Vibroakustische und aeroakustische Untersuchungen an Wärmepumpen

Sebastian Wagner[1], Jens Rohlfing [1,] Thomas Gindre[2], Thore Oltersdorf[2]
[1] *Fraunhofer-Institut für Bauphysik, 70569 Stuttgart, E-Mail: sebastian.wagner@ibp.fraunhofer.de*
[2] *Fraunhofer-Institut für Solare Energiesysteme, 79110 Freiburg, E-Mail: thomas.gindre@ise.fraunhofer.de*

Einleitung

Moderne elektrisch betriebene Wärmepumpen zeichnen sich durch einen hohen Wirkungsgrad aus und stellen eine notwendige Lösung zur Dekarbonisierung der Wärmeerzeugung im Gebäudebereich dar. Die Geräuschemissionen außen aufgestellter Wärmepumpen können allerdings zu einer steigenden Lärmbelastung führen, was eine Hürde für eine flächendeckende Verwendung von Wärmepumpen in dicht besiedelten Gebieten darstellt.
Daher untersuchen die beiden Fraunhofer-Institute IBP und ISE im Rahmen des BMWi-Projektes »WAMS« speziell die Akustik von Wärmepumpen. Hierzu wurden zunächst Mess- und Charakterisierungsmethoden für vibroakustische und aeroakustische Quellen von Luft/Wasser-Wärmepumpen entwickelt. Ziel ist die Ableitung von Maßnahmen zur akustischen Optimierung von Wärmepumpen in der frühen Entwicklungsphase.

Annex 51

Im Rahmen dieser Arbeiten nahmen die beiden Fraunhofer-Institute auch am IEA HPT Annex 51 »Acoustic Signatures of Heat Pumps« [1] teil. Im Rahmen des Annex 51 wurden an verschiedenen europäischen Forschungseinrichtungen **R**ound **R**obin **T**ests (RRT) durchgeführt. In der Klimakammer des Fraunhofer ISE wurden im Rahmen dessen eine innenaufgestellte Luft/Wasser Wärmepumpe (RRT 1) sowie eine Außeneinheit einer Split-Luft/Wasser Wärmepumpe (RRT 4) untersucht. Ziel der RRTs ist es, den Einfluss unterschiedlicher Messumgebungen und Methoden aufzuzeigen und diese besser zu standardisieren. Die Ergebnisse der RRTs wurden in [2] veröffentlicht.

Vibroakustische Untersuchungen

Die dominierenden akustischen Quellen von Wärmepumpen sind der Verdichter und der Ventilator. Die vibroakustischen Untersuchungen haben sich auf den Einfluss vom Verdichter als Schallquelle konzentriert, mit dem Ziel, eine akustische und strukturdynamische Charakterisierung von Luft/Wasser-Wärmepumpen für konstruktive Optimierungen anzubieten.
Wie auf Abbildung 1 dargestellt, emittieren die Verdichter zum einen Schwingungen, die über den Rahmen und den Kühlkreislauf auf das Gehäuse und den Wärmetauscher übertragen werden. Von dort aus werden sie zum großen Teil nach außen als Luftschall abgestrahlt. Zum anderen emittiert der Verdichter auch Direktschall, der durch das Gehäuse der Wärmepumpe nach außen transmittiert wird.
Während Messkampagnen am Fraunhofer ISE (Abbildung 2) wurden viele verschiedene Untersuchungen – teilweise mit konstruktiven Veränderungen der Geräte – durchgeführt, die unterschiedliche vibroakustische Ergebnisse lieferten.

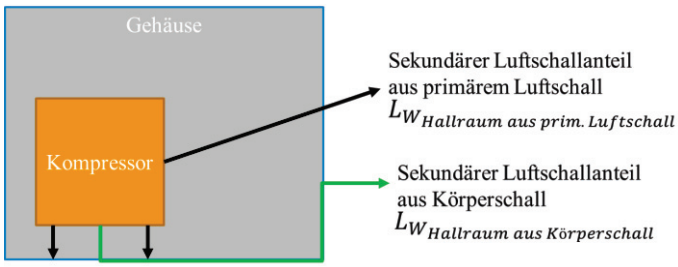


Abbildung 1: Schematische Darstellung der Hauptanteile von der äußeren Luftschallausstrahlung aus dem Verdichter.

Die eingesetzte Methode wurde in enger Kooperation beider Institute entwickelt. Durch die Quantifizierung der Luftschallanteile der zwei dominanten Akustikpfade des Verdichters (Abbildung 1) konnten gezielte Verbesserungsmaßnahmen vorgeschlagen werden. Die einzelnen Untersuchungen sowie die daraus entstehende Methode zur Trennung der Schallanteile wurden an vier Wärmepumpen verschiedener Hersteller erprobt und validiert.

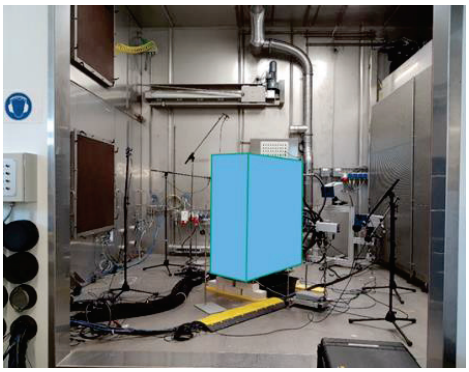


Abbildung 2: Luftschallmessungen einer Luft/Wasser-Wärmepumpe in einer Klimakammer des Frauhofer ISE.

Die jeweiligen Messschritte und die daraus ermittelten Größen zur Charakterisierung der Schallanteile sind in Abbildung 3 schematisch zusammengefasst.
Zunächst wurde jede Wärmepumpe im normalen Zustand mit einer akustisch vernachlässigbaren Ventilatordrehzahl bei verschiedenen Betriebspunkten vermessen (BT1). Dabei wurden gleichzeitig die Gesamtluftschallleistung im Hallraum und der Luftschalldruckpegel innerhalb des Gehäuses (primärer Luftschall) erfasst. Wegen des begrenzten Volumens und einer unregelmäßigen Geometrie wurden im Gehäuse mehrere Mikrofone verteilt platziert, um eine möglichst hohe Genauigkeit für die Messgröße „primärer Luftschall“ zu erreichen.
Als nächster Schritt (LSP) wurde der Verdichter ausgebaut, durch einen 360° Lautsprecher mit ähnlichem Formfaktor ersetzt (Abbildung 4), die inneren Mikrofone an ihren Positionen belassen und das Gehäuse wieder geschlossen.

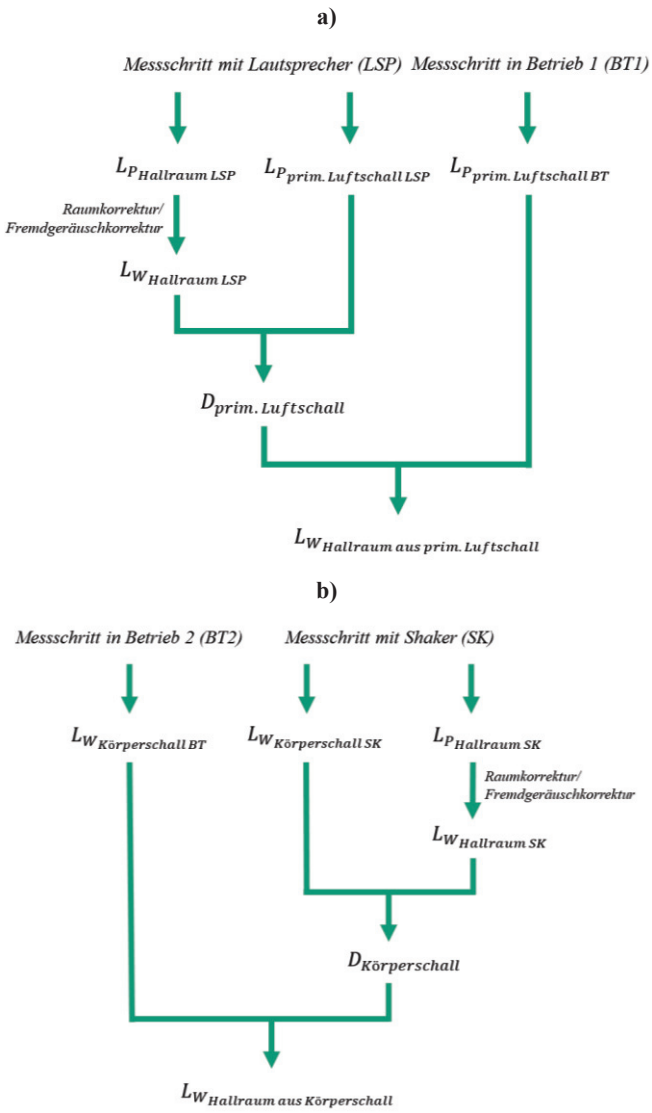


Abbildung 3: Schemata der Messschritte zur Bestimmung der Luftschallanteile aus dem primären Luftschall (a) und dem Körperschall (b) in einer Wärmepumpe

Durch breitbandige Anregungen wie z. B. weißes Rauschen konnte im Anschluss die Übertragungsfunktion des primären Luftschalls durch das Gehäuse terzweise bestimmt werden, ohne dass wesentliche Körperschallanregungen das Ergebnis beeinflussen.

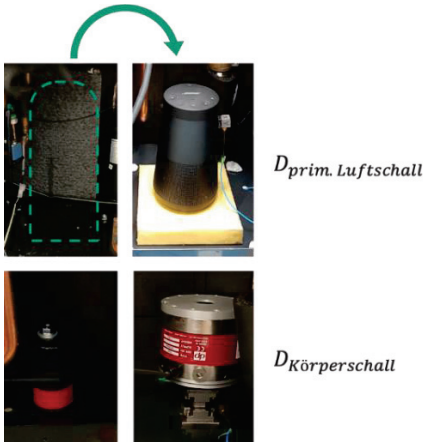


Abbildung 4: Für die Bestimmung der Übertragungsfunktionen wurde jeweils der Verdichter durch eine Quelle ersetzt, die nur primären Luftschall, bzw. nur Körperschall abstrahlt.

Zusammen mit dem zuvor erfassten primären Luftschall im Betrieb ermöglicht diese Übertragungsfunktion dann, dass der nach außen abgestrahlte Luftschall aus dem primären Luftschall des Verdichters berechnet werden kann.
In einem ähnlichen Verfahren (SK) wurden Übertragungsfunktionen des äußeren Luftschalls aus dem Körperschall für jeden Verdichterfuß bestimmt, indem der äußere Luftschall vermessen wurde, während quasi nur Körperschall an diesen Kopplungspunkten des Verdichters auf die Bodenplatte des Gehäuses einwirken konnte. Dabei wurde ein Inertialmassenshaker eingesetzt, bei gleichzeitiger Erfassung von Schnelle und Kraft (Abbildung 4).
Schließlich wurde für jede Wärmepumpe eine individuelle Lösung entwickelt, um mit möglichst geringen strukturellen Veränderungen die Montage des Verdichters auf Kraftsensoren zu ermöglichen. Aus dem Kreuzleistungsspektrum der Kraft und der Schnelle konnte somit der Hauptteil der eingeleiteten Körperschallleistung durch jeden Verdichterfuß während des Betriebes vermessen werden (BT2). Dank der entsprechenden Übertragungsfunktionen lässt sich dann der äußere Luftschall aus dem Körperschall als Summe der Anteile aus jedem Verdichterfuß rechnerisch ermitteln.

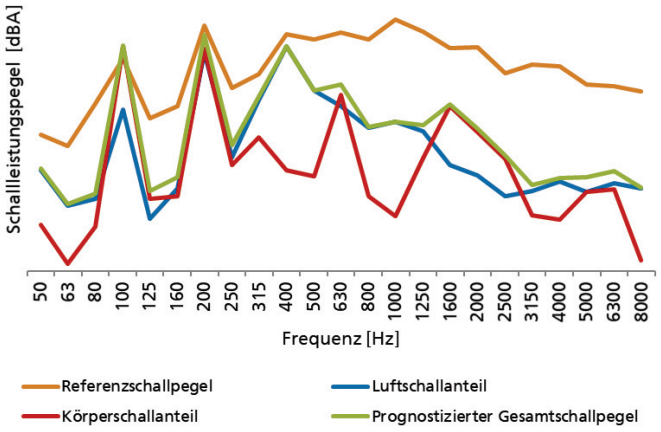


Abbildung 5: Ergebnisbeispiel (anonymisiert) der Schallanteile (primärer Luft- und Körperschall) zu dem gemessenen Gesamtschallpegel für eine feste Verdichterdrehzahl

Ein anonymisiertes Beispiel der Gesamtergebnisse (Abbildung 5) zeigt die tendenzielle Übereinstimmung der Summe der Schallanteile mit dem Referenzpegel. Vor allem, in Terzbändern mit Peaks ist eine gute Übereinstimmung feststellbar, wobei die Abweichungen zu höheren Frequenzen hin zunehmen. Tendenziell dominiert der Luftschall aus dem primären Luftschall, vor allem im Hochfrequenzbereich. Die Abweichungen sind auf Messungenauigkeiten und die Rolle von zahlreichen Nebenschallpfaden wie den Körperschallpfad durch das Rohrleitungssystem zurückzuführen, was in einem Folgeprojekt ausführlicher untersucht werden wird.
An konstruktiv veränderten Wärmepumpenmodellen wurden zusätzliche Untersuchungen durchgeführt. Der Vergleich zwischen Eingangs- und Transferadmittanzen bei den Verdichterfüßen mittels Laservibrometrie hat zum Beispiel gezeigt, dass die Wechselwirkung zwischen den Kopplungspunkten eine wesentliche Rolle in der Verbreitung des Körperschalls darstellt.

Akustische Untersuchungen

Der Schwerpunkt der akustischen Untersuchungen am IBP lag auf der abgestrahlten Schallleistung und den akustischen Abstrahlcharakteristiken bei unterschiedlichen Anströmbedingungen zum Ventilator. Im Rahmen des Projektes wurde zusammen mit dem Fraunhofer ISE der in Abbildung 6a dargestellte Demonstrator, ähnlich einer Außeneinheit einer Wärmepumpe, konstruiert. An diesem Demonstrator wurden Untersuchungen zur Interaktion zwischen Ventilator und Wärmetauschern durchgeführt. Das Gehäuse besteht aus Sperrholz. Um ungewolltes Einströmen von Luft zu vermeiden wurden die Ecken zusätzlich abgedichtet. Der Demonstrator besitzt einen justierbaren Rahmen, sodass der Abstand zwischen dem Wärmetauscher und dem Ventilator verändert werden kann (Abbildung 6b).

a)

b)

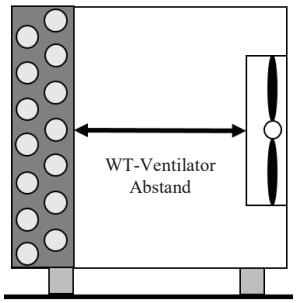
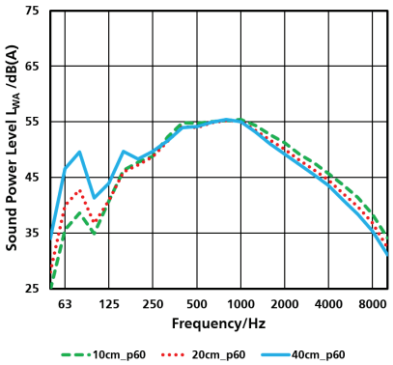


Abbildung 6: a) Bild des Wärmepumpen-Demonstrators im Halbfreifeldraum des Fraunhofer IBP; b) Schnittzeichnung des Demonstrators [3].

Abbildung 7 zeigt die gemessenen Schallleistungsspektren in Abhängigkeit des Abstandes zwischen Wärmetauscher und Ventilator für einen Aufbau mit dem Rund-Rohr-Wärmetauscher (RR-WT). Der Schallleistungspegel wird durch das breitbandige Rauschen mit dem Pegelmaximum im Frequenzbereich um 1000 Hz dominiert. Die Ergebnisse zeigen, dass kleinere Abstände zu einer Reduktion des tonalen Anteils um die Blattfolgefrequenz (BFF) führt. In Abbildung 8a beträgt die BFF 74,1 Hz, in Abbildung 8b) beträgt die BFF (111,3 Hz). Bei Veränderung des Abstandes zwischen dem Ventilator und dem RR-WT von 40 cm auf 10 cm, kann, für eine Ventilator-Drehzahl von 954 rpm. im 100 Hz Terzband, eine Pegelminderung um bis zu 9,6 dB ermittelt werden. Die Schallleistungspegel im Frequenzbereich um 1000 Hz werden nicht durch den WT-Ventilator-Abstand beeinflusst.

a)



b)

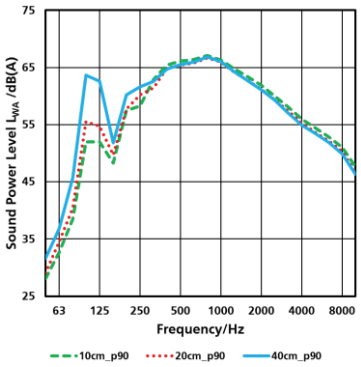


Abbildung 7: Gemessenene Schallleistungsspektren für einen Aufbau mit RR-WT für Ventilator-Drehzahlen von a) 635 rpm. (60 %) und b) 954 rpm. (90 %) [3].

In Tabelle 1 sind die für den Aufbau mit RR-WT ermittelten A-bewerteten Schallleistungspegel zusammengefasst. Für die unterschiedlichen Abstände ist die maximale Änderung der Schallleistung ΔL_W = 0,8 dB bei 954 rpm. bei den Abständen d_2 = 20 cm und d_3 = 40 cm.

Tabelle 1: Schallleistungspegel bei verschiedenen Abständen für Ventilator-Drehzahlen ω_1 = 635 rpm. und ω_2 = 954 rpm., RR-WT.

Drehzahl/rpm.	$L_{WA(10cm)}$/dB(A)	$L_{WA(20cm)}$/dB(A)	$L_{WA(40cm)}$/dB(A)
635 (60 %)	64.4	63.9	64.2
954 (90 %)	75.4	74.9	75.7

In Abbildung 8 sind ausgewählte Schallleistungsspektren für Aufbauten mit einem RR-WT und einem Microchannel Wärmetauscher (MC-WT) dargestellt. Die Graphen zeigen, dass die unterschiedlichen WTs die tonalen Anteile im Schallleistungsspektrum beeinflussen. Im Frequenzbereich der BFF weisen die Messung mit dem RR-WT einen um bis zu 2,5 dB höheren Pegel auf als die Messungen mit dem MC-WT.

Aeroakustische Simulationen

In Ergänzung zu den experimentellen akustischen Untersuchungen wurde ein vereinfachtes Simulationsmodell für aeroakustische Berechnungen erstellt. Die in Abbildung 9 dargestellte Form des Simulationsmodells ist an die Geometrie des Demonstrators angelehnt. Mit diesem Modell wurden die Schalldrücke an Positionen auf einer Hüllfläche berechnet und daraus die abgestrahlte Schallleistung ermittelt. Die Simulationen wurde mit OpenFoam V2006 durchgeführt. Der Wärmetauscher wurde als poröses Medium modelliert.

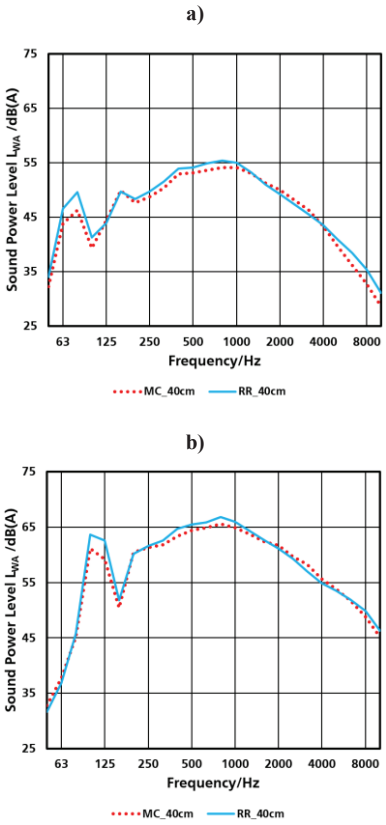


Abbildung 8: Gemessene Schallleistungsspektren mit RR-WT und MC-WT für Ventilator-Drehzahlen von a) 635 rpm (60 %) und b) 954 rpm (90 %) [4].

Für die Berechnung des Druckverlustes innerhalb des porösen Mediums wurde das Darcy Forchheimer Modell verwendet. Für die Berechnung der aeroakustischen Quellen und der Schallausbreitung wurde zunächst das **S**tochastic **N**oise **G**eneration and **R**adiation (SNGR) Modell verwendet. Wie in [3] beschrieben zeigte der Abgleich zwischen Simulationen und Experimenten keine gute Übereinstimmung. Aus diesem Grund wurde für die weiteren aeroakustischen Simulationen die Ffowcs Williams und Hawkings (FWH) Methode nach [4] angewendet. Abbildung 10 zeigt die simulierten Schalldruckpegel an zwei Positionen auf einer Hüllfläche um das WP-Modell. Beide Positionen liegen auf einer Ebene mit der horizontalen Mittelachse des Ventilators in einem Abstand von 1,7 m. Probe 1 sitzt frontal auf der Druckseite, in der Mittelachse des Ventilators, Probe 2 liegt um 90° verschoben, seitlich des WP-Modells. Die für diese Positionen ermittelten Schalldruckspektren zeigen deutlich die tonalen Anteile der BFF und deren Harmonischen.

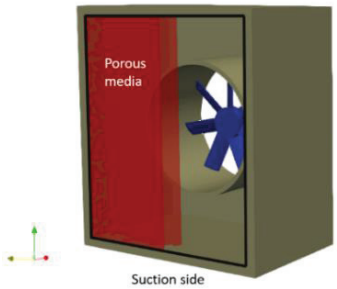


Abbildung 9: Vereinfachtes CAD-Modell der Wärmepumpen-Außeneinheit [5].

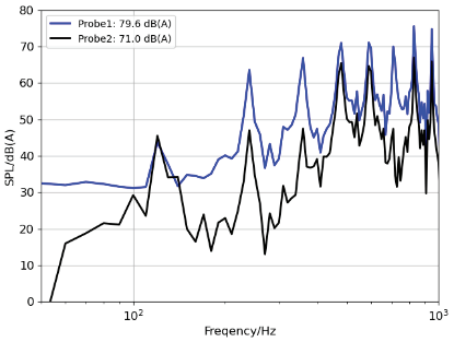


Abbildung 10: Mit der FWH-Methode simulierte Schalldruckspektren [5].

In Tabelle 2 sind die Werte für Drehzahlen, die BFF sowie die gemessenen und simulierte Schallleistungspegel für ähnliche Betriebspunkte zusammengefasst dargestellt. Ein Vergleich der Schallleistungspegel zeigt eine deutliche Überschätzung der Schallleistung in den Simulationen, im Vergleich zu den für diesen Betriebspunkt gemessenen Werten. Aus diesem Grund werden aktuell verschiedene numerische Berechnungsverfahren und deren Auswirkung auf die simulierten Schallleistungspegel untersucht.

Tabelle 2: Parameter und Ergebnisse für Messungen und Simulationen vergleichbarer Betriebspunkte.

	Messung	Simulation
Drehzahl/rpm.	1060	1020
BFF (Hz)	124	119
$L_{WA(40cm)}$/dB(A)	78.5	93.81

Danksagung

Die Autoren bedanken sich beim Bundesministerium für Wirtschaft und Energie (BMWi) und dem Projektträger Jülich (PTJ) für die Unterstützung des Vorhabens „WAMS: Wärmepumpen - Akustik und Mehrquellensysteme“ (Förderkennzeichen 03ET1535A).

Literatur

[1] Technology Collaboration Programme on Heat Pumping Technologies by IEA: https://heatpumpingtechnologies.org/annex51/ (Stand: 16.07.2021).

[2] Francois Bessac: IEA HPT Annex 51 D2.2 V1; Round Robin Test Air to Water Heat Pump - Heat Pump Water Heater (2020), https://heatpumpingtechnologies.org/annex51/

[3] Sebastian Wagner, Seiji Adachi: Simulationsbasierte und experimentelle Untersuchung der Strömungsakustik von Wärmepumpen, DAGA (2020)

[4] Epikhin, A., Evdokimov, I., et al.: Development of a Dynamic Library for Computational Aeroacoustics Applications Using the OpenFOAM Open Source Package. Procedia Computer Science (2015, S. 150–157.

[5] Sebastian Wagner, Seiji Adachi, et al.: Experimental and numerical studies on the noise emissions from heat pumps, with respect to the heat exchanger - fan interaction. International Congress on Sound and Vibration (2020),