

# Numerische Untersuchungen zur Entstehung und Ausbreitung von Schall in einer Kreiselpumpe

Astrid Schulze<sup>1</sup>, Otto von Estorff<sup>1</sup>, Andreas Jantzen<sup>2</sup>, Rudolf Schilling<sup>2</sup>

<sup>1</sup> TU Hamburg-Harburg, Institut für Modellierung und Berechnung, Denickestraße 17, 21073 Hamburg  
Email: a.schulze@tu-harburg.de, estorff@tu-harburg.de

<sup>2</sup> TU München, Lehrstuhl für Fluidmechanik, Boltzmannstraße 15, 85747 Garching  
Email: jantzen@lhm.mw.tu-muenchen.de, schilling@lhm.mw.tu-muenchen.de

## Einleitung

Die Geräuschenstehung beim Betrieb von Kreiselpumpen ist sehr komplex und bis heute noch nicht hinreichend bekannt. Basierend auf den Strömungsvorgängen im Inneren der Pumpe erfolgt die Ausbreitung und Abstrahlung des Schalls sowohl durch die Pumpe selbst als auch durch das Fördermedium und die sich anschließenden Rohrleitungen.

Im Rahmen eines gemeinsamen AiF-Forschungsvorhabens der TU München und der TU Hamburg-Harburg wurden Möglichkeiten zur Modellierung des strömungsinduzierten Lärms mit Hilfe einer gekoppelten Berechnung aus inkompressibler Strömungslösung und akustischer Analogie untersucht. In diesem Beitrag werden erste Ergebnisse der numerischen Simulation vorgestellt und mit Messergebnissen verglichen.

## Lösungsansatz

Das Gesamtmodell zur Untersuchung der Strömungsakustik setzt sich aus dem auf einem Finite-Volumen-Verfahren basierenden Strömungslöser NS3D und dem Akustikprogramm SYSNOISE zusammen, welches die Schallausbreitung mit Hilfe der Boundary- oder Finite-Elemente-Methode simuliert. Die Strömungssimulation erfolgt mit dem am FLM der TU München entwickelten Code NS3D, der die instationären, Reynolds-gemittelten Navier-Stokes Gleichungen (URANS) löst. Aufbauend auf den Ergebnissen der dreidimensionalen Strömungsberechnung werden die akustischen Quellterme im Pumpeninneren ermittelt und anschließend mit Hilfe der Boundary-Elemente-Methode (BEM) die Schallausbreitung im Fluid modelliert.

Die Berechnung des akustischen Feldes basiert auf der von Lighthill vorgestellten Aeroakustischen Analogie [1] und ihren Erweiterungen nach Curle, für feste Umrundungen, sowie Ffowcs-Williams-Hawkings, für rotierende Oberflächen. Bei diesem Ansatz wird der durch Strömungen induzierte Lärm durch Schallquellen in einem ruhenden Fluid ersetzt und die Ausbreitung des Schalls durch Lösung der inhomogenen Wellengleichung mit verschiedenen Quelltermen gelöst. Die inhomogene Wellengleichung lautet

$$\frac{\partial^2 \rho'}{\partial t^2} - c_0^2 \frac{\partial^2 \rho'}{\partial x_i^2} = \frac{\partial^2 T_{ij}}{\partial x_i \partial x_j} + \frac{\partial f_s}{\partial x_i} + \frac{\partial m_s}{\partial t} \quad (1)$$

wobei

$\rho'$ : Dichte

$c_0$ : Schallgeschwindigkeit

$T_{ij}$ : Spannungstensor nach Lighthill mit  $T_{ij} \approx \rho_0 u_i u_j$

$u_i$ : Komponente der Fluidgeschwindigkeit in i-Richtung

$f_s$ : aufgeprägte spezifische Kräfte

$\dot{m}_s$ : zeitliche Änderung des Massenstroms

bedeuten [2].

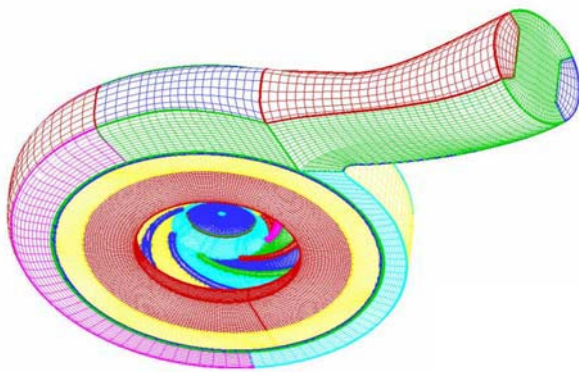
Die Quellterme auf der rechten Seite der Gleichung werden aus der Strömungslösung bestimmt und lassen sich wie folgt interpretieren, siehe Tabelle 1:

**Tabelle 1: Interpretation der Quellterme in der inhomogenen Wellengleichung**

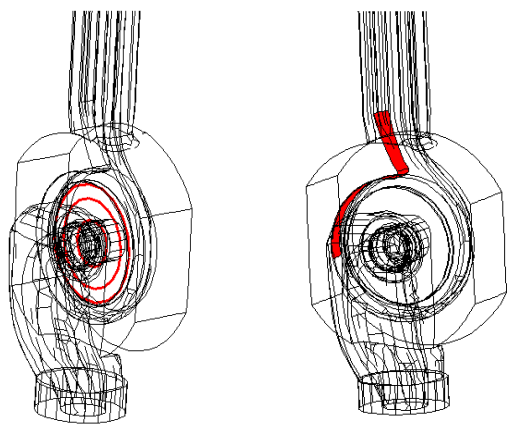
Term	Bezeichnung der Quelle	Ursache
$\frac{\partial m_s}{\partial t}$	Monopol	zeitliche Änderung des Massenstroms, z.B. Massenfluss infolge Volumenverdrängung durch endliche Schaufeldicken
$\frac{\partial f_s}{\partial x_i}$	Dipol	dem Fluid aufgeprägte spezifische Wechselkräfte, z.B. Schaufelkräfte aufgrund der Wechselwirkung von Strömung und Fluid
$\frac{\partial^2 T_{ij}}{\partial x_i \partial x_j}$	Quadrupol	Volumenquellen im Fluidbereich, z.B. Wechsellspannungen durch Wirbel in einer Strömung bzw. Turbulenz

## Beispiel

Als Testfall wurde eine radiale Spiralgehäusepumpe in 2 Betriebspunkten, bei Optimallast- und Teillastbetrieb, berechnet und die Ergebnisse mit Messdaten verglichen. Die Strömungsberechnung mit NS3D erfolgte unter Verwendung des k- $\epsilon$ -Modells mit Wandfunktion. Das blockstrukturierte Gitter besteht aus  $1.3 \cdot 10^6$  Zellen und ist in Bild 1 dargestellt. Die akustische Berechnung erfolgte mit Hilfe der BEM, wobei als Schallquellen für die Berechnung zum einen rotierende Dipole, die aus den Druckschwankungen auf den Schaufeloberflächen resultieren, und zum anderen feste Dipolquellen im Spornbereich der Pumpe berücksichtigt worden sind. Zur Definition der bewegten Dipolquellen wurde jede Schaufel in 3 Segmente unterteilt und für jedes Segment die resultierende Kraft bestimmt. Die Lage der Schallquellen ist in Bild 2 dargestellt.



**Bild 1:** Blockstrukturiertes Gitter der Radialpumpe für die Strömungssimulation



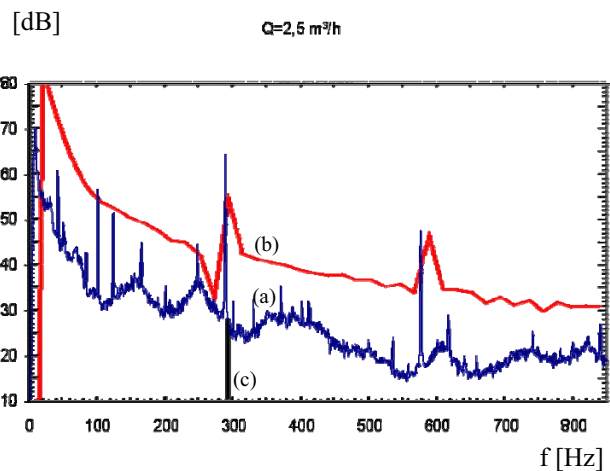
**Bild 2:** Definitionsbereiche der Dipolquellen (a) rotierende Dipolquellen, (b) Dipolquellen am Sporn

Die Auswertung der akustischen Ergebnisse erfolgte durch einen Vergleich der berechneten Flüssigkeitsschalleistung mit den von der WILO AG zur Verfügung gestellten Ergebnissen einer Messung von Flüssigkeitsschall nach DIN EN 1151-2. In Bild 3 sind die Ergebnisse für den Optimallastbetrieb und in Bild 4 die Ergebnisse für den Teillastbetrieb der Pumpe dargestellt

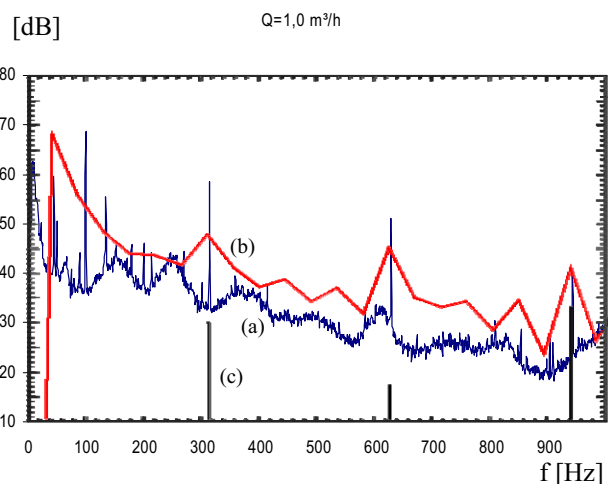
Beim Vergleich der unterschiedlichen Schallquellen wird deutlich, dass sowohl bei Optimallast, als auch beim Teillastbetrieb der Schall hauptsächlich am Spornbereich der Pumpe erzeugt wird und der Einfluss der rotierenden Dipolquellen auf den Schaufeln wesentlich geringer ist.

### Zusammenfassung

Der Vergleich von numerischer Simulation und Messungen am Beispiel einer radialen Spiralgehäusepumpe zeigt, dass das akustische Verhalten dieser Pumpe qualitativ gut vorhergesagt werden kann, wohingegen die Absolutwerte noch nicht gut getroffen werden. Die in dem ersten Forschungsvorhaben erzielten Ergebnisse machen jedoch deutlich, dass mit einer verfeinerten und umfassenden Modellierung nicht nur eine qualitativ gute, sondern auch eine quantitativ gute Übereinstimmung zwischen Rechnung und Messung erzielt werden kann.



**Bild 3:** Flüssigkeitsschall-Leistung bei Optimallast  
(a) — Messung, (b) — Dipolanteil Sporn,  
(c) — Anteil bewegter Dipole



**Bild 4:** Flüssigkeitsschall-Leistung bei Teillast  
(a) — Messung, (b) — Dipolanteil Sporn,  
(c) — Anteil bewegter Dipole

Das Projekt wurde als Forschungsvorhaben Nr. 14566 N aus den Mitteln des BMWA über die Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen „Otto von Guericke“ e.V. (AiF) gefördert. Dem BMWA, der AiF sowie dem FKM sei für die Förderung und finanzielle Unterstützung dieses Forschungsvorhabens gedankt.

### Literatur

- [1] Lighthill, M.J., On Sound Generated Aerodynamically, Part I: General Theory, Part II: Turbulence as a source of sound. Proc. Roy. Soc., London (A) Vol. 211, pp. 564-587 (1952); 222, pp. 1-31 (1954)
- [2] LMS SYSNOISE Rev 5.6: Computational Vibro-Acoustics, Online User's manual, LMS International NV, Interleuvenlaan 68, Leuven, Belgium (2002).