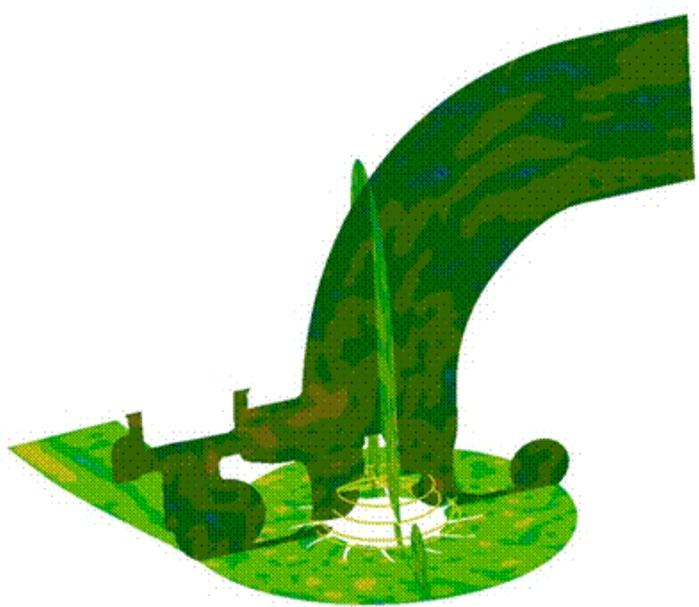


Bild 10: Druckverteilung durch rotierende Dipole bei der ersten Schaufelharmonischen

### 3.3 Schall durch turbulente Quellen – breitbandiges Geräusch

Eine weitere Schallquelle stellen turbulente Quellen dar. Diese haben Charakteristiken von Quadrupolquellen, die einen energetisch deutlich niedrigeren Anteil als die Dipolquellen enthalten. Jedoch kann aus den turbulenten Quellen unter bestimmten Bedingungen eine breitbandige Anregung entstehen, die sehr negativ auffallen kann. Die Quadrupolquellen werden aus dem Geschwindigkeitsfeld abgeleitet und über den Lighthill'schen Spannungstensor in das Gleichungssystem eingebracht. Die turbulenten Quellen treten nur in Teilbereichen des Strömungsfeldes auf. Diese Bereiche können durch die turbulente kinetische Energie, die für den Anwendungsfall in Bild 11 dargestellt ist, identifiziert werden.

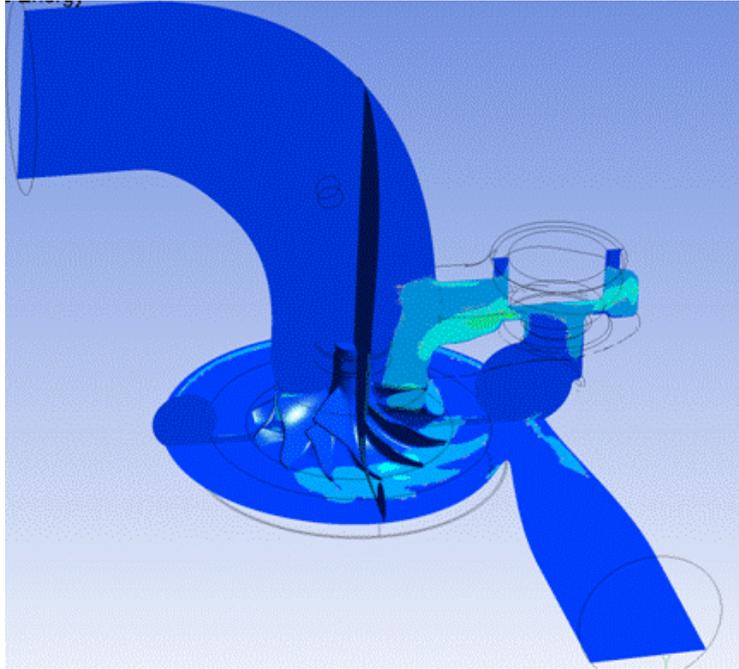


Bild 11: Turbulente kinetische Energie

Nachdem die turbulenten Quellen aus der Strömung abgeleitet wurden, kann das akustische Feld in den Frequenzen berechnet werden, in denen die Anregungen vorliegen. Das Beispiel eines Druckfeldes ist Bild 12 dargestellt.

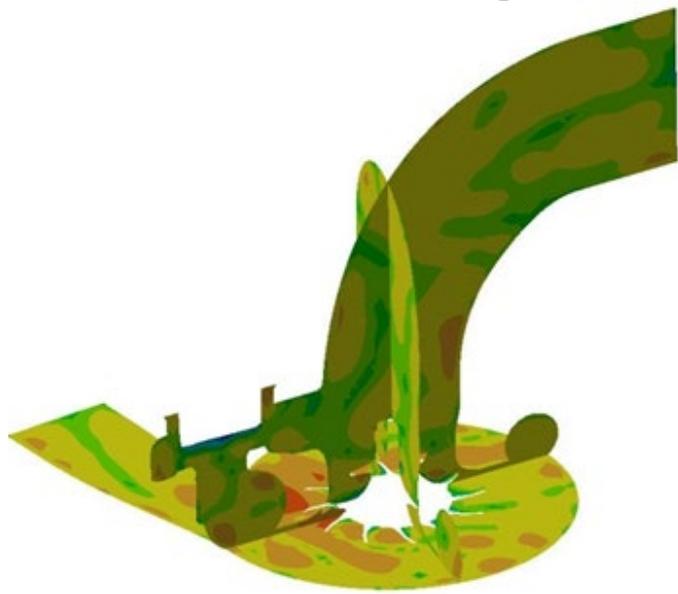


Bild 12: Akustisches Feld aus der Trubulenzanregung

### 3.4 Vergleich der akustischen Felder

Die einzelnen akustischen Anregungsmechanismen erzeugen Schallfelder, deren Analyse zur Entwicklung von schallreduzierenden Maßnahmen herangezogen werden können. Es ist vor allem Relevant, welcher der einzelnen Mechanismen von Bedeutung ist und welche vernachlässigt werden können. Für diese Bewertung sind in Bild 13 die verschiedenen Schalldruckpegel der einzelnen Anregungsfälle dargestellt. In diesem Diagramm ist zu erkennen, dass die Quadrupole aus den Turbulen-

zen und die rotierenden Dipole das dominanteste Schallfeld erzeugen. Das Schallfeld der Quadrupole ist zudem deutlich breitbandiger als das Feld, dass durch die stehenden Dipole erzeugt wird. Allerdings sind die dominierenden Frequenzen von ca. 14kHz und 28kHz in allen drei Anregungsarten vertreten. Diese Frequenzen entsprechen der 6- und der 12-fachen Drehzahl.

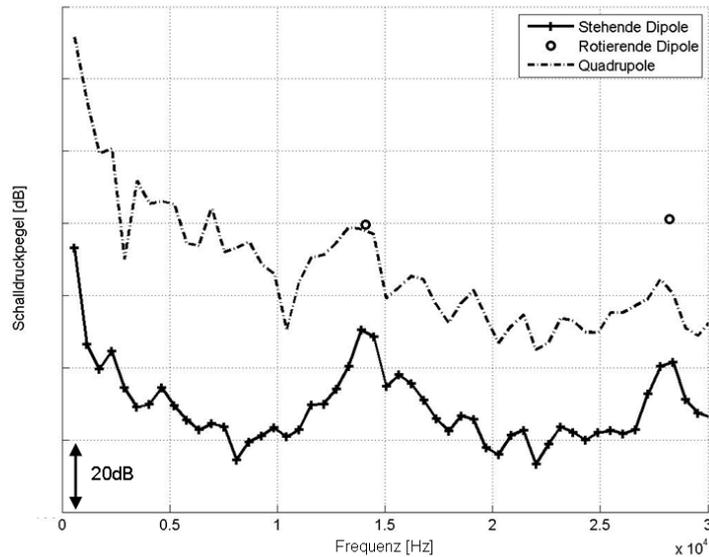


Bild 13: Vergleich des gemittelten Schalldrucks im Inneren des Turboladers

### 3.5 Berechnung der Schallabstrahlung

In diesem Fall wurde die Schallabstrahlung des schwingenden Turboladegerhäuses, das durch strömungsbedingten Druckschwankungen auf der Gehäuseoberfläche angeregt wurde, untersucht. Durch die Tatsache, dass die Strömung kompressibel gerechnet wurde ist in diesem Ansatz auch der Schalldurchgang berücksichtigt. In dieser Berechnung wurde zunächst eine modale Kopplung der Struktur und der Anregung durchgeführt, um die Geschwindigkeitsverteilung auf der Außenhaut des Turboladers zu ermitteln. Basierend auf diesen Daten wurde anschließend das akustische Feld ermittelt.

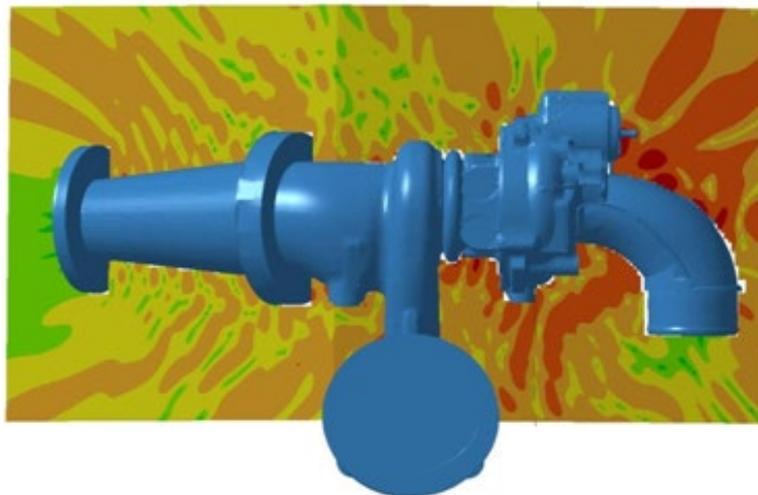


Bild 14: Schallabstrahlung des Turboladers

Für die Analyse der Schallabstrahlung werden zwei Anregungsfälle untersucht. Im ersten Fall wird die Struktur über verteilte Strömungsdrücke auf der Oberfläche angeregt, im zweiten Fall über akustische Drücke, die aus den turbulenten Quellen errechnet werden. Die Schallfelder werden, um eine allgemeine Aussage über das abgestrahlte Schallfeld zu erhalten, an verschiedenen Feldpunkten ausgewertet. Die Kurven der beiden Anregungsfälle sind über die Feldpunkte gemittelt in Bild 15 dargestellt.

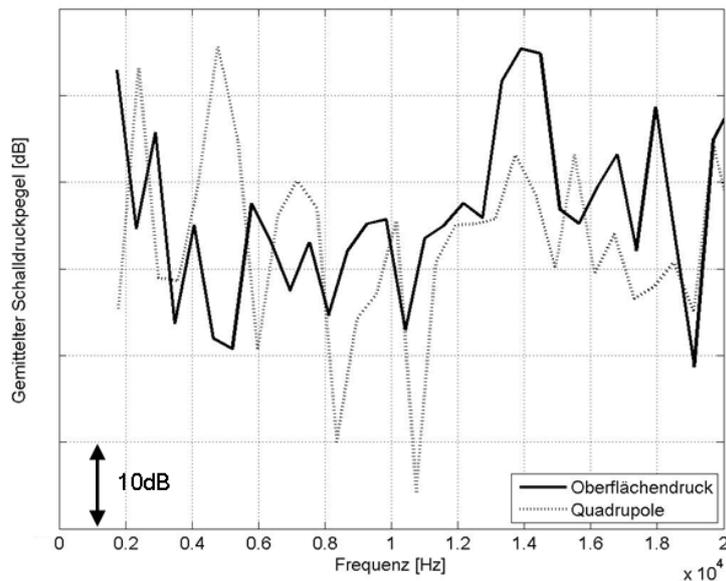


Bild 15: Schallabstrahlung des Turboladers

Der Vergleich dieser beiden Felder zeigt einen erhöhten Einfluss der turbulenten Quellen auf die Schallabstrahlung in dem Frequenzbereich bis zu 8kHz. Zudem ist der erhöhte Schalldruck bei 14kHz auf den Drehklang zurück zu führen, der die Druckschwankungen der Strömung dominiert. In dem übrigen Frequenzbereich ist haben die abgestrahlte Geräusche einen breitbandig gleichen Pegel

#### 4. Zusammenfassung

In dieser Arbeit ist ein Verfahren vorgestellt worden, mit dem das akustische Feld eines Turboladers analysiert und berechnet werden kann. Dabei können sowohl die breitbandigen als auch tonalen Geräusche dargestellt werde. Zudem wurden Charakteristiken aufgezeigt, die für die Reduktion des abgestrahlten Schallfeldes in Betracht gezogen werden können.

## Literatur

- [1] N. Curle, The influence of solid boundaries upon aerodynamic sound, Proc. R. Society London, A 231, 505-514, 1955
- [2] M. J. Lighthill: On sound generated aerodynamically, I. General Theory (1952), Proceedings of the Royal Society of London, Series A, Volume 211, Page 564-587
- [3] LMS Virtual.Lab Online Help, Rev 10-SL3, 01.2012...
- [4] W.J. Zhu, N. Heilskov, W.Z. Shen and J.N. Sorensen, Modeling of Aerodynamically Generated Noise From Wind Turbines. J. Solar Energy Engineering 127 517-528, 2005
- [5] T. Michels, M. Markiewicz , O. von Estorff, Sound Gneration and Propagation in a Centrifugal Pump with the Finite Volume EIF Approach, Proceedings of ASME Turbo Expo 2012
- [6] W. Z. Shen, J. N. Sørensen: Aeroacoustic Modelling of Low-Speed Flows, Fluid Mechanics Energy Engineering, Technical University of Denmark
- [7] J. H. Ferziger, M. Peric: Numerische Strömungsmechanik, Springer-Verlag, Berlin Heidelberg, 2008
- [8] Ansys CFX-User's Guide, Ansys 13,
- [9] HyperWorks Desktop User's Guide, HyperWorks 11, 2011

Dipl.-Ing. Boris Dilba, Novicos GmbH, Hamburg  
Dr.-Ing. Nicolas Driot, BorgWarner Turbo Systems, Kirchheimbolanden  
Dr.-Ing. Marian Markiewicz, Novicos GmbH, Hamburg  
Dipl.-Ing. Thilo Michels, Novicos GmbH, Hamburg  
Dr.-Ing. Olgierd Zaleski, Novicos GmbH, Hamburg

---