

TEXTE

71/2014

Ermittlung der Geräuschemissionen und Möglichkeiten zur Lärminderung bei Luft- Wasser-Wärmepumpen

TEXTE 71/2014

Umweltforschungsplan des
Bundesministeriums für Umwelt,
Naturschutz, Bau und Reaktorsicherheit

Forschungskennzahl 3711 53 101
UBA-FB 001969

Ermittlung der Geräuschemissionen und Möglichkeiten zur Lärminderung bei Luft-Wasser-Wärmepumpen

von

Dipl.-Ing. Christian Schulze, Prof. Dr.-Ing. Jörn Hübelt, Dipl.-Ing. Mirko Ruhnau
Gesellschaft für Akustikforschung Dresden mbH, Dresden

Dr.-Ing. Ralph Krause, Dipl.-Ing. (FH) Andreas Peusch
ILK Dresden – Institut für Luft- und Kältetechnik gGmbH, Dresden

Im Auftrag des Umweltbundesamtes

Impressum

Herausgeber:

Umweltbundesamt
Wörlitzer Platz 1
06844 Dessau-Roßlau
Tel: +49 340-2103-0
Fax: +49 340-2103-2285
info@umweltbundesamt.de
Internet: www.umweltbundesamt.de

 /umweltbundesamt.de

 /umweltbundesamt

Durchführung der Studie:

Gesellschaft für Akustikforschung Dresden mbH
Blumenstraße 80, 01307 Dresden

ILK Dresden – Institut für Luft- und Kältetechnik gGmbH
Bertold-Brecht-Allee 20, 01309 Dresden

Abschlussdatum:

2014

Redaktion:

Fachgebiet I 3.4 Lärminderung bei Anlagen und Produkten, Lärmwirkungen
Christian Fabris

Publikationen als pdf:

<http://www.umweltbundesamt.de/publikationen/ermittlung-der-geraeuschemissionen-moeglichkeiten>

ISSN 1862-4804

Dessau-Roßlau, Oktober 2014

Das diesem Bericht zu Grunde liegende Vorhaben wurde mit Mitteln des Bundesministeriums für Umwelt, Naturschutz, Bau und Reaktorsicherheit unter der Forschungskennzahl 3711 53 101 gefördert. Die Verantwortung für den Inhalt dieser Veröffentlichung liegt bei den Autorinnen und Autoren.

Kurzbeschreibung

Ziel des Vorhabens ist die Unterstützung der Strategie des Bundes zur Minderung des Lärms durch Wärmepumpen und andere, stationär im Freien von Wohngebieten betriebene Geräte zur Kühlung, Lüftung und Heizung von Gebäuden. Dies soll einerseits durch die Entwicklung eines praxisgerechten Mess- und Bewertungsverfahrens zur Ermittlung der Geräuschemissionen und andererseits durch die Beschreibung technischer Lärminderungsmaßnahmen geschehen. Zusätzlich wird eine Datensammlung mit relevanten Leistungs- und Geräuschkennwerten von aktuell erhältlichen Luft-Wasser-Wärmepumpen zur Verfügung gestellt. Im Verlauf der Erstellung dieser Studie zeigte sich, dass es sinnvoll ist, die Datensammlung ebenfalls durch die anfallenden Netto-Kosten für die einzelnen Geräte sowie für zusätzlich erhältliche Lärminderungsmaßnahmen zu ergänzen. Dies ermöglicht es, einen umfassenden Überblick über den aktuellen technischen Stand von LWWP zu gewinnen.

Abstract

Aim of the present project is to support the federal strategy to reduce noise emitted by heat pumps and other outdoor devices for cooling, ventilating and heating of buildings. On the one hand, it is intended to develop a practical measurement and evaluation procedure to determine the noise emission of such devices. On the other hand, a detailed description of technical methods for noise reduction is to be presented together with the theoretical background for acoustic optimization. Furthermore, a data collection is provided, containing an overview of relevant characteristic values for power and noise behavior of commercialized air to water heat pumps. In the course of the compilation of the survey, it became apparent that it is efficient to complement the data collection by costs for devices and for secondary methods for noise control currently available. Thus, a comprehensive overview of the present state of the art of LWWP is gained.

Inhaltsverzeichnis

Abbildungsverzeichnis	10
Tabellenverzeichnis	19
Abkürzungen	20
1 Zusammenfassung	21
1.1 Einleitung	21
1.2 Funktionsprinzip	21
1.3 Bauart	22
1.4 Überblick Leistungs- und Geräusch Kennwerte	23
1.5 Ermittlung der Geräuschemission	24
1.6 Potentielle Lärminderungsmaßnahmen an LWWP	28
1.7 Gerätekosten und Kosten für sekundäre Lärmschutzmaßnahmen	29
2 Summary	31
2.1 Introduction	31
2.2 Operating Principle	31
2.3 Models	32
2.4 Parameters of power and noise emission	33
2.5 Determination of noise emission	34
2.6 Potential Methods for Noise Control at LWWP	38
2.7 Costs for devices and for secondary methods for noise control	39
3 Einleitung	41
3.1 Problemstellung/Ziel	41
3.2 Lösungsweg	42
3.2.1 Aktueller Stand von Geräten zur Kühlung, Lüftung und Heizung von Gebäuden	42
3.2.2 Methodisches Vorgehen	46
3.2.3 Kooperation für die Fachkompetenz Akustik und Wärmepumpentechnik	48
4 Systematisierung von LWWP	49
4.1 Funktionsprinzip	49
4.2 Bauart	50
4.3 Übersicht Norm-Heizleistung und COP	51
4.4 Übersicht Schalleistung	53
4.5 Lärmquellen	56
4.5.1 Ventilator	56
4.5.2 Kompressor	58

5	Bestimmung von Schallemissionswerten.....	59
5.1	Bestimmung der Schalleistung von Maschinen und Geräten.....	59
5.1.1	Hallraumverfahren.....	59
5.1.2	Freifeldverfahren.....	60
5.1.3	Vergleichsverfahren.....	60
5.1.4	Schallintensitätsverfahren	61
5.2	Bestimmung der Schalleistung von LWWP.....	61
5.2.1	Bestimmung des Schalleistungspegels nach DIN 45635-35.....	61
5.2.2	Bestimmung des Schalleistungspegels nach DIN EN 12102.....	62
5.2.3	Norm-Nennbedingungen und Betriebs-Nennbedingungen nach E DIN EN ISO 14511-2	65
6	Bestimmung von Schallimmissionswerten	66
6.1	Bestimmung des Beurteilungspegels nach TA Lärm	66
6.2	Bewertung tieffrequenter Schallimmission nach DIN 45680.....	67
6.3	Beurteilung tieffrequenter Schallimmission nach E DIN 45680	67
7	Entwicklung eines vereinfachten Messverfahrens	69
7.1	Relevante Betriebsbedingungen	69
7.1.1	Auswertung der Projektdatenbank	69
7.1.2	Messungen an LWWP im Prüfstand	69
7.2	Messprozedur	84
7.2.1	In-situ-Messungen an LWWP.....	84
7.2.2	Untersuchung des Nahfeldeffekts.....	91
7.3	Ableitung des vereinfachten Messverfahrens.....	98
8	Möglichkeiten der Lärminderung an LWWP.....	101
8.1	Potentielle Lärminderungsmaßnahmen an LWWP.....	101
8.2	Primäre Lärminderungsmaßnahmen	102
8.2.1	Ventilator	102
8.2.2	Zuluft-/Abluftkanal.....	105
8.2.3	Kompressor.....	109
8.3	Sekundäre Lärminderungsmaßnahmen.....	111
8.3.1	Schalldämpfer Zuluft-/Abluftkanal	111
8.3.2	Schallschutzkapsel Kompressor	120
8.3.3	Schallumlenkhaube Zuluft-/Abluftstrecke.....	124
8.3.4	Körperschallisolation Ventilator-Zuluft-/Abluftkanal	127
8.3.5	Körperschallisolation Rohrleitungen	128

8.4	Kosten-Nutzen-Analyse von Lärminderungsmaßnahmen an LWWP	129
8.4.1	Gesamtkosten	129
8.4.2	Gerätekosten.....	130
8.4.3	Maßnahmenkosten.....	134
9	Datenbank	135
9.1	Allgemeines	135
9.2	Datenbankstruktur/Eingabemasken.....	136
9.3	Datenbankabfrage.....	138
9.4	Messbedingungen zur Datenerhebung	140
9.4.1	Thermische Messungen	140
9.4.2	Akustische Messungen.....	141
9.5	Fragebogen zur Aufnahme von Bürgerbeschwerden bei LWWP.....	143
10	Quellenverzeichnis	144
Anhang	148

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1:	Funktionsprinzip einer Wärmepumpenanlage	21
Abbildung 2:	Prinzipskizze der möglichen Aufstellungen der verschiedenen Bauarten von LWWP.....	22
Abbildung 3:	Außeneinheiten von LWWP verschiedener Bauweise.....	22
Abbildung 4:	Gegenüberstellung des COP von Luft-Wasser-Wärmepumpen (LWWP), Wasser-Wasser-Wärmepumpen (WWWP) und Sole-Wasser-Wärmepumpen (SWWP) in Abhängigkeit von der Norm-Heizleistung	23
Abbildung 5:	Außerhalb (oben) und innerhalb (unten) von Gebäuden generierter A-bewerteter Schalleistungspegel von LWWP in Abhängigkeit von der Norm-Heizleistung für die möglichen Aufstellungsbedingungen der verschiedenen Bauarten.....	24
Abbildung 6:	Exemplarischer Prüfaufbau zur Ermittlung der spektralen Schalleistung von LWWP in der Klimazelle	25
Abbildung 7:	Linienspektrum des A-bewerteten Messflächen-Schalldruckpegels bei Betrieb verschiedener Aggregate einer LWWP bei demontiertem Systemgehäuse.....	25
Abbildung 8:	Terzbandspektrum des A-bewerteten Messflächen-Schalldruckpegels bei Betrieb einer LWWP bei verschiedenen Betriebszuständen	26
Abbildung 9:	Terzbandspektrum des A-bewerteten Schalleistungspegels bei Betrieb einer LWWP bei verschiedenen Lufttemperaturen für eine konstante Differenz zwischen Vorlauf- und Lufttemperatur von 33 K	27
Abbildung 10:	Terzbandspektrum des A-bewerteten Schalleistungspegels bei Betrieb einer LWWP für eine Lufttemperatur von 7 °C bei verschiedenen Vorlauftemperaturen	27
Abbildung 11:	Potentielle primäre Lärminderungsmaßnahmen an LWWP	28
Abbildung 12:	Potentielle sekundäre Lärminderungsmaßnahmen an LWWP	28
Abbildung 13:	Gerätekosten kommerziell erhältlicher LWWP in Abhängigkeit von der Norm-Heizleistung für die verschiedenen Aufstellungsbedingungen und Bauarten.....	29
Abbildung 14:	Exemplarischer A-bewerteter Schalleistungspegel (Außen) kommerziell erhältlicher LWWP in Kompaktbauweise bei Außenaufstellung in Abhängigkeit von den Gerätekosten für verschiedene Bereiche der Norm-Heizleistung.....	30
Abbildung 15:	Operating principle of a heat pump system.....	31
Abbildung 16:	Principle sketch of possible setups of different models of LWWP.....	32
Abbildung 17:	Outdoor units of LWWP of different models.....	32

Abbildung 18:	comparison of COP of air to water heat pumps (LWWP), water to water heat pumps (WWWP) and geothermal heat pumps (SWWP) as a function of standard heat power.....	33
Abbildung 19:	A-weighted sound power level caused by LWWP outside (top) and inside (bottom) of buildings as a function of standard heat power for possible setup conditions of the different models.....	34
Abbildung 20:	exemplary test setup for determination of spectral sound power of LWWP in the climate chamber.....	35
Abbildung 21:	FFT spectrum of A-weighted sound pressure level at measurement surface during operation of different components of an LWWP with disassembled system housing.....	35
Abbildung 22:	third octave band spectrum of A-weighted sound pressure level at the measurement surface during operation of an LWWP at different operating modes	36
Abbildung 23:	third octave band spectrum of A-weighted sound power level during operation of an LWWP at different air temperatures for a constant difference between target temperature and air temperature of 33 K.....	37
Abbildung 24:	third octave band spectrum of A-weighted sound power level during operation of an LWWP at an air temperature of 7 °C for different target temperatures.....	37
Abbildung 25:	Potential primary methods for noise control at LWWP.....	38
Abbildung 26:	Potential secondary methods for noise control at LWWP.....	38
Abbildung 27:	costs for devices as a function of standard heat power for different setup conditions and models of commercialized LWWP currently available.....	39
Abbildung 28:	exemplary A-weighted sound power level (outside) of commercialized LWWP currently available in integral design for setup outside of buildings as a function of costs for devices for different ranges of standard heat power.....	40
Abbildung 29:	Entwicklung des COP von LWWP (Außentemperatur/Vorlauftemperatur = 2/35°C).....	44
Abbildung 30:	Absatzzahlen von Heizungs-Wärmepumpen (LWWP, WWWP, SWWP) und Brauchwasser-Wärmepumpen (BWWP) in Deutschland im Zeitraum von 2007 bis 2012	45
Abbildung 31:	Funktionsprinzip einer Wärmepumpenanlage	49
Abbildung 32:	Außeneinheiten von LWWP verschiedener Bauweise.....	50
Abbildung 33:	Prinzipskizze der möglichen Aufstellungen der verschiedenen Bauarten von LWWP.....	50
Abbildung 34:	COP von LWWP in Abhängigkeit von der Norm-Heizleistung.....	51
Abbildung 35:	Anzahl der berücksichtigten herstellereinspezifischen LWWP zur Erstellung der Übersicht in Abbildung 34	52

Abbildung 36:	Gegenüberstellung des COP von Luft-Wasser-Wärmepumpen (LWWP), Wasser-Wasser-Wärmepumpen (WWWP) und Sole-Wasser-Wärmepumpen (SWWP) in Abhängigkeit von der Norm-Heizleistung	52
Abbildung 37:	Außerhalb und innerhalb von Gebäuden generierter A-bewerteter Schalleistungspegel von LWWP in Abhängigkeit von der Norm-Heizleistung	54
Abbildung 38:	Außerhalb von Gebäuden generierter A-bewerteter Schalleistungspegel von LWWP in Abhängigkeit von der Norm-Heizleistung für die möglichen Aufstellungsbedingungen der verschiedenen Bauweisen.....	54
Abbildung 39:	Außerhalb von Gebäuden generierter A-bewerteter Schalleistungspegel von LWWP in Abhängigkeit von der Norm-Heizleistung ohne Betrachtung von Aufstellungsbedingung und Bauweise	55
Abbildung 40:	Innerhalb von Gebäuden generierter A-bewerteter Schalleistungspegel von LWWP in Abhängigkeit von der Norm-Heizleistung für die möglichen Aufstellungsbedingungen der verschiedenen Bauweisen.....	55
Abbildung 41:	Anzahl der berücksichtigten herstellereinspezifischen LWWP zur Erstellung der Übersichten in Abbildung 37 bis Abbildung 40	56
Abbildung 42:	Aufstellung eines Kompaktgerätes ohne Kanalanschlüsse zur Bestimmung des Schalleistungspegels im Hallraum.....	62
Abbildung 43:	Aufstellung eines Gerätes mit Kanalanschlüssen zur Bestimmung des durch die Auslässe erzeugten Schalleistungspegels im Hallraum	63
Abbildung 44:	Aufstellung eines Gerätes ohne Kanalanschlüsse zur Bestimmung des Schalleistungspegels in einem freien Schallfeld über einer reflektierenden Ebene.....	63
Abbildung 45:	Aufstellung eines Gerätes mit Kanalanschlüssen zur Bestimmung des durch das Gehäuse erzeugten Schalleistungspegels in einem freien Schallfeld über einer reflektierenden Ebene	64
Abbildung 46:	Aufstellung eines Gerätes mit Kanalanschlüssen zur Bestimmung des durch die Auslässe erzeugten Schalleistungspegels in einem freien Schallfeld über einer reflektierenden Ebene	64
Abbildung 47:	Außerhalb von Gebäuden generierter A-bewerteter Schalleistungspegel von LWWP in Splitbauweise in Abhängigkeit von der Norm-Heizleistung für die beiden typischerweise angegebene Betriebszustände A7/W35 und A2/W35; Ermittelte Regressionsgerade	70
Abbildung 48:	Innerhalb von Gebäuden generierter A-bewerteter Schalleistungspegel von LWWP in Splitbauweise in Abhängigkeit von der Norm-Heizleistung für die beiden typischerweise	

	angegebene Betriebszustände A7/W35 und A2/W35; Ermittelte Regressionsgerade	70
Abbildung 49:	Messaufbau zur schalltechnischen Bestimmung der spektralen Schalleistung einer LWWP in Kompaktbauweise für Außenaufstellung ohne Systemgehäuse sowie ohne Ansaug-/Ausblasabdeckung.....	71
Abbildung 50:	Terzbandspektrum des mittleren A-bewerteten Schalldruckpegels der Messflächen S1 bis S4 bei Betrieb der LWWP aus Abbildung 49 bei verschiedenen Betriebszuständen/Leistungsstufen des Ventilators.....	72
Abbildung 51:	Linienpektrum des mittleren A-bewerteten Schalldruckpegels der Messflächen S1 bis S4 bei Betrieb der LWWP aus Abbildung 49 bei verschiedenen Betriebszuständen/Leistungsstufen des Ventilators.....	72
Abbildung 52:	Messaufbau zur schalltechnischen Bestimmung der spektralen Schalleistung einer LWWP in Kompaktbauweise für Außenaufstellung	73
Abbildung 53:	gemessener Schalldruckpegel-Zeitverlauf am Mikrofon M7 während des Betriebs der LWWP aus Abbildung 52 bei verschiedenen Betriebszuständen (Ausschnitt).....	74
Abbildung 54:	Terzbandspektrum des mittleren A-bewerteten Schalldruckpegels der Messflächen S1 bis S3 bei Betrieb der LWWP aus Abbildung 52 bei verschiedenen Betriebszuständen.....	75
Abbildung 55:	Terzbandspektrum des mittleren A-bewerteten Schalldruckpegels der Messflächen S1 bis S3 bei Betrieb der LWWP aus Abbildung 52 bei verschiedenen Betriebszuständen.....	75
Abbildung 56:	Messaufbau zur schalltechnischen Bestimmung der spektralen Schalleistung einer LWWP in Kompaktbauweise für Außenaufstellung	77
Abbildung 57:	Terzbandspektrum des A-bewerteten Schalleistungspegels bei Betrieb der LWWP aus Abbildung 56 bei verschiedenen Betriebszuständen	78
Abbildung 58:	Terzbandspektrum des A-bewerteten Schalleistungspegels bei Betrieb der LWWP aus Abbildung 56 bei zwei verschiedenen Betriebszuständen zu zwei verschiedenen Zeitpunkten (Reproduzierbarkeitsuntersuchungen).....	78
Abbildung 59:	Messaufbau zur schalltechnischen Bestimmung der spektralen Schalleistung einer LWWP in Kompaktbauweise für Außenaufstellung	79
Abbildung 60:	Terzbandspektrum des A-bewerteten Schalleistungspegels bei Betrieb der LWWP aus Abbildung 59 für eine Lufttemperatur von -7 °C bei verschiedenen Vorlauftemperaturen.....	80

Abbildung 61:	Terzbandspektrum des A-bewerteten Schalleistungspegels bei Betrieb der LWWP aus Abbildung 59 für eine Lufttemperatur von 2 °C bei verschiedenen Vorlauftemperaturen.....	81
Abbildung 62:	Terzbandspektrum des A-bewerteten Schalleistungspegels bei Betrieb der LWWP aus Abbildung 59 für eine Lufttemperatur von 7 °C bei verschiedenen Vorlauftemperaturen.....	81
Abbildung 63:	Terzbandspektrum des A-bewerteten Schalleistungspegels bei Betrieb der LWWP aus Abbildung 59 bei verschiedenen Lufttemperaturen für eine konstante Differenz zwischen Vorlauftemperatur und Lufttemperatur von 33 K.....	82
Abbildung 64:	Terzbandspektrum des A-bewerteten Schalleistungspegels bei Betrieb der LWWP aus Abbildung 59 im Betriebszustand A7/W35 bei verschiedenen Kompressor-Drehzahlen.....	82
Abbildung 65:	Messaufbau zur schalltechnischen Bestimmung der spektralen Schalleistung einer LWWP in Splitbauweise für Außenaufstellung in situ	84
Abbildung 66:	Terzbandspektrum des resultierenden A-bewerteten Schalleistungspegels bei Betrieb der LWWP aus Abbildung 65 bei dem vor Ort aufgetretenen Betriebszustand bei einer Außentemperatur von 23 °C.....	85
Abbildung 67:	Terzbandspektrum des flächenspezifischen und des mittleren A-bewerteten Schalldruckpegels der Messflächen S1 bis S3 bei Betrieb der LWWP aus Abbildung 65 bei dem vor Ort aufgetretenen Betriebszustand	86
Abbildung 68:	Messaufbau zur schalltechnischen Bestimmung der spektralen Schalleistung einer LWWP in Kompaktbauweise für Innen-/Außenaufstellung mit zusätzlicher Einhausung (Eigenbau) in situ	87
Abbildung 69:	Messaufbau zur schalltechnischen Bestimmung der spektralen Schalleistung einer LWWP in Kompaktbauweise für Innen-/Außenaufstellung mit zusätzlicher Einhausung (Eigenbau) in situ	87
Abbildung 70:	Terzbandspektrum des A-bewerteten Teil-Schalleistungspegels der LWWP für den Betriebszustand A-0,3/W63,2 im Normalbetrieb sowie bei ausschließlich laufendem Ventilator	88
Abbildung 71:	Terzbandspektrum des A-bewerteten Teil-Schalleistungspegels der LWWP für den Betriebszustand A-0,3/W63,2 im Abtaubetrieb.....	88
Abbildung 72:	Messaufbau zur schalltechnischen Bestimmung der spektralen Schalleistung einer LWWP in Kompaktbauweise für Außenaufstellung	89
Abbildung 73:	Terzbandspektrum des A-bewerteten Schalleistungspegels der LWWP im Normalzustand für eine Außentemperatur von 3,5 °C und verschiedenen Vorlauftemperaturen	90
Abbildung 74:	Einsetzen des Vereisens des Verdampfers der LWWP in Abbildung 72 bei einer Außentemperatur von 3,5 °C.....	90

Abbildung 75:	Terzbandspektrum des A-bewerteten Schalleistungspegels der LWWP im Betriebszustand A3,5/W35 ermittelt mit verschiedenen Messverfahren.....	91
Abbildung 76:	Messaufbau zur Bestimmung des A-bewerteten Schalleistungspegels der Vergleichsschallquelle sowie des A-bewerteten Schalldruckpegels im Abstand von 0,5 m bis 16 m zur Vergleichsschallquelle.....	92
Abbildung 77:	Gegenüberstellung des Terzspektrums des A-bewerteten Schalleistungspegels der Vergleichsschallquelle	93
Abbildung 78:	Gegenüberstellung des Terzspektrums des A-bewerteten Schalleistungspegels der Vergleichsschallquelle	93
Abbildung 79:	kontinuierliches Spektrum des A-bewerteten Schalldruckpegels gemessen im Abstand von 0,5 m bis 16 m zur Vergleichsschallquelle.....	94
Abbildung 80:	Terzspektrum des A-bewerteten Schalldruckpegels gemessen im Abstand von 0,5 m bis 16 m zur Vergleichsschallquelle	94
Abbildung 81:	Differenz des Terzspektrums des A-bewerteten Schalldruckpegels gemessen im Abstand von 0,5 m bis 16 m zur Vergleichsschallquelle und des Terzspektrums des A-bewerteten Schalldruckpegels im Abstand von 1 m zur Vergleichsschallquelle	96
Abbildung 82:	Gegenüberstellung des Terzspektrums des A-bewerteten Schalldruckpegels im Abstand von 0,5 m bis 16 m zur Vergleichsschallquelle.....	96
Abbildung 83:	Gegenüberstellung des Terzspektrums des A-bewerteten Schalldruckpegels im Abstand von 0,5 m bis 16 m zur Vergleichsschallquelle.....	97
Abbildung 84:	Gegenüberstellung des Terzspektrums des A-bewerteten Schalldruckpegels im Abstand von 0,5 m Vergleichsschallquelle.....	97
Abbildung 85:	Potentielle primäre Lärminderungsmaßnahmen an LWWP.....	101
Abbildung 86:	Potentielle sekundäre Lärminderungsmaßnahmen an LWWP	102
Abbildung 87:	Links: Erhöhung der Flügelzahl; Rechts: Vergrößerung der Schaufelbreite	103
Abbildung 88:	Links: Vergrößerung des Abstands zwischen Lauf- und Leitschaufeln; Rechts: Schrägstellung der Leitschaufeln gegenüber der Laufradachse	103
Abbildung 89:	Links: Vergrößerung des Flügeldurchmessers; Rechts: strömungstechnisch günstigere Ausbildung des Einlaufs	103
Abbildung 90:	Links: in Umfangsrichtung geschwungene Laufradschaufeln; Rechts: Verringerung des Spaltabstandes zwischen Laufrad und Gehäuse.....	103
Abbildung 91:	Zuschlag des Schalleistungspegels von Ventilatoren bei Abweichung vom optimalen Volumenstrom	104

Abbildung 92:	Wirbelablösung an Querschnittssprüngen	107
Abbildung 93:	Links: Diffusoren; Rechts: Kanalverengungen.....	107
Abbildung 94:	Kanalumlenkungen.....	107
Abbildung 95:	Strömungsverteilung bei Radial- und Axialventilatoren.....	107
Abbildung 96:	Links: Einlaufdüse; Rechts: Abstand zwischen Krümmer und Ventilator	108
Abbildung 97:	Links: Abstand zwischen Ventilator und Verdampfer; Rechts: Installation von vorspringenden Ausgleichsbälgen	108
Abbildung 98:	Einsatz von Kreiselpumpe an Stelle von Zahnradpumpe	110
Abbildung 99:	Verwendung eines Direktantriebs.....	110
Abbildung 100:	Links: charakteristischer spektraler Dämpfungsverlauf verschiedener Schalldämpfer-Typen; Rechts: Prinzipskizze einzelner Schalldämpfer-Typen.....	111
Abbildung 101:	Vorhersage der spektralen Übertragungsfunktion eines $\lambda/4$ -Resonanz-Schalldämpfers.....	112
Abbildung 102:	Messtechnische Bestimmung der spektralen Durchgangsdämpfung von Schalldämpfern auf Basis des Übertragungsmatrix-Verfahrens.....	112
Abbildung 103:	Vergleich der spektralen Durchgangsdämpfung eines Schalldämpfers aus Messung und analytischer Modellierung.....	113
Abbildung 104:	Grundformen von Absorptionsschalldämpfern.....	114
Abbildung 105:	Vorhersage der spektralen Durchgangsdämpfung/Einfügungsdämpfung von komplexen Schalldämpfersystemen auf Basis von Netzwerkmodellen.....	115
Abbildung 106:	Links: mechanisch bearbeitete Metallische Hohlkugelstrukturen (MHKS); Rechts: Einsatz von MHKS innerhalb von Absorptionsschalldämpfern.....	115
Abbildung 107:	Messergebnisse des Schallabsorptionsgrads von Probekörpern aus MHKS und Melaminharzschaum.....	116
Abbildung 108:	Messergebnisse des Schallabsorptionsgrads einer unverschmutzten bzw. verschmutzten MHKS.....	116
Abbildung 109:	Kammer-Schalldämpfer.....	117
Abbildung 110:	$\lambda/4$ -Resonatoren.....	117
Abbildung 111:	Abmessungen Helmholtz-Resonator	118
Abbildung 112:	Prinzip von Resonatoren im Lichtschacht	119
Abbildung 113:	a) Prinzip der Überlagerung von Lärmschallwelle und Antischall im Kanal; b) Resultierendes Schallfeld nach der Überlagerung von Lärmschallwelle und Antischall.....	120
Abbildung 114:	Gekapselter Kompressor.....	121
Abbildung 115:	Doppelwandkonstruktion	122

Abbildung 116:	Möglichkeiten zur isolierten Durchführung einer Rohrleitung durch eine Kapselwand.....	123
Abbildung 117:	Entdröhnung eines schwingenden Blechpanels.....	124
Abbildung 118:	Links: LWWP mit Schallumlenkhaube; Rechts: Prinzipskizze Schallumlenkhaube.....	124
Abbildung 119:	Links: kraftangeregtes Feder-Masse-System; Rechts: reales Feder-Masse-System.....	125
Abbildung 120:	Beispiele von Federelementen.....	126
Abbildung 121:	Bauart eines Kanalkompensators	127
Abbildung 122:	Körperschallisolation bei Kältemittelleitung am Kompressor.....	128
Abbildung 123:	Gerätekosten kommerziell erhältlicher LWWP in Abhängigkeit von der Norm-Heizleistung für die verschiedenen Aufstellungsbedingungen und Bauweisen.....	131
Abbildung 124:	durchschnittliche Gerätekosten kommerziell erhältlicher LWWP für verschiedene Bereiche der Norm-Heizleistung ohne Betrachtung von Aufstellungsbedingung und Bauweise; Angabe Standardabweichung	131
Abbildung 125:	Gerätekosten kommerziell erhältlicher LWWP bezogen auf die Norm-Heizleistung in Abhängigkeit von der Norm-Heizleistung für die verschiedenen Aufstellungsbedingungen und Bauweisen.....	132
Abbildung 126:	A-bewerteter Schalleistungspegel (Außen) kommerziell erhältlicher LWWP in Kompaktbauweise bei Außenaufstellung in Abhängigkeit von den Gerätekosten für verschiedene Bereiche der Norm-Heizleistung.....	132
Abbildung 127:	A-bewerteter Schalleistungspegel (Außen) kommerziell erhältlicher LWWP in Kompaktbauweise bei Innenaufstellung in Abhängigkeit von den Gerätekosten für verschiedene Bereiche der Norm-Heizleistung.....	133
Abbildung 128:	A-bewerteter Schalleistungspegel (Außen) kommerziell erhältlicher LWWP in Splitbauweise in Abhängigkeit von den Gerätekosten für verschiedene Bereiche der Norm-Heizleistung.....	133
Abbildung 129:	Datenbankstruktur/Darstellung der Beziehungen der wichtigsten Datentabellen zueinander	136
Abbildung 130:	Eingabemaske für Grunddaten mit Untersetzung der thermischen Prüfpunkte	137
Abbildung 131:	Eingabemaske für thermische Parameter.....	137
Abbildung 132:	Eingabemaske für akustische Parameter.....	138
Abbildung 133:	Untersetzung der akustischen Daten, z. B. in Form von Oktavpegel-Spektren.....	138
Abbildung 134:	exemplarische Datenbankabfrage nach Hersteller/Modell/Markteinführung der LWWP mit zugehöriger Norm-Heizleistung und COP (Auszug).....	139

Abbildung 135:	exemplarische Datenbankabfrage der LWWP nach Hersteller, Modell und Markteinführung mit zugehörigem Schalleistungspegel in Abhängigkeit von Aufstellungsort, Messort, Betriebspunkt und Norm-Heizleistung (Auszug)	139
Abbildung 136:	Prüfstand Klimazelle	140
Abbildung 137:	Prüfstand Hallraum.....	142
Abbildung 138:	Messtechnische Bestimmung der Schalleistung an einem Verdampfer durch Anwendung des Schallintensitäts-Verfahrens mit kontinuierlicher Abtastung in der Klimazelle	142

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1:	Gegenüberstellung von Kosten und schalltechnischer Wirksamkeit von kommerziell erhältlichen sekundären Lärminderungsmaßnahmen an LWWP.....	30
Tabelle 2:	comparison of costs and acoustic efficiency of secondary methods for noise control at commercialized LWWP currently available	40
Tabelle 3:	JAZ einer Heizungswärmepumpe als Funktion von Basis-COP, Heizgrenztemperatur (HGT), Heizungsvorlauftemperatur (empfohlen: 35 °C, BAFA-Nachweis [2]: 55 °C) und Standort	44
Tabelle 4:	Absatzzahlen von Heizungs-Wärmepumpen (LWWP, WWWP, SWWP) und Brauchwasser-Wärmepumpen (BWWP) in Deutschland im Jahr 2012	45
Tabelle 5:	prognostizierte Entwicklung des Anteils von Heizungs-Wärmepumpen am Gesamtbestand der ca. 20 Mio. Wärmeerzeuger in Deutschland für das Jahr 2030	46
Tabelle 6:	Wertebereich der Norm-Heizleistung und des COP von mehr als 300 LWWP von ca. 40 Herstellern	51
Tabelle 7:	Messnormen zur Bestimmung des Schalleistungspegels von Geräuschquellen.....	59
Tabelle 8:	Immissionsrichtwerte für Immissionsorte außerhalb von Gebäuden.....	66
Tabelle 9:	Übersicht der verschiedenen Leistungsstufen des Ventilators der LWWP aus Abbildung 49.....	71
Tabelle 10:	Untersuchte Betriebszustände der LWWP aus Abbildung 59	80
Tabelle 11:	Maximal erreichbare Einfügungsdämmung bei optimalem Wandaufbau in Abhängigkeit von der Fläche der Öffnungen	122
Tabelle 12:	Planungsdaten als Voraussetzung zur Erstellung eines Gesamtkostenbeispiels	129
Tabelle 13:	Gesamtkosten mit Kostenspezifikation auf Basis der Planungsdaten aus Tabelle 12 für eine LWWP in Splitbauweise.....	130
Tabelle 14:	Gegenüberstellung von Kosten und schalltechnischer Wirksamkeit von kommerziell erhältlichen sekundären Lärminderungsmaßnahmen an LWWP.....	134
Tabelle 15:	Prüfstandsparameter der Klimazelle.....	141

Abkürzungen

AFD	Gesellschaft für Akustikforschung Dresden mbH
ANC	Active Noise Control
BAFA	Bundesamt für Wirtschaft und Ausfuhrkontrolle
BWWP	Brauchwasser-Wärmepumpe
COP	Coefficient of Performance
EEWärmeG	Gesetz zur Förderung Erneuerbarer Energien im Wärmebereich (Erneuerbare-Energien-WärmeGesetz - EEWärmeG)
GK	Genauigkeitsklasse
HGT	Heizgrenztemperatur
ILK	ILK Dresden – Institut für Luft- und Kältetechnik gGmbH
JAZ	Jahresarbeitszahl
LWWP	Luft-Wasser-Wärmepumpe
MHKS	Metallische Hohlkugelstruktur
SWWP	Sole-Wasser-Wärmepumpe
WWWP	Wasser-Wasser-Wärmepumpe

1 Zusammenfassung

1.1 Einleitung

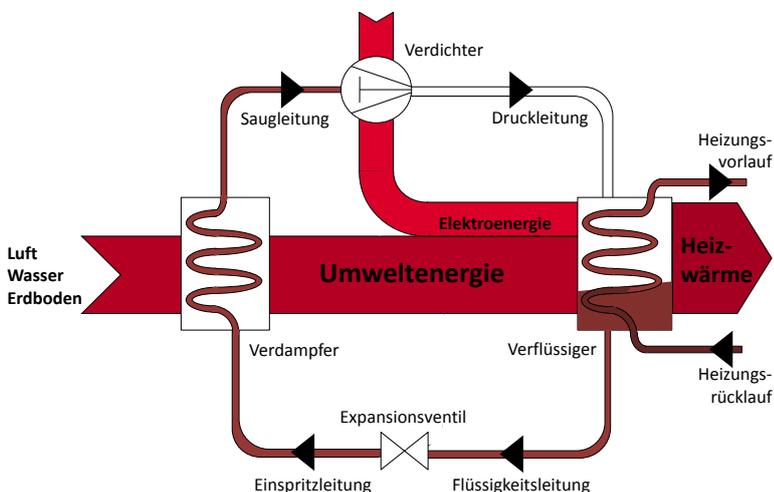
Der zunehmende Einsatz von Luft-Wasser-Wärmepumpen (LWWP) zur Kühlung und Heizung von Gebäuden führt zu einer erhöhten Lärmbelastung der Bevölkerung. Ziel des Vorhabens ist die Unterstützung der Strategie des Bundes zur Minderung des Lärms durch Wärmepumpen und andere, stationär im Freien von Wohngebieten betriebene Geräten zur Kühlung, Lüftung und Heizung von Gebäuden. Dies soll einerseits durch die Entwicklung eines praxistgerechten Messverfahrens zur Ermittlung der Geräuschemissionen vor Ort und andererseits durch die Beschreibung technisch möglicher Lärminderungsmaßnahmen geschehen. Zusätzlich soll eine Datensammlung mit relevanten Leistungs- und Geräuschkennwerten von aktuell erhältlichen Luft-Wasser-Wärmepumpen (LWWP) zur Verfügung gestellt werden. Im Verlauf der Erstellung dieser Studie zeigte sich, dass es sinnvoll ist, die Datensammlung ebenfalls durch die anfallenden Netto-Kosten für die einzelnen Geräte sowie für zusätzlich erhältliche Lärminderungsmaßnahmen zu ergänzen. Dies ermöglicht es, einen umfassenden Überblick über den aktuellen technischen Stand von LWWP zu gewinnen.

Die Studie wurde aufgrund ihrer Komplexität durch eine Kooperation bearbeitet. Der Schwerpunkt der theoretischen und messtechnischen Arbeiten lag dabei bei der Gesellschaft für Akustikforschung Dresden mbH (AFD), der Schwerpunkt der Datenerhebung und der messtechnischen klimatechnischen Arbeiten an den LWWP beim ILK Dresden – Institut für Luft- und Kältetechnik gGmbH. Im Folgenden sind die wesentlichen Ergebnisse dieser Studie zusammenfassend dargestellt.

1.2 Funktionsprinzip

Das Funktionsprinzip der zu untersuchenden Kompressions-Wärmepumpen unterscheidet sich lediglich von der Wärmequelle (hier Umgebungsluft), die zur Nutzbarmachung der bereitgestellten Umweltenergie ausgebeutet wird. Der Kältekreis, der die Anhebung der Temperatur auf einen nutzbaren Bereich erhöht, ist prinzipiell für alle Wärmequellen gleich. Abbildung 1 zeigt das Funktionsschema einer Wärmepumpe einschließlich der Hauptbestandteile des Kältekreislaufes. Diese sind Verdampfer / mit Ventilator (Quellseite), Expansionsventil, Verdichter / Kompressor und Verflüssiger (Nutzseite).

Abbildung 1: Funktionsprinzip einer Wärmepumpenanlage

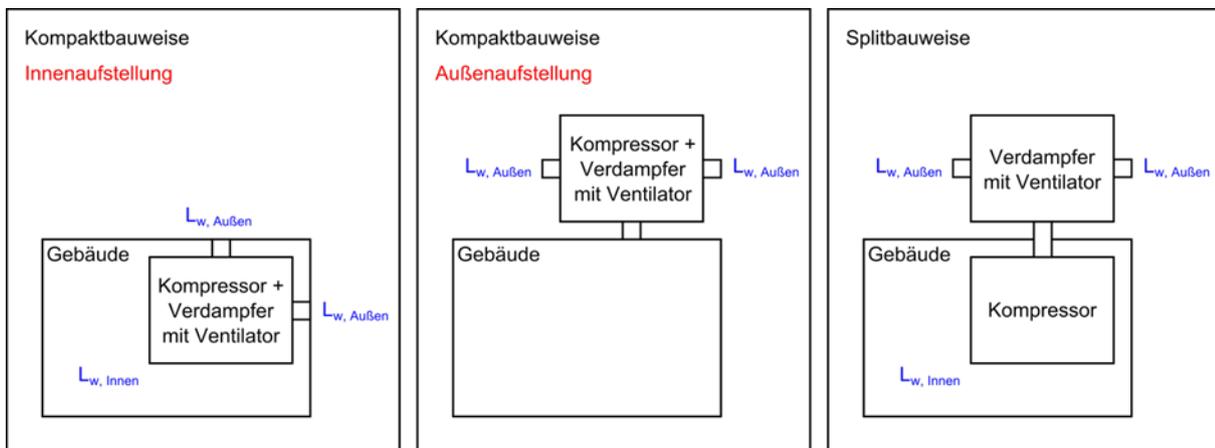


Quelle: AFD

1.3 Bauart

Die Bauart der LWWP unterscheidet sich hinsichtlich deren Aufstellung. Wärmepumpen können in Kompaktbauweise (als Integralgerät) oder in Splitbauweise ausgeführt sein. Bei Integralgeräten kann eine weitere Unterscheidung zwischen Geräten mit Kanalanschluss (Innenaufstellung) und freier Aufstellung (Außenaufstellung) vorgenommen werden. Bei Splitbauweise wird der Verdampfer mit Ventilator im Allgemeinen separat im Freien aufgestellt und mittels Kältemittelleitungen mit der Inneneinheit (Kompressor mit Wärmetauscher und Umwälzpumpe) thermisch verbunden. Abbildung 2 zeigt eine Übersicht der daraus resultierenden möglichen Aufstellung der verschiedenen Bauarten. Exemplarische Außeneinheiten von LWWP verschiedener Bauart sind in Abbildung 3 dargestellt.

Abbildung 2: Prinzipskizze der möglichen Aufstellungen der verschiedenen Bauarten von LWWP



Quelle: AFD

Abbildung 3: Außeneinheiten von LWWP verschiedener Bauweise

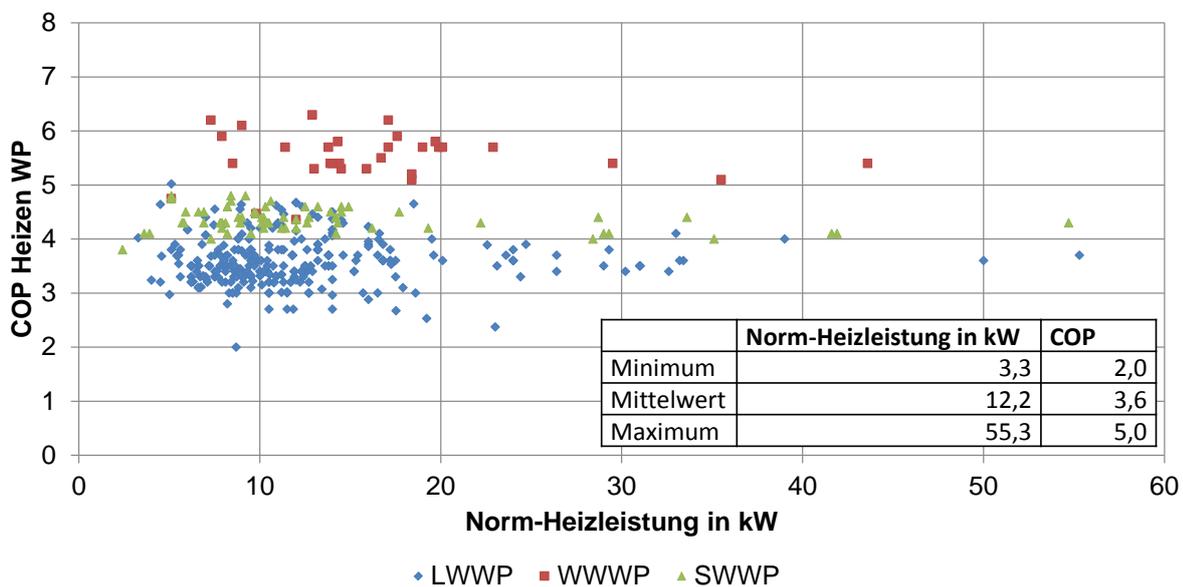


Quelle: AFD; Links: LWWP in Kompaktbauweise (Integralgerät); Mitte: LWWP in Splitbauweise – Kompressor + Wärmetauscher innerhalb des Gebäudes; Rechts: LWWP in Splitbauweise – Kompressor außerhalb / Wärmetauscher innerhalb des Gebäudes

1.4 Überblick Leistungs- und Geräuschkennwerte

In Abbildung 4 ist die Leistungskennzahl COP von ca. 300 gegenwärtig kommerziell erhältlichen LWWP von ca. 40 Herstellern in Abhängigkeit von der Norm-Heizleistung dargestellt. Die Daten entstammen einer Datenbank mit relevanten Leistungs- und Geräuschkennwerten von LWWP, die innerhalb der Studie erstellt wurde. Es lässt sich erkennen, dass die Norm-Heizleistung der LWWP von ca. 3 kW bis 55 kW reicht. Nach dem gegenwärtigen Stand der Technik kann damit für das Heizen ein COP im Bereich von 2 bis 5, im Mittel von 3,6 erreicht werden. Im Vergleich zu LWWP erreichen grundwassergekoppelte Wasser-Wasser-Wärmepumpen (WWWP) und erdwärme-gekoppelte Sole-Wasser-Wärmepumpen (SWWP) einen COP von ca. 5 bis 6 bzw. von ca. 4 bis 5 (vgl. Abbildung 4).

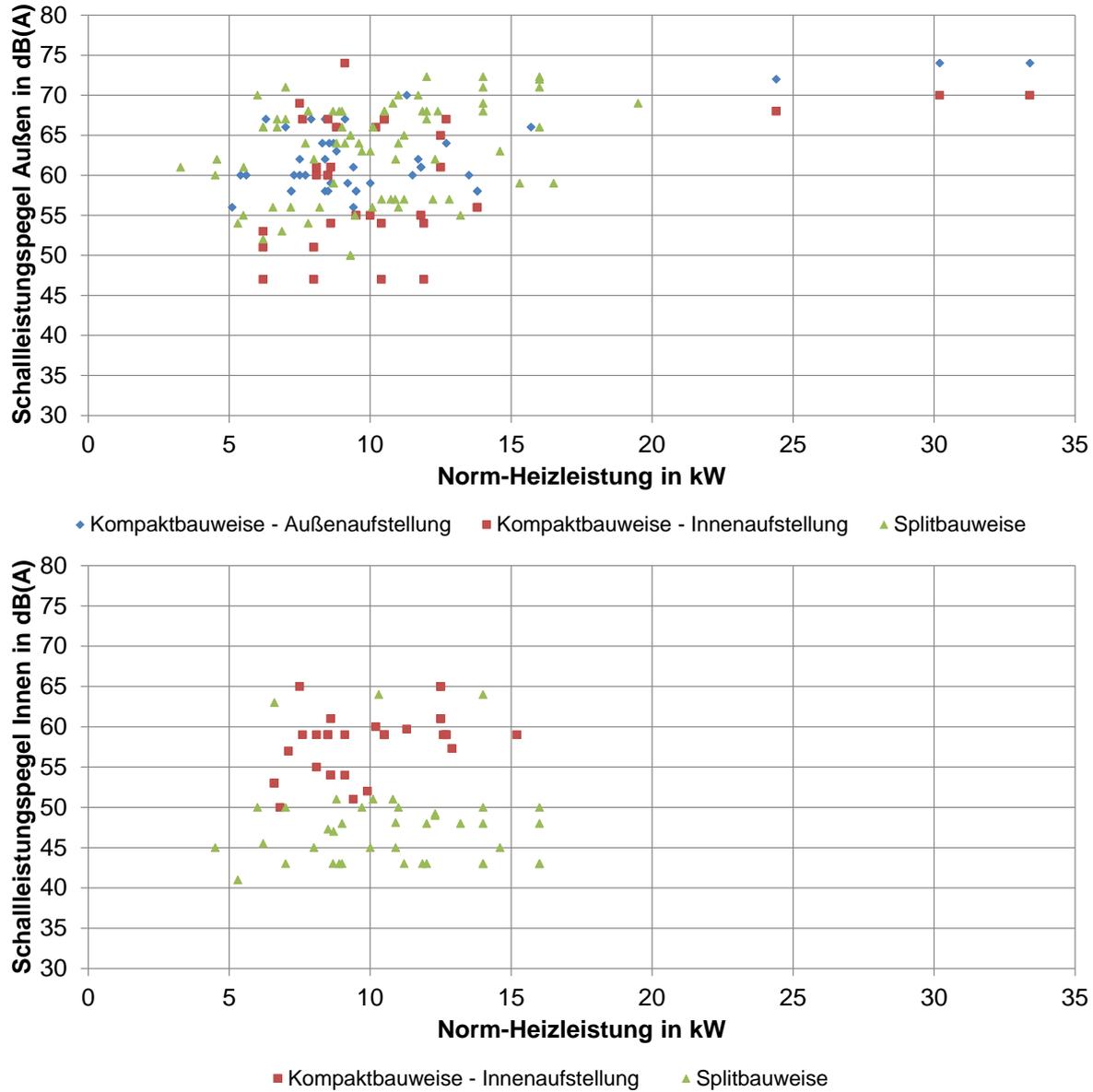
Abbildung 4: Gegenüberstellung des COP von Luft-Wasser-Wärmepumpen (LWWP), Wasser-Wasser-Wärmepumpen (WWWP) und Sole-Wasser-Wärmepumpen (SWWP) in Abhängigkeit von der Norm-Heizleistung



Quelle: Projektdatenbank mit Herstellerangaben und Ergebnissen aus Prüfstandsmessungen im ILK

Abbildung 5 zeigt die nach dem gegenwärtigen Stand der Technik durch LWWP ins Freie (oben) sowie ins Gebäudeinnere (unten) emittierte Schalleistung. Unabhängig von der Aufstellung der verschiedenen Bauarten steigt der außerhalb von Gebäuden durch LWWP erzeugte Schalleistungspegel mit Erhöhung der Norm-Heizleistung an. Im Gegensatz dazu ist zu erkennen, dass LWWP in Kompaktbauweise bei Innenaufstellung im Allgemeinen einen höheren Schalleistungspegel im Gebäudeinnern erzeugen als LWWP in Splitbauweise. Für LWWP in Splitbauweise scheint kein direkter Zusammenhang zwischen der Norm-Heizleistung und dem im Gebäudeinnern erzeugten Schalleistungspegel vorzuliegen.

Abbildung 5: Außerhalb (oben) und innerhalb (unten) von Gebäuden generierter A-bewerteter Schallleistungspegel von LWWP in Abhängigkeit von der Norm-Heizleistung für die möglichen Aufstellungsbedingungen der verschiedenen Bauarten



Quelle: Projektdatenbank mit Herstellerangaben und Ergebnissen aus Prüfstandsmessungen im ILK

1.5 Ermittlung der Geräuschemission

Innerhalb der Studie fand eine Vielzahl von messtechnischen Untersuchungen zur Bestimmung der spektralen Schalleistung von LWWP in einer Klimazelle statt (s. Abbildung 6). Diese Zelle ermöglicht die normgerechte Einstellung von verschiedenen Betriebszuständen sowie thermischen Parametern der LWWP.

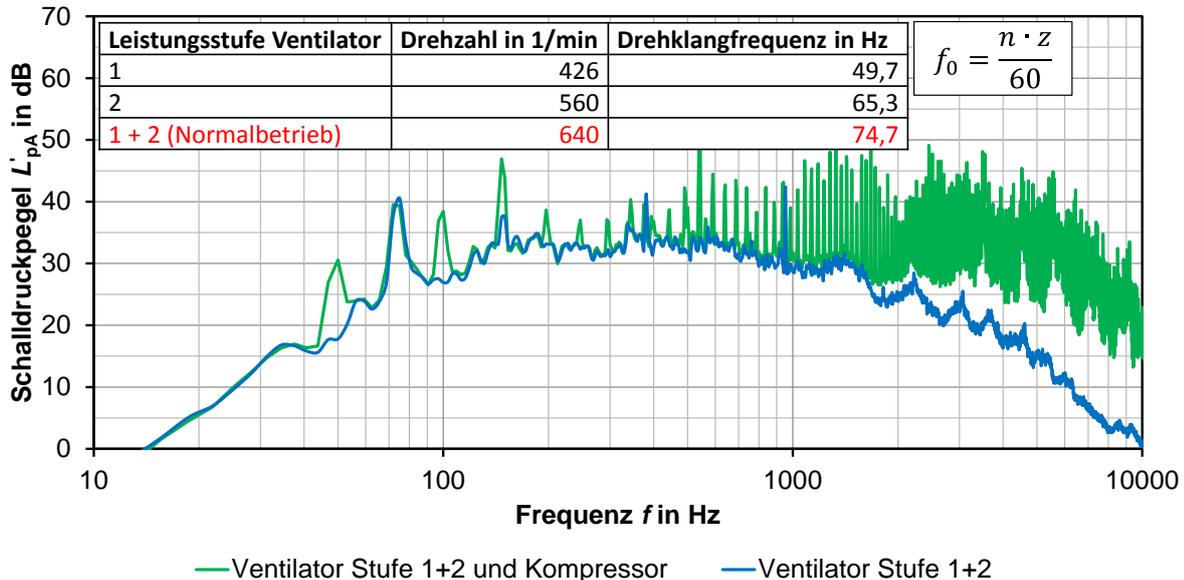
Abbildung 7 zeigt exemplarisch das Linienspektrum des A-bewerteten Messflächen-Schalldruckpegels bei Betrieb verschiedener Aggregate einer LWWP in Kompaktbauweise bei demontiertem Systemgehäuse.

Abbildung 6: Exemplarischer Prüfaufbau zur Ermittlung der spektralen Schalleistung von LWWP in der Klimazelle



Quelle: AFD, Prüfstand am ILK

Abbildung 7: Linienspektrum des A-bewerteten Messflächen-Schalldruckpegels bei Betrieb verschiedener Aggregate einer LWWP bei demontiertem Systemgehäuse



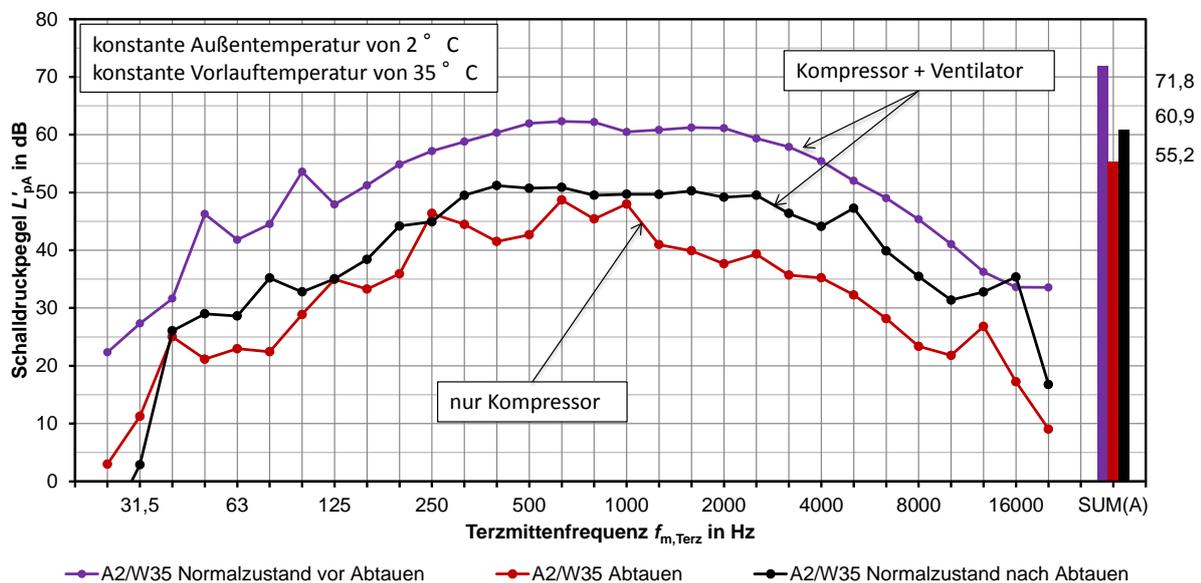
Quelle: AFD; blau: nur Ventilator aktiv; grün: Ventilator und Kompressor aktiv

Die Messergebnisse veranschaulichen, dass der Ventilator und der Kompressor die dominanten Schallquellen von LWWP darstellen. Das Linienspektrum des Ventilators ist von breitbandiger Charakteristik und besitzt seinen energetischen Schwerpunkt zwischen ca. 0,5 kHz und 1 kHz. Gleichzeitig tritt die tonale Grundfrequenzkomponente des Ventilators energetisch hervor. Eine Erhöhung der Leistungsstufe des Ventilators ist mit einer Erhöhung der Drehzahl verbunden. Dies führt im Allgemeinen, neben der Verschiebung der tonalen Grundfrequenzkomponente und deren Vielfachen zu höheren Frequenzen, zu einer deutlichen Zunahme der emittierten Schalleistung über nahezu den gesamten Frequenzbereich.

Das Linienspektrum des Kompressors ist ebenfalls von breitbandiger Charakteristik. Die größte Schallabstrahlung des Kompressors findet zwischen ca. 1 kHz und 8 kHz statt. Dabei treten die tonale Grundfrequenzkomponente des Kompressors sowie einzelne Vielfache der Grundfrequenz energetisch hervor. Im tieffrequenten Bereich wird die Gesamt-Schallabstrahlung der LWWP durch Kompressor und Ventilator bestimmt.

Bei Installation eines schalltechnisch fachgerecht ausgelegten Systemgehäuses kann die durch den Kompressor im mittel- und hochfrequenten Bereich abgestrahlte Schalleistung der LWWP im Allgemeinen stark gemindert werden (vgl. Abbildung 8, rote Kurve). Dies führt dazu, dass der A bewertete Gesamt-Schalleistungspegel der LWWP ohne zusätzliche Installation eines Ansaug- und Abluftschalldämpfers durch den Ventilator bestimmt wird (vgl. Abbildung 8, schwarze Kurve).

Abbildung 8: Terzbandspektrum des A-bewerteten Messflächen-Schalldruckpegels bei Betrieb einer LWWP bei verschiedenen Betriebszuständen

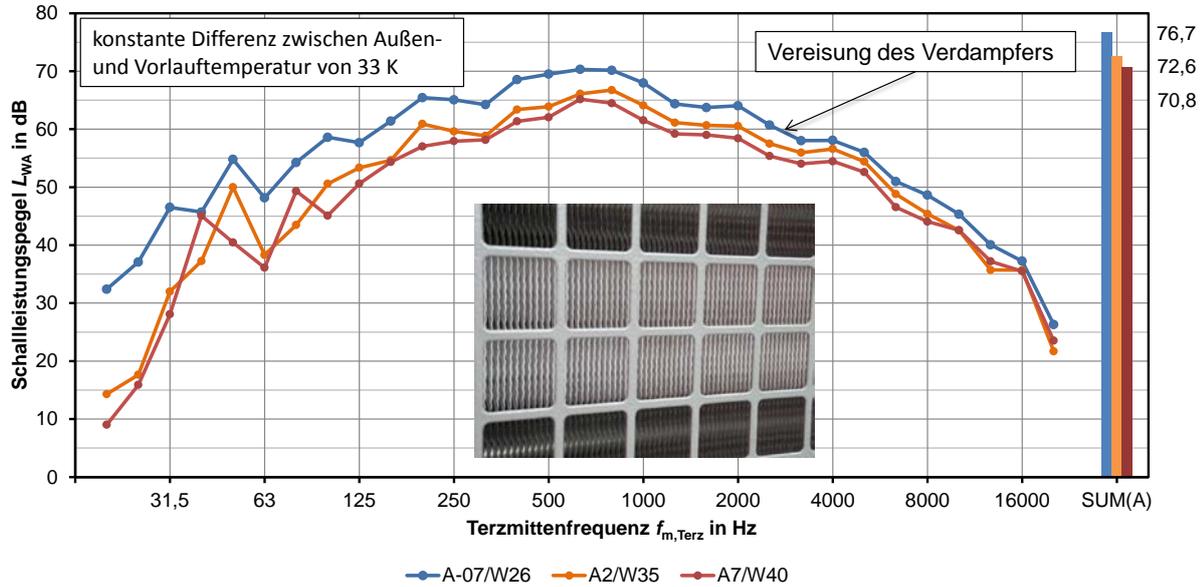


Quelle: AFD; thermische Parameter A2/W35; lila: Normalzustand vor Abtauen (Ventilator und Kompressor aktiv); rot: Abtauen (nur Kompressor aktiv); schwarz: Normalzustand nach Abtauen (Ventilator und Kompressor aktiv)

Bei längerem Betrieb der LWWP kann es bereits bei einer Außentemperatur unterhalb von 7 °C zur kontinuierlichen Vereisung des Verdampfers und damit zur Vergrößerung dessen Strömungswiderstands kommen (vgl. Abbildung 9). Infolgedessen entsteht Strömungsrauschen, die Schallemission der LWWP nimmt zu. Wird der Strömungswiderstand des Verdampfers zu groß, kann der Ventilator zusätzlich in seinem Betriebspunkt beeinflusst werden und zu einer zusätzlichen Erhöhung der emittierten Schalleistung der LWWP führen.

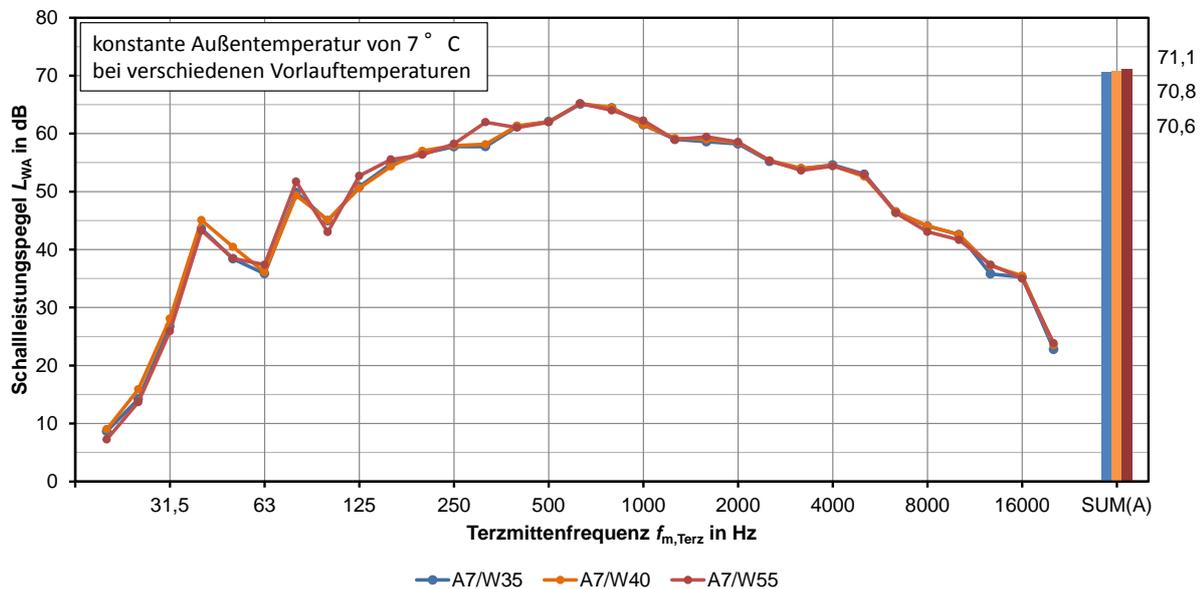
Um dem Vereisen des Verdampfers entgegenzuwirken, schaltet die LWWP in regelmäßigen Zeitintervallen in den Abtaubetrieb (vgl. Abbildung 8, rote Kurve). Dabei wird der Kompressor im Reverse-Mode betrieben, der Ventilator der LWWP ist nicht aktiv. Im vorliegenden Beispiel trat eine Differenz des A-bewerteten Schalleistungspegels der LWWP vor und nach dem Abtauen von ca. 11 dB auf (vgl. Abbildung 8, lila und schwarze Kurve). Weiterführende Untersuchungen zeigten, dass die Vorlauftemperatur bei maximaler Leistungsstufe des Ventilators keinen wesentlichen Einfluss auf die Schalleistung der LWWP hat (vgl. Abbildung 10).

Abbildung 9: Terzbandspektrum des A-bewerteten Schalleistungspegels bei Betrieb einer LWWP bei verschiedenen Lufttemperaturen für eine konstante Differenz zwischen Vorlauf- und Lufttemperatur von 33 K



Quelle: AFD; einsetzende Vereisung der vertikalen lamellenförmigen Struktur des Verdampfers im mittleren Bildbereich

Abbildung 10: Terzbandspektrum des A-bewerteten Schalleistungspegels bei Betrieb einer LWWP für eine Lufttemperatur von 7 °C bei verschiedenen Vorlauftemperaturen



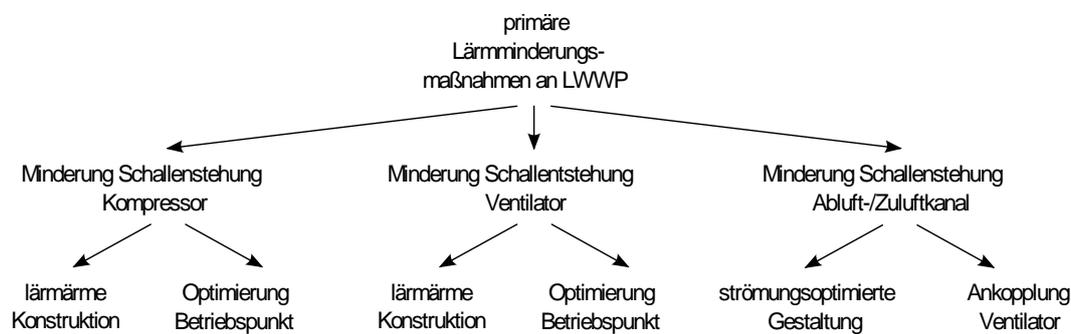
Quelle: AFD

Ergänzend zu den Prüfstandsmessungen fanden Messungen an LWWP vor Ort statt. Dabei wurde insbesondere der Einfluss sekundärer Lärmschutzmaßnahmen auf die Richtcharakteristik der Schallemission von LWWP untersucht. Auch zur Betrachtung des in unmittelbarer Nähe zur LWWP auftretenden Nahfeldeffekts fanden schalltechnische Messungen an einer Vergleichschallquelle statt. Die jeweiligen Ergebnisse liefern die Grundlage für ein praxistgerechtes Mess- und Bewertungsverfahren zur Ermittlung der Geräuschemission von LWWP unter relevanten und realisierbaren Betriebsbedingungen vor Ort.

1.6 Potentielle Lärminderungsmaßnahmen an LWWP

Grundsätzlich kann zwischen primären und sekundären Schallschutzmaßnahmen unterschieden werden. Als primäre Maßnahmen werden im Allgemeinen die Maßnahmen bezeichnet, die sich mit der Reduktion der Schallentstehung an der Quelle selbst befassen. Für LWWP betrifft dies insbesondere die lärmarme Konstruktion des Ventilators und des Kompressors. Der Zuluft-/Abluftkanal, der an den Ventilator angeschlossen ist, wird bei ungünstiger Dimensionierung und konstruktiver Ausführung ebenfalls zur Lärmquelle. Auch der Betriebspunkt des Ventilators kann dadurch ungünstig beeinflusst werden. Den primären Maßnahmen ist in der Regel der Vorzug zu geben, da sie zum einen am wirksamsten und zum anderen meist kostengünstigster als nachträgliche Maßnahmen sind. Einen Überblick über die potentiellen primären Lärminderungsmaßnahmen an LWWP zeigt Abbildung 11.

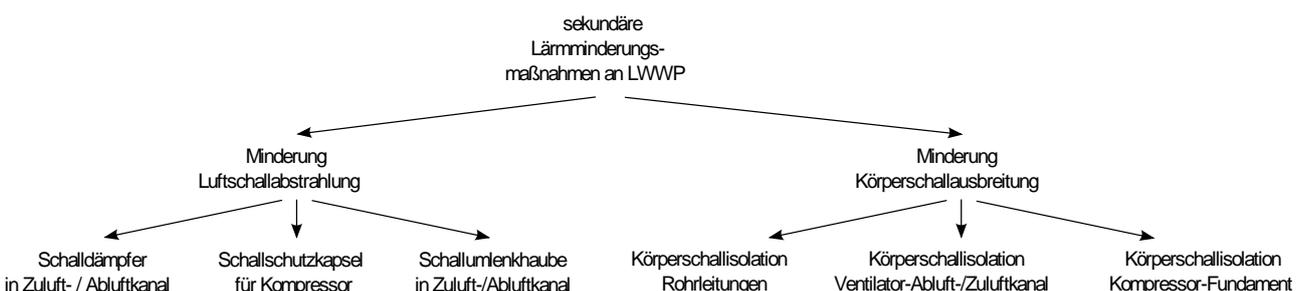
Abbildung 11: Potentielle primäre Lärminderungsmaßnahmen an LWWP



Quelle: AFD

Maßnahmen, die darauf abzielen, den Schall nach der Entstehung zu dämpfen, zu dämmen oder zu isolieren, werden als sekundäre Lärminderungsmaßnahmen bezeichnet. Klassische Beispiele sind Schalldämpfer und Schallschutzkapselungen kompletter Maschinen/ einzelner Maschinenteile zur Minderung des abgestrahlten Luftschalls sowie Körperschallisolatoren zur Minderung der Körperschallausbreitung. Schalldämpfende Elemente können besonders effektiv im Bereich des Zuluft-/Abluftkanals von LWWP in Kompaktbauweise bei Innenaufstellung eingesetzt werden. Schallschutzkapselungen mit Entdröhnbelägen können vor allem der Minderung der Schallabstrahlung des Kompressors aller Bauweisen von LWWP dienen. Im Gegensatz dazu ist die Anwendung von Schallumlenkhauben ausschließlich im Bereich des Abluft-/Zuluftkanals von LWWP in Splitbauweise sowie von LWWP in Kompaktbauweise bei Außenaufstellung zielführend. Körperschallisolatoren sollten im Bereich zwischen Kompressor und Fundament, zwischen Ventilator und Abluft-/Zuluftkanal sowie zur Schwingungsentkopplung von Rohrleitungen im Bereich des Geräteanschlusses Einsatz finden. Eine Übersicht der potentiellen sekundären Lärminderungsmaßnahmen an LWWP zeigt Abbildung 12.

Abbildung 12: Potentielle sekundäre Lärminderungsmaßnahmen an LWWP



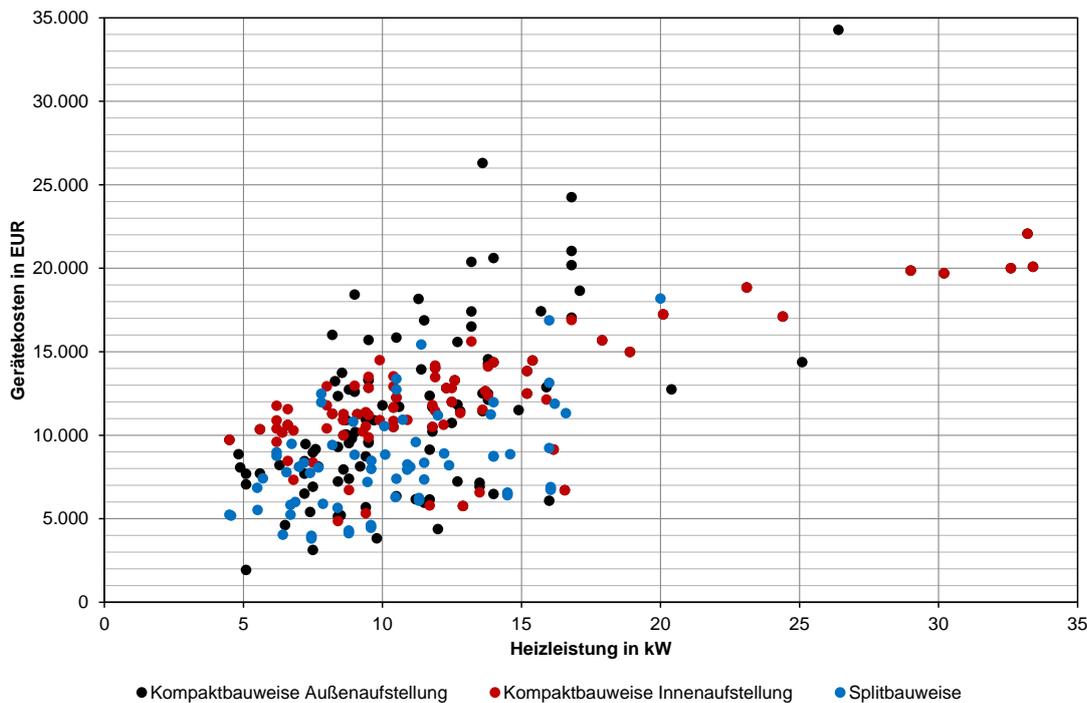
Quelle: AFD

1.7 Gerätekosten und Kosten für sekundäre Lärmschutzmaßnahmen

Abbildung 13 zeigt die Netto-Gerätekosten kommerziell erhältlicher LWWP in Abhängigkeit von der Norm-Heizleistung für die verschiedenen Aufstellungsbedingungen und Bauweisen. Darin ist zu erkennen, dass LWWP in Splitbauweise durchschnittlich geringere Gerätekosten verursachen als LWWP in Kompaktbauweise bei Innenaufstellung. Für die Gerätekosten von LWWP in Kompaktbauweise in Außenaufstellung lässt sich dagegen keine allgemeine Aussage treffen.

Generell steigen die Netto-Gerätekosten von LWWP mit zunehmender Norm-Heizleistung an. Durch Darstellung der mittleren Gerätekosten in Abhängigkeit von verschiedenen Leistungsbereichen der Norm-Heizleistung erscheint der Zusammenhang zwischen beiden Größen linear bzw. exponentiell. Des Weiteren ist festzustellen, dass die Streuung der Gerätekosten über die verschiedenen Gerätetypen mit höherer Norm-Heizleistung zunimmt. Die Normierung der Netto-Gerätekosten der LWWP ergab, dass die Gerätekosten je kW Heizleistung mit zunehmender Norm-Heizleistung sinken.

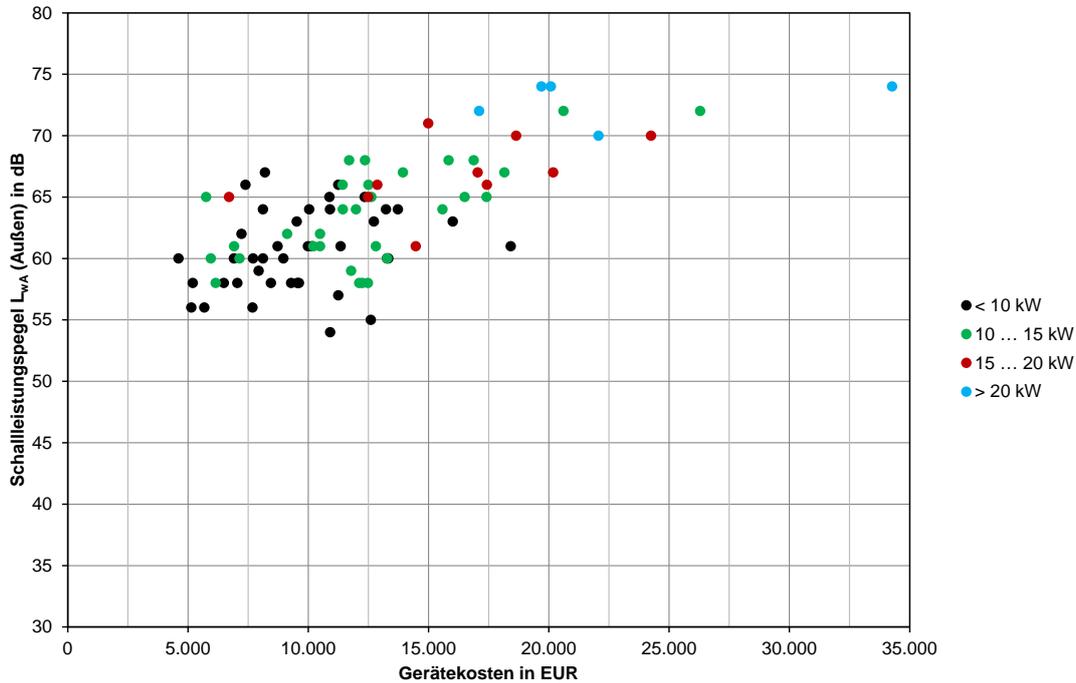
Abbildung 13: Gerätekosten kommerziell erhältlicher LWWP in Abhängigkeit von der Norm-Heizleistung für die verschiedenen Aufstellungsbedingungen und Bauarten



Quelle: Projektdatenbank mit Herstellerangaben und Verkaufsportalangaben

Des Weiteren zeigte sich, dass für die kommerziell erhältlichen LWWP unterschiedlicher Bauart und Aufstellungsbedingung kein direkter Zusammenhang zwischen den Netto-Gerätekosten und der ins Freie emittierten Schalleistung der LWWP existiert (vgl. Abbildung 14). Die derzeitigen Gerätekosten der LWWP werden ausschließlich durch die Norm-Heizleistung bestimmt.

Abbildung 14: Exemplarischer A-bewerteter Schallleistungspegel (Außen) kommerziell erhältlicher LWWP in Kompaktbauweise bei Außenaufstellung in Abhängigkeit von den Gerätekosten für verschiedene Bereiche der Norm-Heizleistung



Quelle: Projektdatenbank mit Herstellerangaben und Verkaufsportalangaben

Tabelle 1 gibt einen Überblick über die schalltechnische Wirksamkeit kommerziell erhältlicher, sekundärer Lärminderungsmaßnahmen an LWWP im Vergleich zu den anfallenden Netto-Kosten. Es zeigte sich, dass die Netto-Gerätekosten von LWWP ein Vielfaches der Netto-Kosten für Lärminderungsmaßnahmen an LWWP betragen. Es ist davon auszugehen, dass die Netto-Kosten der innerhalb der Studie beschriebenen sekundären Lärmschutzmaßnahmen an LWWP in vergleichbarer Größenordnung liegen wie die in Tabelle 1 dargestellten Netto-Kosten.

Tabelle 1: Gegenüberstellung von Kosten und schalltechnischer Wirksamkeit von kommerziell erhältlichen sekundären Lärminderungsmaßnahmen an LWWP

Lärminderungsmaßnahme	Kosten in EUR	schalltechnische Wirksamkeit in dB
Luftschalldämpfende Elemente / Zubehör		
Luftkanäle starr	100 bis 2.000	bis zu 11
Luftkanäle flexibel		
Luftumlenkhauben		
Schalldämpfer		
Luftschalldämmende Elemente / Zubehör		
Schallschutzkapseln	100 bis 800	bis zu 3
Schalldämmmatten zzgl. Lastverteilerplatten		
Körperschallisolierende Elemente / Zubehör		
Dichtmanschetten	50 bis 300	keine Angaben
Dämmstreifen		

Quelle: Projektdatenbank mit Herstellerangaben und Verkaufsportalangaben

2 Summary

2.1 Introduction

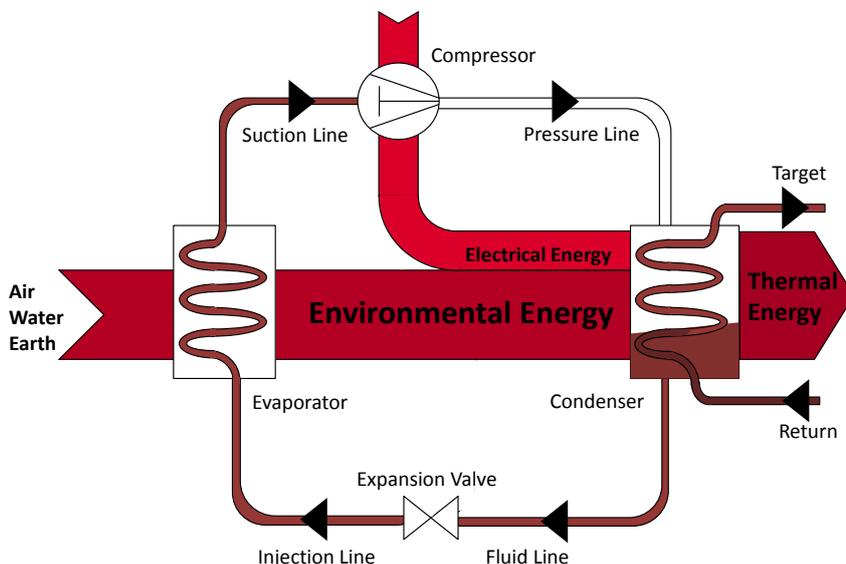
The increasing application of air to water heat pumps (LWWP) for cooling and heating of buildings causes an increased noise exposure of the population. Aim of the present project is to support the federal strategy to reduce noise emitted by heat pumps and other outdoor devices for cooling, ventilating and heating of buildings. On the one hand, it is intended to develop a practical measurement and evaluation procedure to determine the noise emission of such devices. On the other hand, a detailed description of technical methods for noise reduction is to be presented together with the theoretical background for acoustic optimization. Furthermore, a data collection is provided, containing an overview of relevant characteristic values for power and noise behavior of commercialized air to water heat pumps. In the course of the compilation of the survey, it became apparent that it is efficient to complement the data collection by costs for devices and for secondary methods for noise control currently available. Thus, a comprehensive overview of the present state of the art of LWWP is gained.

For reasons of complexity, the survey was compiled by co-operation. Thereby, the theoretical work together with acoustic measurements at LWWP was carried out by the Gesellschaft für Akustikforschung Dresden mbH (AFD). The ILK Dresden – Institut für Luft- und Kältetechnik gGmbH focused on providing the data collection and on climate measurements at LWWP. In the following, an overview of the essential results of the survey is given.

2.2 Operating Principle

The operating principle of compression heat pumps to be investigated mainly differs in the source of heat (here ambient air) that is exploited to make use of the provided environmental energy. In principle, the low-temperature circuit that raises the temperature on a usable level is constructed in the same way for all sources of heat. Abbildung 15 shows a sketch of the operating principle of a heat pump together with the main components of the low-temperature circuit. These are the evaporator / with ventilator (source side), expansion valve, compressor and condenser (beneficial side).

Abbildung 15: Operating principle of a heat pump system

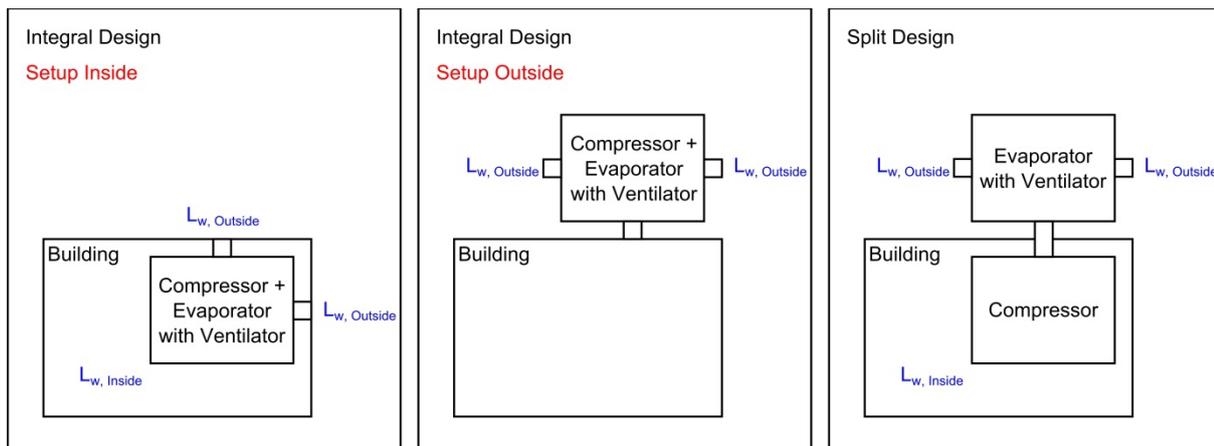


Source: AFD

2.3 Models

The basic models of the LWWP differ with respect to their setup. Heat pumps are available in integral design (integral device) or in split design (split device). For integral devices, it can be further distinguished between devices with duct connection (setup inside) and outdoor units (setup outside). In split design, in general, the evaporator is installed separately outdoor and further connected to the indoor unit (compressor and heat exchanger and circulation pump). Abbildung 16 gives an overview of the resulting possible setups of the different models. Exemplary outdoor units of LWWP of the different models are shown in Abbildung 17.

Abbildung 16: Principle sketch of possible setups of different models of LWWP



Source: AFD

Abbildung 17: Outdoor units of LWWP of different models

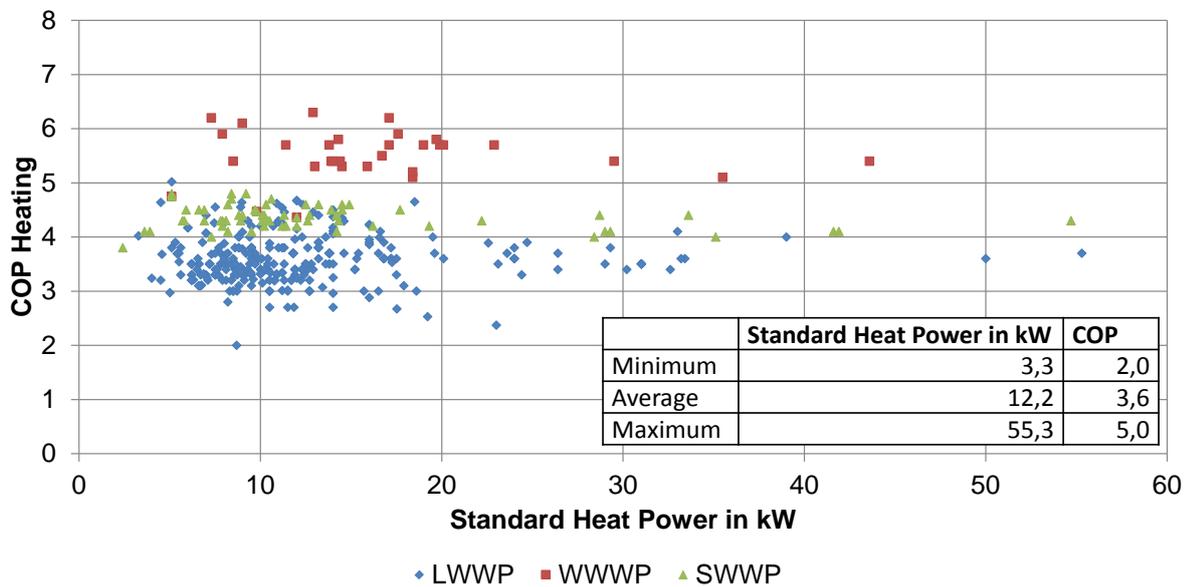


Source: AFD; left: LWWP in integral design; center: LWWP in split design - compressor + heat exchanger inside of building; right: LWWP in split design - compressor outside of building / heat exchanger inside of building

2.4 Parameters of power and noise emission

Abbildung 18 shows the coefficient of performance COP of approx. 300 commercialized LWWP currently available of approx. 40 manufacturers as a function of the standard heat power. The data originate from a data collection with relevant characteristic values for power and noise emission of LWWP. The data collection was provided in the course of the compilation of this survey. It can be recognized that the standard heat power of the LWWP spreads from ca. 3 kW to 55 kW. According to the present state of the art, a COP for heating in the range of 2 to 5 – on average of 3.6 – can be achieved. In comparison to LWWP, water to water heat pumps (WWWP) and geothermal heat pumps (SWWP) yield a COP of ca. 5 to 6 and of ca. 4 to 5 respectively (see Abbildung 18).

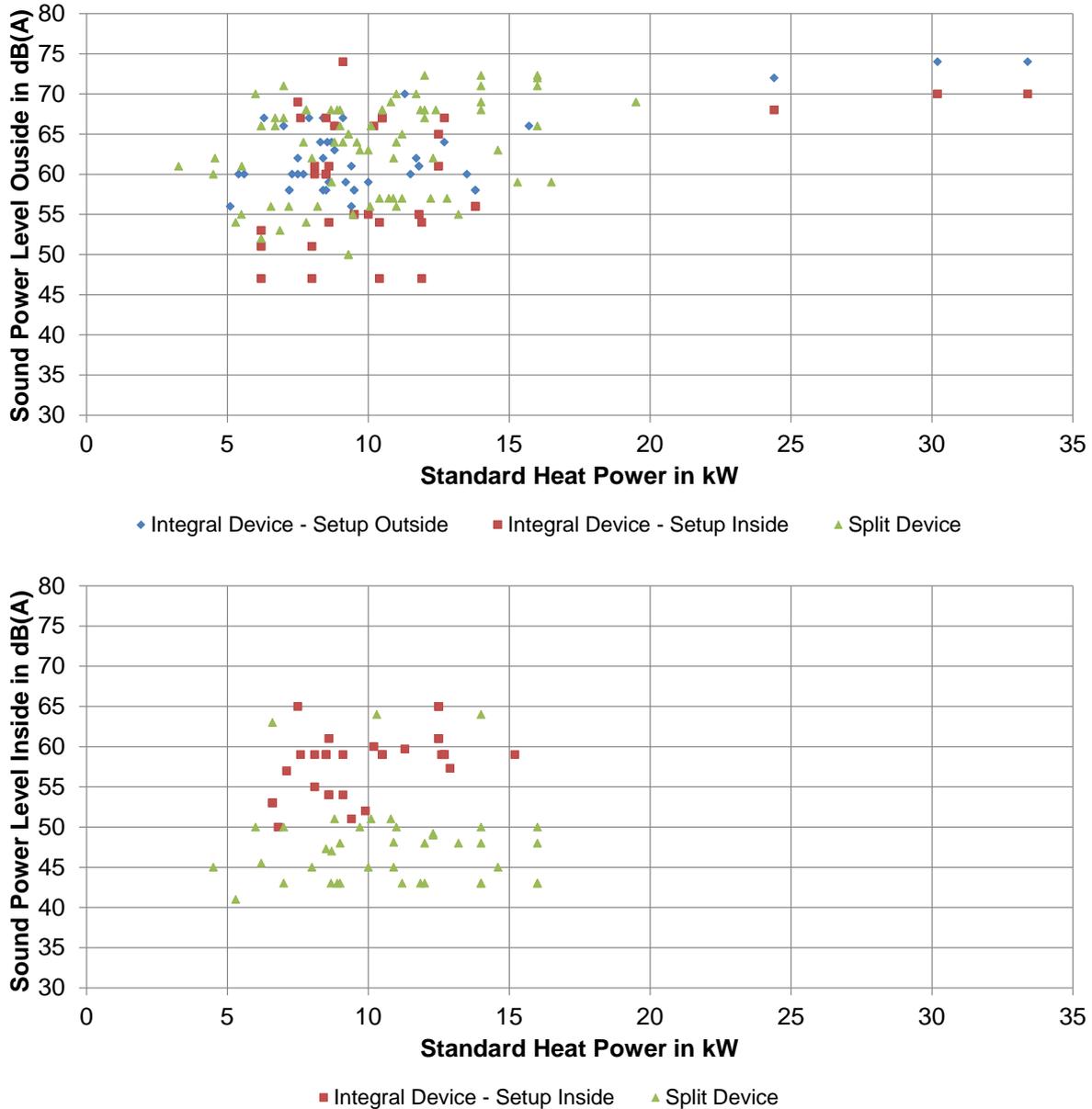
Abbildung 18: comparison of COP of air to water heat pumps (LWWP), water to water heat pumps (WWWP) and geothermal heat pumps (SWWP) as a function of standard heat power



Source: project data collection with information of manufactures and measurement results gained at the test setup of ILK

Abbildung 19 shows the sound power of LWWP of the present state of the art that is emitted outside (top) and inside of buildings. Independently of the setup of the different models, the sound power level outside of buildings rises with increasing standard heat power. In contrast, it can be recognized that generally the sound power level inside of buildings caused by indoor units of LWWP in integral design is higher than the one caused by LWWP in split design. Apparently, for LWWP in split design, a direct interrelation between the standard heat power and the sound power caused inside of buildings does not exist.

Abbildung 19: A-weighted sound power level caused by LWWP outside (top) and inside (bottom) of buildings as a function of standard heat power for possible setup conditions of the different models



Source: project data collection with information of manufactures and measurement results gained at the test setup of ILK

2.5 Determination of noise emission

In the course of the compilation of the survey, numerous measurements were carried out in a climate chamber to determine the spectral sound power of LWWP (see Abbildung 20). This chamber allowed the setting of various operation conditions as well as of thermal parameters of the LWWP.

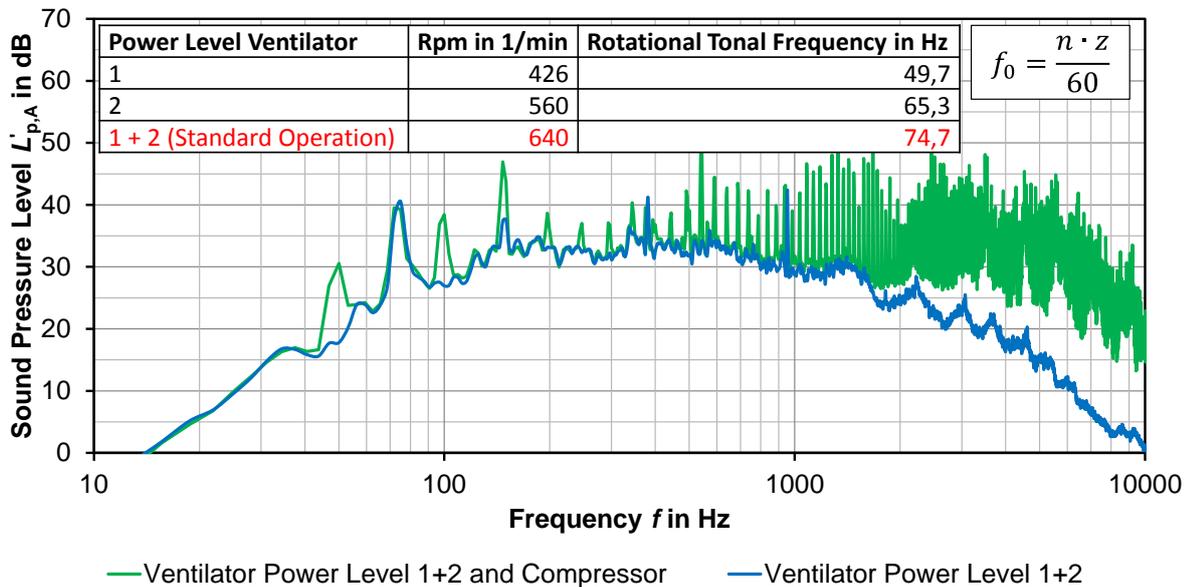
Exemplarily, Abbildung 21 shows the FFT spectrum of the A-weighted sound pressure level at the measurement surface during the operation of different components of an LWWP with disassembled system housing.

Abbildung 20: exemplary test setup for determination of spectral sound power of LWWP in the climate chamber



Source: AFD, test setup at the ILK

Abbildung 21: FFT spectrum of A-weighted sound pressure level at measurement surface during operation of different components of an LWWP with disassembled system housing



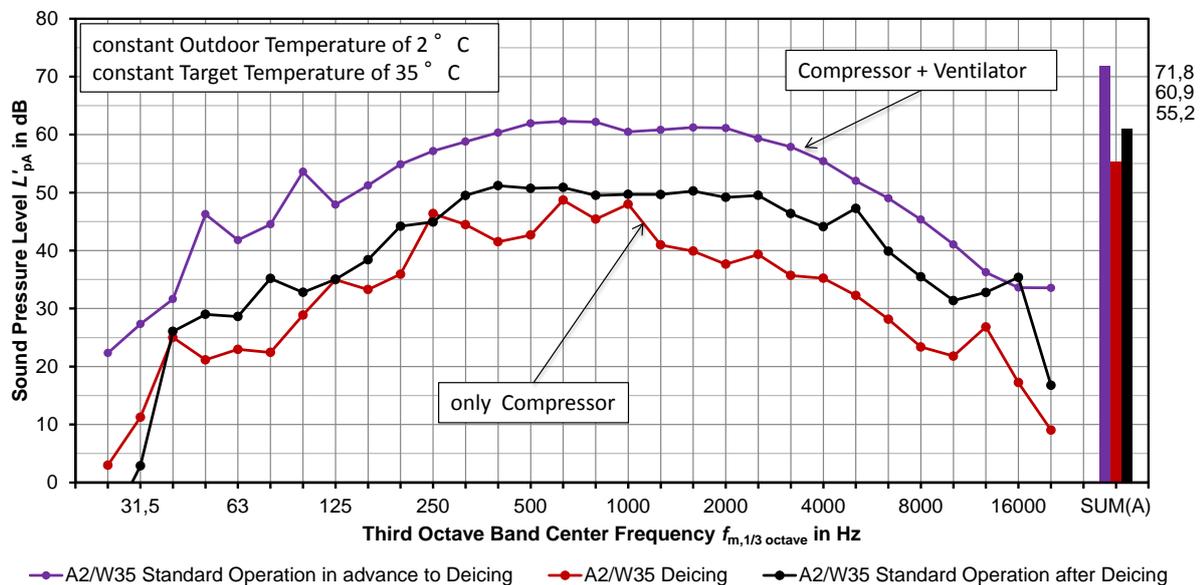
Source: AFD; blue: only ventilator active; green: ventilator and compressor active

The measurement results illustrate that the ventilator and the compressor represent the main noise sources of LWWP. The FFT spectrum of the ventilator possesses a wide-band characteristic with an energetic center between ca. 0.5 kHz and 1 kHz. Additionally, the tonal component of the fundamental frequency of the ventilator stands out. An increase of the power level of the ventilator is connected to an increase of the number of revolutions. In general, this leads to a shift of the tonal components of the fundamental frequency and its harmonics towards higher frequencies. Furthermore, a considerable increase of the emitted sound power over nearly the whole frequency range arises.

The FFT spectrum of the compressor possesses a wide-band characteristic as well. In comparison to the ventilator, the strongest noise emission of the compressor occurs between ca. 1 kHz and 8 kHz. Thereby, the tonal component of the fundamental frequency of the compressor and its harmonics stand out. In the low-frequency range, the overall noise emission of LWWP is determined by compressor and ventilator.

In general, by installing a professionally acoustically designed system housing, the sound power of LWWP emitted by the compressor in the medium frequency range and in the high-frequency range can be reduced extensively (see Abbildung 22, red curve). Thus, the A-weighted overall sound power level of LWWP without additional installation of a muffler to the upstream / downstream duct is determined by the ventilator alone (see Abbildung 22, black curve).

Abbildung 22: third octave band spectrum of A-weighted sound pressure level at the measurement surface during operation of an LWWP at different operating modes

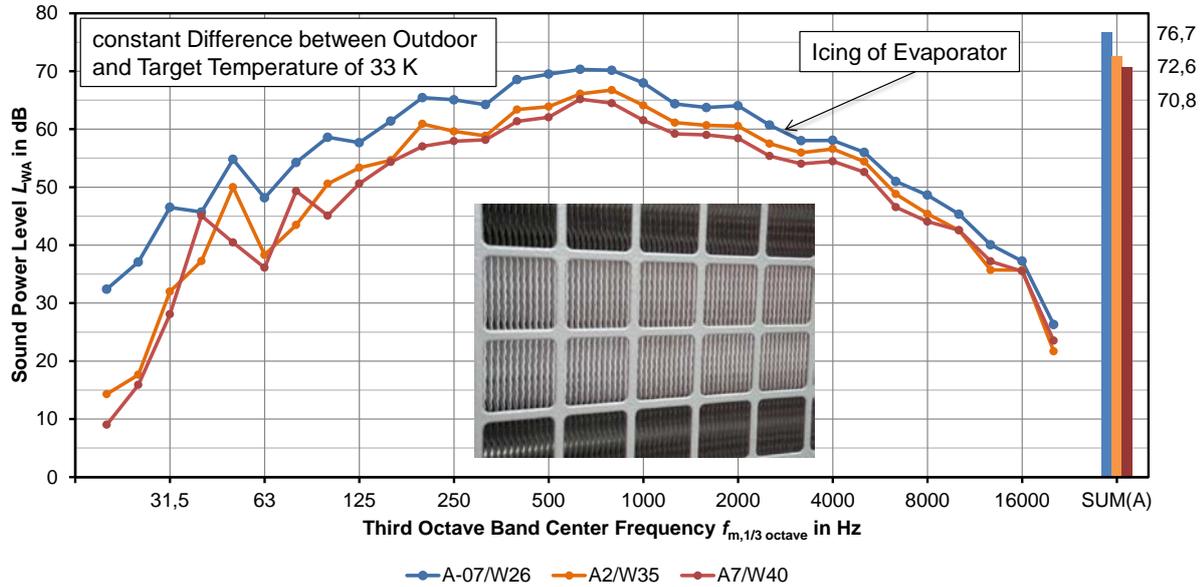


Source: AFD; thermal parameters A2/W35; purple: standard mode in advance to deicing (ventilator and compressor active); red: deicing (only compressor active); black: standard mode after deicing (ventilator and compressor active)

When operating the LWWP for a longer time, already at an outdoor temperature below 7 °C, the evaporator can continuously ice over. This causes the airflow resistance of the evaporator to increase (see Abbildung 23). Consequently, airflow noise is generated, the sound emission of the LWWP increases. In case that the airflow resistance of the evaporator is too high, the ventilator can be even influenced in its operating mode which can lead to an increase of the sound power emitted by the LWWP as well.

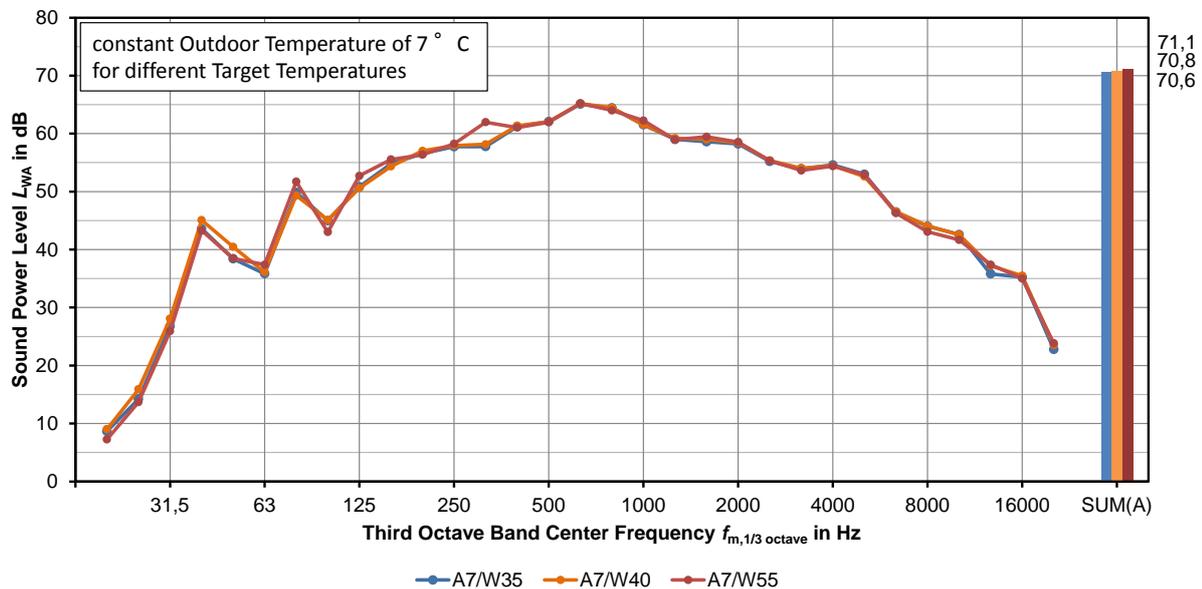
To counteract the icing of the evaporator, the LWWP periodically changes into the operating mode of deicing (see Abbildung 22, red curve). Thereby, the compressor is operated in reverse mode, the ventilator is inactive. In the present example, a difference of the A-weighted sound power level of the LWWP in advance to deicing and after deicing of ca. 11 dB occurred (see Abbildung 22, purple and black curve). Further investigations showed that the target temperature does not have a relevant influence on the sound power of the LWWP if the ventilator operates at its maximum power level (see Abbildung 24).

Abbildung 23: third octave band spectrum of A-weighted sound power level during operation of an LWWP at different air temperatures for a constant difference between target temperature and air temperature of 33 K



Source: AFD; Beginning of icing of vertical lamellar structure of evaporator in the center image area

Abbildung 24: third octave band spectrum of A-weighted sound power level during operation of an LWWP at an air temperature of 7 °C for different target temperatures



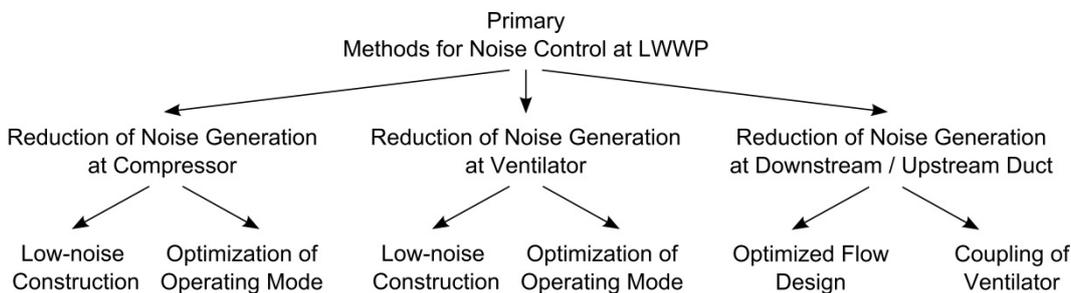
Source: AFD

In addition to the measurements at the test setup, measurements at LWWP in situ were carried out. Thereby, especially the influence of secondary methods for noise control on the directional characteristic of the noise emission of LWWP was investigated. Besides that, examinations of the near field effect occurring in the immediate vicinity of the LWWP took place by measurements at a substitution sound source. The particular results are the basis for a practical measurement and evaluation method for determining the noise emission of LWWP under relevant and feasible operating modes on-site.

2.6 Potential Methods for Noise Control at LWWP

Basically, it can be distinguished between primary and secondary methods for noise control. Primary methods deal with the diminishment of the sound generation at the source itself. For LWWP, this especially applies to the low-noise construction of the ventilator and the compressor. In case of an insufficient dimensioning and constructive design, the downstream / upstream duct that is connected to the ventilator becomes a relevant noise source as well. Additionally, the operating mode of the ventilator can be influenced disadvantageously. In general, the primary methods for noise control are to be preferred, because they are both more efficient and less expensive than secondary methods for noise control. An overview of potential primary methods for noise control at LWWP is given in Abbildung 25.

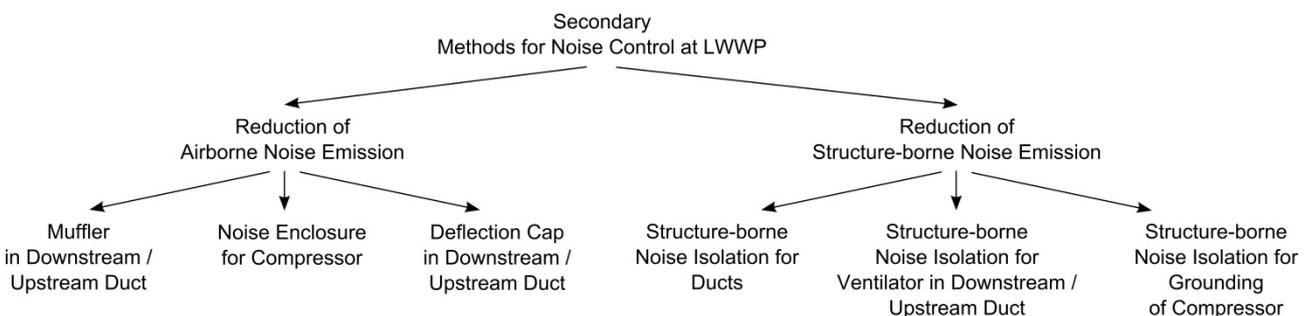
Abbildung 25: Potential primary methods for noise control at LWWP



Source: AFD

Methods for noise control that tend to damp, to insulate or to isolate noise subsequent to its generation are called secondary methods. Mufflers and silencers, noise enclosures of complete devices / single components to reduce the emitted airborne noise as well as structure-borne noise isolations to diminish the propagation of structure-borne noise are classic examples. In the area of the downstream / upstream duct of LWWP of integral design that are set up inside, in particular, noise damping elements can be applied efficiently. Noise enclosures with coatings against drumming noise especially serve to reduce the noise emission of the compressor of all models of LWWP. In contrast, the application of deflection caps is only efficient in the area of the downstream / upstream duct of LWWP of split design as well as of integral design that are set up outside. Structure-borne noise isolations are to be installed between the compressor and the grounding, between the ventilator and the downstream / upstream duct as well as in the area of the connection of the ducts to the device. An overview of potential secondary methods for noise control at LWWP is shown in Abbildung 26.

Abbildung 26: Potential secondary methods for noise control at LWWP



Source: AFD

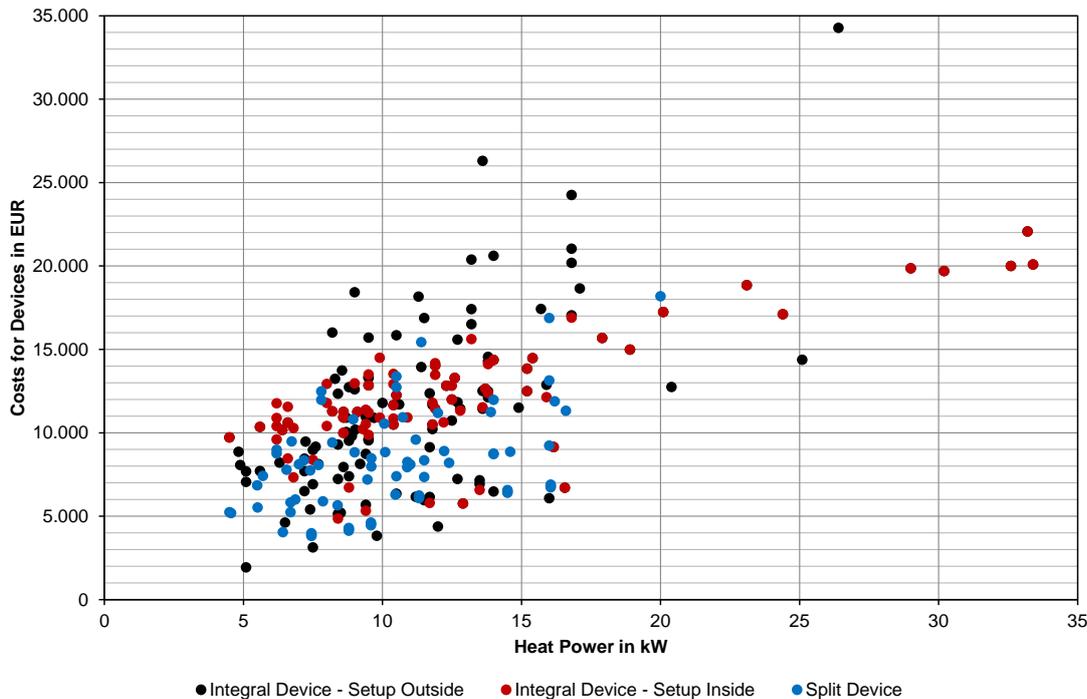
2.7 Costs for devices and for secondary methods for noise control

Abbildung 27 displays the costs for devices as a function of standard heat power for different setup conditions and models of commercialized LWWP currently available. It can be recognized that LWWP in split design cause generally lower costs for devices than LWWP in integral design that are set up inside. In contrast, a general statement with respect to the costs for devices of LWWP in integral design that are set up outside cannot be given.

Generally, the costs for devices of LWWP rise with increasing standard heat power. By displaying the average costs for devices against the various ranges of standard heat power, the interrelation between both parameters appears to be linear and exponential respectively. Furthermore, it can be stated that the variance of the costs for devices for the different setup conditions and models rises with increasing standard heat power. A normalization of the costs for devices of LWWP shows that the costs for devices per kW heat power decrease with increasing standard heat power.

Abbildung 27: costs for devices as a function of standard heat power for different setup conditions and models of commercialized LWWP currently available

Lower mean



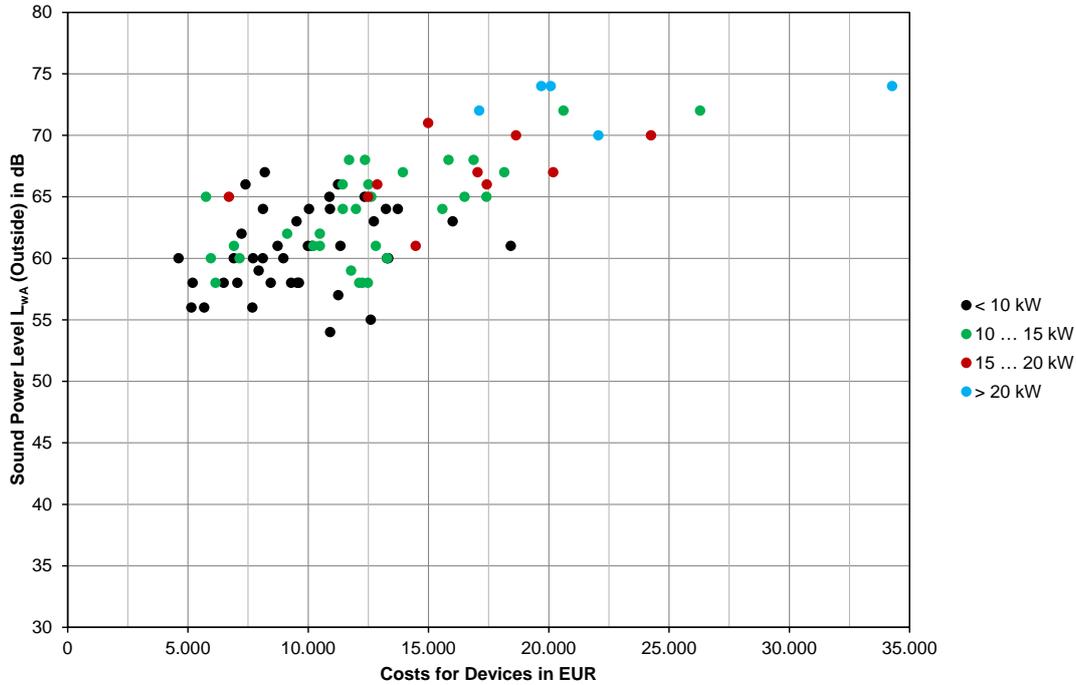
Source: project data collection with information of manufactures and internet portals

Furthermore, it could be shown that there exists no direct interrelation between the costs for devices and the sound power emitted outside for devices of different setup conditions and models of commercialized LWWP currently available (see Abbildung 28). The present costs for devices of LWWP are only determined by the standard heat power.

Tabelle 2 gives an overview of the acoustic efficiency of secondary methods for noise control at commercialized LWWP currently available in comparison to the accumulating costs. It can be recognized that the costs for devices of LWWP represent a multiple of the costs of methods for noise control at LWWP. It can be assumed that the costs of secondary methods for noise control

at LWWP described in the survey are located in a comparable range like the costs shown in Tabelle 2.

Abbildung 28: exemplary A-weighted sound power level (outside) of commercialized LWWP currently available in integral design for setup outside of buildings as a function of costs for devices for different ranges of standard heat power



Source: project data collection with information of manufactures and internet portals

Tabelle 2: comparison of costs and acoustic efficiency of secondary methods for noise control at commercialized LWWP currently available

Methods for Noise Control	Costs in EUR	Acoustic Efficiency in dB
Elements for Damping of Airborne Sound / Accessories		
Rigid Ducts	100 to 2.000	up to 11
Flexible Ducts		
Deflection Caps		
Mufflers and Silencers		
Elements for Insulation of Airborne Sound / Accessories		
Noise Enclosures	100 to 800	up to 3
Noise insulating Mattresses incl. Plates for Distribution of Loads		
Elements for Isolation of Structure-borne Noise / Accessories		
Sealing Tape	50 to 300	no data
Insulation Tape		

Source: project data collection with information of manufactures and internet portals

3 Einleitung

3.1 Problemstellung/Ziel

Ziel des Vorhabens ist die Unterstützung der Strategie des Bundes zur Minderung des Lärms durch Wärmepumpen und andere, stationär im Freien von Wohngebieten betriebene Geräten zur Kühlung, Lüftung und Heizung von Gebäuden. Dies soll einerseits durch die Entwicklung eines praxisingerechten Messverfahrens zur Ermittlung der Geräuschemissionen vor Ort und andererseits durch die Beschreibung technisch möglicher Lärminderungsmaßnahmen geschehen. Zusätzlich soll eine Datensammlung mit relevanten Leistungs- und Geräuschkennwerten von aktuell erhältlichen Luft-Wasser-Wärmepumpen (LWWP) zur Verfügung gestellt werden. Im Verlauf der Erstellung dieser Studie zeigte sich, dass es sinnvoll ist, die Datensammlung ebenfalls durch die anfallenden Netto-Kosten für die einzelnen Geräte sowie für zusätzlich erhältliche Lärminderungsmaßnahmen zu ergänzen. Dies ermöglicht es, einen umfassenden Überblick über den aktuellen technischen Stand von LWWP zu gewinnen.

Eine große Gerätegruppe zur Kühlung, Lüftung und Heizung von Gebäuden sind LWWP. Diese werden in Deutschland von ca. 20 Herstellern als – z. T. zwischen Heiz- und Kühlbetrieb umschaltbare (im üblichen Sprachgebrauch „reversible“) – Split- oder Integralgeräte hergestellt bzw. angeboten. Daneben agieren asiatische Anbieter, die z. T. aus dem Klimabereich und mit neuartigen Technologien in den Wärmepumpenmarkt eindringen.

Es werden die Heiz-Leistungsbereiche von ca. 6 kW bis 25 kW in Klein- oder Großserienfertigung abgedeckt. Die Kälteleistung stellt sich je nach Anlagenkonfiguration auf einen Zielwert ein, der jedoch von der Sollgröße Heizleistung und u. a. mit der damit verbundenen Kältemittelfüllmenge korreliert.

Individuelle Ausstattungsvarianten in Abhängigkeit der Einsatzsituationen (z. B. Bebauung, Raumsituation und Regelungsverfahren) sind durch den Vertrieb über regionale Heizungsfirmen geregelt. Die Arbeitsweise und die technische Ausstattung der Geräte sind bei den Herstellern prinzipiell vergleichbar.

Bisherige Kompaktbauweisen von LWWP sind dadurch charakterisiert, dass die Heizleistung zu Lasten unnötiger Lärmpegel durch Ein- und Ausschaltung des Verdichters bei hohen konstanten Drehzahlen auch bei nur geringer Leistungsanforderung aufgebracht wird. Andererseits ist der Betrieb des Verdichters bei dauerhaft niedrigen Drehzahlen nicht möglich, da die Heizleistung bei Bedarfssteigerung nicht aufgebracht wird. Die Folgen sind unangenehme Schall- bzw. Schwingungsemissionen und Leistungs Nachteile infolge thermischer Verluste des transienten Prozesses.

Grundsätzlich muss im Datenblatt der Geräte neben den thermischen Parametern auch der Schalleistungspegel dokumentiert sein. Hier entsteht oft schon eine große Unsicherheit, da nicht immer eindeutig zu erkennen ist, unter welchen Betriebsbedingungen diese Werte gelten. Teilweise ist auch nur ein Schalldruckpegel angegeben. Eine weitere Unsicherheit kann im Planungsverfahren entstehen, da auch hier nicht alle für die Schallausbreitung relevanten Randbedingungen im Aufstellungsbereich verfügbar sind.

Für die Lärmmessungen vor Ort ist dann die Frage nach dem Betriebszustand oft nicht eindeutig feststellbar. Je nach momentaner Wärme-/ Kälteanforderung ergibt sich ein vom Betriebspunkt abhängiger Schalldruckpegel, welcher einer weiteren Bewertung unterzogen werden muss. Bei LWWP besitzt nicht nur die eingeregeltere Drehzahl von Ventilator und Kompressor infolge von Außen- und Vorlauftemperatur, sondern auch der Vereisungszustand des Verdampfers einen entscheidenden Einfluss auf die Schallemission. An dieser Stelle sei

außerdem besonders auch auf tieffrequente Anteile im Schalldruckspektrum hingewiesen. Diese stellen nach herkömmlichen Bewertungsmaßstäben oft kein Problem dar, können jedoch als Dauergeräusch als sehr lästig empfunden werden.

Für die Planung von Geräten zur Kühlung, Lüftung und Heizung von Gebäuden müssen somit die folgenden Punkte fixiert werden:

- Schalleistungsspektrum in Abhängigkeit von den relevanten Betriebszuständen, Prüfstandsmessungen, Messverfahren (akustisch, thermisch)
- akustische Randbedingungen der geplanten Aufstellung
- Schallausbreitungsrichtung, Absorption, Luftschall, Körperschall

Für die Beurteilung der Schallabstrahlung vor Ort müssen die folgenden Punkte gelöst werden:

- Betriebsbedingungen (zeitlicher Verlauf)
- Aufstellungssituation, Position am Bau, Anschluss ans Gebäude
- Bewertung des gemessenen Schalldruckpegels

3.2 Lösungsweg

3.2.1 Aktueller Stand von Geräten zur Kühlung, Lüftung und Heizung von Gebäuden

Aus dem Markt der Klimageräte werden Entwicklungen in den Heiz-Wärmepumpenmarkt eingebracht, die eine Anpassung der Heizleistung an den Bedarf durch Regelung von Verdichtern (Inverter-Technologie) und - darauf abgestimmt - des in diesem Fall eingesetzten elektronischen Expansionsventils ermöglichen. Diese Tendenzen können zu einer Reduzierung der Schalleistung durch Drehzahlreduzierung des Verdichters und damit einhergehend durch geringere Massenströme und Strömungsgeräusche führen. Im Gegenzug ist aber nicht sichergestellt, dass die geringeren Erregerfrequenzen unzuweckmäßig tieferliegende Eigenfrequenzen der Maschinen-Gehäuse oder der Rohrleitungsperipherie treffen. Dadurch kann eine (andere) unerwünschte Schall- oder Schwingungsanregung ausgelöst werden (z. B. Fundamentcharakteristik und dessen Eigenfrequenz \leftrightarrow Drehzahlregelung des Verdichters oder Lüfters und Erregerfrequenz). Die physiologische Wirkung niederfrequenter Geräusche ist ebenfalls unangenehm und muss durch den geeigneteren Verdichtereinsatz berücksichtigt werden (z. B. Prüfung von Verdichterregelung der Drehzahl gegenüber Pulsweitenmodulation, Vermeidungsfrequenzen).

Der Lüfter auf der Verdampferseite einer Luft-Wärmepumpe ist durch Strömungsgeräusche maßgeblich an der Gesamtschallemission beteiligt. Am luftbeaufschlagten Lamellen-Verdampfer wurden bislang Axiallüfter als Standard verwendet. Der Einsatz von Radiallüftern hat in den letzten Jahren zugenommen. Die Anpassung des Luftvolumenstromes über drehzahlgeregelte Lüfter an den Bedarf (Minimierung des Volumenstroms) führt bei Luft-Wärmepumpen wiederum zur Erhöhung der Schallemission des Verdichters.

Für den Verflüssiger kommen Platten- oder Koaxial-Wärmetauscher zum Einsatz, die im bauseitigen Heizkreislauf eingebunden sind. Die Entspannung findet hierbei entweder in einem thermostatischen (TEV) oder elektronischen Expansionsventil (EEV) statt.

Ausstattungsunterschiede werden bei der elektronischen Steuerung (Tendenz zur Drehzahlregelung der Verdichter und Ansteuerung der EEV, u. a. asiatische Klimageräte) und der Einbindung in die Hydraulik der Gebäudetechnik deutlich.

Die Umschaltung zwischen Heiz- und Kühlbetrieb erfolgt zumeist über eine interne Umschaltung des Kältekreis mit Hilfe von 4-Wege-Ventilen. Die Prozessumkehrschaltung (Abtauung, Umschaltung Kühlung-Heizung) führt zu Geräuschemissionen durch das 4-Wege-Ventil bzw. durch kältetechnisch verändert durchströmte Baugruppen.

Leistungs- und Schallmessungen erfolgen gegenwärtig oft getrennt nacheinander auf verschiedenen Prüfständen. Dadurch ist ein hoher Zeitaufwand und zusätzlicher Prüfaufwand erforderlich. Aufgrund des neuen Normensystems DIN EN 12102 [24] ist die Schalleistung jedoch bei definierten Betriebspunkten zu bestimmen. Das Normverfahren lässt dabei nur minimale Abweichungen des gewählten Betriebspunktes vom Sollwert zu. Die thermischen und elektrischen Parameter unterliegen engster zulässiger Messunsicherheiten. Diese Normtests sind praktisch nur auf qualifizierten Prüfständen der Wärmepumpen zu realisieren.

Zudem beziehen sich die Angaben für die Schalleistung zumeist auf 100 % Leistung der Maschine. Angaben zu Schalleistungen im Teillastbereich sind bislang aufgrund der dazu erforderlichen Kombination der Leistungsvariation mit der Schallmessung nicht üblich. Ursächlich dafür ist die bisher nicht verabschiedete Norm DIN EN 14825 [34], die den Teillast-Prüfzustand erst definiert.

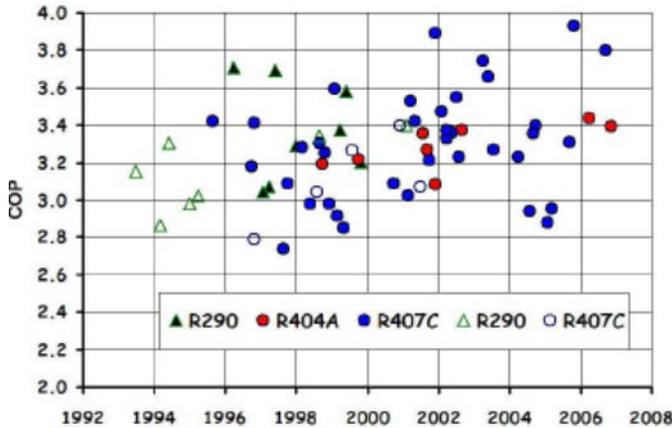
Die technische Schallsituation der Wärmepumpen und Verdichter soll anhand einiger Katalogangaben charakterisiert werden:

- LWWP in Kompaktbauweise:
 - nach [40] ist Schallemission bei außen aufgestellten LWWP problematischer als bei innen aufgestellten Maschinen
 - Bauart des Verdichters bei LWWP bisher mit geringerem Einfluss auf Schalleistung (vorrangig Luftkanaloptimierung)
 - Schallemission des Lüfters abhängig vom Betriebspunkt des Lüfters und vom Vereisungsgrad des Verdampfers
 - übliche Schalleistungspegel und temperaturabhängig erreichte Leistungszahlen COP (feste Frequenz) nach Herstellerangaben
- LWWP in Splitbauweise/Outdoor-Units:
 - neuartiger Einsatz von Inverter-Technik bei Heizungswärmepumpen perspektivisch steigend (z. B. Doppel-Rollkolben, drehzahl geregelter Scroll)
 - variable Kältemittelfüllmenge je nach Leitungslänge
- Kältemittelverdichter:
 - Entwicklung/Einsatz von drehzahl- oder bypass-geregelten Verdichtern (Danfoss, Mitsubishi, Copeland DigitalScroll (Pulsweitenmodulation))
 - Abgleich zwischen Leistungsparametern (Teillast) und Schallemission unsicher bzw. offen

Neben den schalltechnischen Angaben sind die Leistungsparameter der Wärmepumpen entscheidend. Die sogenannte Leistungszahl (englisch: Coefficient of Performance – COP) einer Wärmepumpe beschreibt den Quotient aus der in den Heizkreis abgegebenen Wärme und der eingesetzten Energie. Einen aktuellen Stand von temperaturabhängig erreichten Leistungszahlen zeigt Abbildung 29. Diese heute üblichen Werte für COP führen unter Beachtung bestimmter Tendenzen des COP-Verlaufes bei anderen Wasser- oder

Lufttemperaturen, unterschiedlichen Heizgrenztemperaturen und in unterschiedlichen Regionen zu differenzierten Jahresarbeitszahlen (JAZ).

Abbildung 29: Entwicklung des COP von LWWP (Außentemperatur/Vorlauftemperatur = 2/35°C)



Quelle: Zogg (2008) [52]

Tabelle 3 aus VDI 4650 [50] zeigt beispielhaft den Verlauf der JAZ einer Heizungswärmepumpe eines Marktführers für drei heute übliche Basiswerte des COP (COP -7/35 = 2,9; COP 2/35 = 3,2 und COP 10/35 = 4,1) in Abhängigkeit von der Lufttemperatur (-7 °C, 2 °C, 10 °C) und der Heizungsvorlauftemperatur (35 °C). Die darin fett markierten JAZ liegen oberhalb eines Schwellwerts von 3,5. Alle anderen Werte erreichen den Schwellwert von 3,5 nicht und sind damit weder förderwürdig [2] noch entsprechen sie den bundesdeutschen Forderungen für Neubauten [3] gemäß dem Gesetz zur Förderung Erneuerbarer Energien im Wärmebereich (EEWärmeG) [37].

Tabelle 3: JAZ einer Heizungswärmepumpe als Funktion von Basis-COP, Heizgrenztemperatur (HGT), Heizungsvorlauftemperatur (empfohlen: 35 °C, BAFA-Nachweis [2]: 55 °C) und Standort

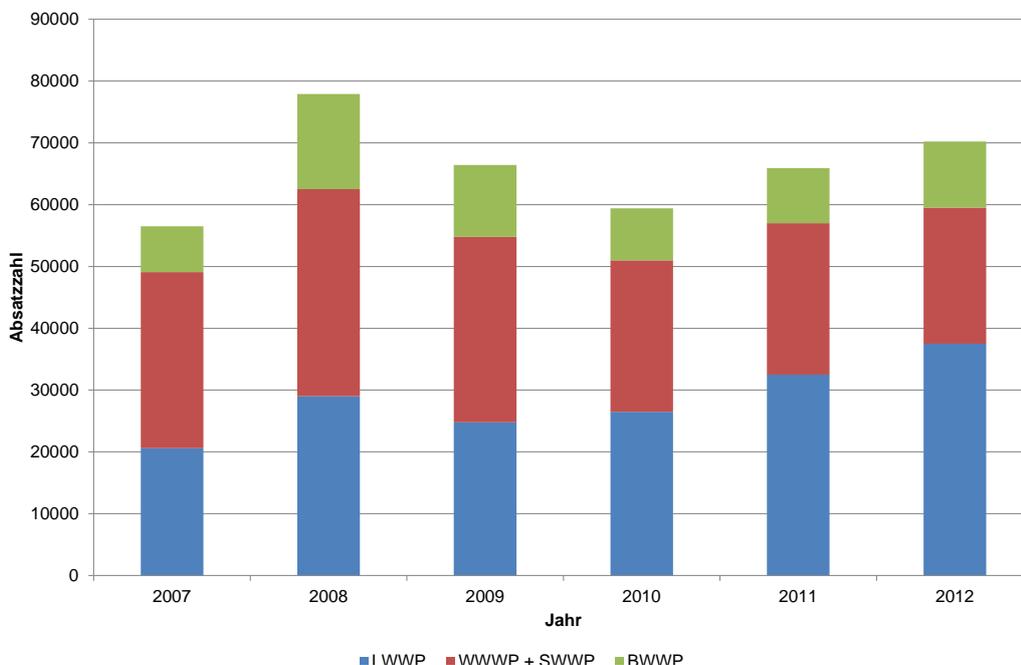
HGT in °C	Heizungsvorlauftemperatur in °C						Standort
	30	35	40	45	50	55	
15 (Bestand)	3,82	3,67	3,52	3,37	3,22	3,07	Essen
	3,73	3,58	3,43	3,29	3,15	3,00	Hamburg
	3,67	3,53	3,39	3,25	3,11	2,98	Berlin
	3,61	3,48	3,34	3,20	3,07	2,93	München
12 (Gebäude nach EnEV 2002)	3,68	3,53	3,38	3,23	3,08	2,93	Essen
	3,60	3,45	3,31	3,16	3,02	2,87	Hamburg
	3,55	3,41	3,27	3,13	2,99	2,85	Berlin
	3,49	3,35	3,22	3,08	2,95	2,81	München
10 (Passivhäuser)	3,59	3,44	3,28	3,13	2,98	2,83	Essen
	3,52	3,37	3,22	3,08	2,93	2,79	Hamburg
	3,47	3,33	3,19	3,05	2,91	2,77	Berlin
	3,41	3,28	3,14	3,00	2,87	2,73	München

Quelle: VDI 4650 [50]

Die aktuelle Förderung des Bundesamts für Wirtschaft und Ausfuhrkontrolle (BAFA) in [2] bezieht sich ausschließlich auf den Einsatz von Wärmepumpen zur kombinierten Warmwasserbereitung und Raumheizung von Gebäuden bzw. zur reinen Raumheizung von Nichtwohngebäuden, für die vor Beginn des Jahres 2009 ein Bauantrag gestellt wurde und die zu diesem Zeitpunkt bereits über ein Heizsystem verfügten. Die Intention der Förderung liegt damit klar auf der Energieeinsparung von bestehenden Heizsystemen durch Modernisierung. Bei der Antragstellung ist der COP-Wert, der der Berechnung der JAZ zugrunde liegt, durch ein unabhängiges Prüfinstitut nachzuweisen.

Gemäß [4] werden in Deutschland gegenwärtig pro Jahr ca. 60.000 Heizungs-Wärmepumpen verkauft, davon rund 62,7 % LWWP (vgl. Abbildung 30 und Tabelle 4, Stand 2013). Damit hat der Anteil von LWWP im Jahr 2012 im Vergleich zum Vorjahr um ca. 14,4 % zugenommen. Hinzukommen ca. 10.700 Brauchwasser-Wärmepumpen, deren Anteil im Jahr 2012 im Vergleich zum Vorjahr um ca. 20 % gestiegen ist. Im europäischen Ausland (mit Ausnahme skandinavischer Länder) liegen diese Zahlen deutlich darunter.

Abbildung 30: Absatzzahlen von Heizungs-Wärmepumpen (LWWP, WWWP, SWWP) und Brauchwasser-Wärmepumpen (BWWP) in Deutschland im Zeitraum von 2007 bis 2012



Quelle: Daten des Bundesverbands Wärmepumpe (BWP) e.V. (2013) [4]

Tabelle 4: Absatzzahlen von Heizungs-Wärmepumpen (LWWP, WWWP, SWWP) und Brauchwasser-Wärmepumpen (BWWP) in Deutschland im Jahr 2012

	Absatz 2012	Vergleich zum Vorjahr	Anteil Quellen
Heizungs-Wärmepumpen	59.500	+4,4 %	100,0 %
WWWP + SWWP	22.220	-9 %	37,3 %
LWWP	37.300	+14,4 %	62,7 %
- Kompaktbauweise	22.000	+8,9 %	
- Splitbauweise	15.300	+23,4 %	
BWWP	10.700	+20 %	

Quelle: Daten des Bundesverbands Wärmepumpe (BWP) e.V. (2013) [4]

Ursachen für die Wachstumssituation der LWWP bei vergleichbaren Leistungswerten sind:

- der geringere Installationsaufwand als bei leistungsvergleichbaren SWWP durch Wegfall kostenintensiver Bohrungen und damit
- geringere Anschaffungskosten der LWWP sowie
- geringere Gesamtkosten der LWWP (Kostenbetrachtungen führen trotz höherer Leistungszahlen der SWWP (Näherung $COP_{SWWP} = COP_{LWWP} + 1$) erst nach ca. 20 Jahren zu einer Amortisation bei einer SWWP)

Nach [5] ist für die kommenden Jahre eine kontinuierliche Zunahme der Absatzzahlen zu erwarten (vgl. Tabelle 5). In einem ersten, konservativen Szenario erhöht sich die jährliche Absatzzahl der Heizungs-Wärmepumpen bis 2030 auf ca. 96.000, wobei es bereits im Jahr 2025 zur Stagnation kommt und bis 2030 nahezu keine Veränderung auftritt. In einem zweiten, optimistischen Szenario steigt die jährliche Absatzzahl der Heizungs-Wärmepumpen bedingt durch politisch günstige Rahmenbedingungen bis zum Jahr 2030 stetig auf bis zu 235.000 an und vervierfacht sich damit gegenüber dem Stand 2012. In beiden Szenarien nimmt insbesondere der prozentuale Anteil der LWWP an der Gesamtzahl der abgesetzten Heizungs-Wärmepumpen zu. Für das Jahr 2030 wird eine Absatzzahl der LWWP zwischen ca. 62.500 und 170.000 erwartet. In [5] wird prognostiziert, dass der prozentuale Anteil aller Heizungs-Wärmepumpen am Gesamtbestand der ca. 20 Mio. Wärmeerzeuger in Deutschland im Zeitraum von 2012 bis 2030 von ca. 2,5 % auf 8,75 % bis 15 % ansteigt.

Der zu erwartende Zuwachs an Wärmepumpen führt daher direkt zur Notwendigkeit von Prüfmöglichkeiten für die Interaktion von Betriebszustand und Schall.

Tabelle 5: prognostizierte Entwicklung des Anteils von Heizungs-Wärmepumpen am Gesamtbestand der ca. 20 Mio. Wärmeerzeuger in Deutschland für das Jahr 2030

Markt BRD	2012	2030 konservatives Szenario	2030 optimistisches Szenario
Bestandsanteil Heizungs-wärmepumpen absolut	500.000	1.750.000	3.000.000
Bestandsanteil Heizungs-wärmepumpen prozentual	2,5 %	8,75 %	15 %
jährliche Absatzzahl Heizungs-Wärmepumpen	59.600	96.000	235.000
Absatzanteil von LWWP	62,8 %	65,1 %	72,3 %
jährliche Absatzzahl LWWP	37.400	62.500	170.000

Quelle: Daten des Bundesverbands Wärmepumpe (BWP) e.V. (2013) [5]

3.2.2 Methodisches Vorgehen

Im vorliegenden Vorhaben soll ein Messverfahren entwickelt werden, dass zur In-situ-Beurteilung der Lärmemission sowie zur Kennzeichnung von LWWP herangezogen werden kann. Das Verfahren soll dabei einfach handhabbar sein, jedoch die wesentlichen wärmetechnischen und schalltechnischen Eigenschaften auf der Basis der neuesten wissenschaftlichen Erkenntnisse berücksichtigen. Wünschenswert wäre, wenn das Messverfahren in der Nähe der Quelle (am Ein- und Auslass der Anlage direkt an der Hauswand oder bei Installation im Freien im Umkreis der Quelle) angewendet werden könnte.

Dazu ist es jedoch notwendig, alle für die Emission der Anlage in der Nachbarschaft relevanten Effekte und Verfahren, detailliert zu untersuchen:

- Schalleistungsmessung nach DIN EN 12102 [24], DIN EN ISO 3740 [13]-[20], DIN EN ISO 9614 [21]-[23] unter Berücksichtigung von Genauigkeitsklassen, Aufwand usw. am Prüfstand und in situ
- Bestimmung der Zusammenhänge zwischen der Schalleistung und den Betriebsparametern der Anlagen
- Erstellung einer Datensammlung mit relevanten Leistungs- und Geräuschkennwerten von aktuell kommerziell erhältlichen LWWP
- Beschreibung technisch möglicher Lärminderungsmaßnahmen an LWWP

unter Berücksichtigung der

- Schallausbreitung tieffrequenter Geräusche im Freien (Kugelwellenansatz nach Weyl van de Pol), Richtwirkung, Schalleistung
- Beurteilung der Lärmimmission von Anlagen nach TA Lärm [49], vergleichende Bewertung der derzeitigen Herangehensweise bei der Beurteilung tieffrequenter Geräuschen nach DIN 45680 [8], [9] und E DIN 45680 [10]

Die für die Luftschallausbreitung von LWWP außerhalb von Gebäuden (Nachbarschaftslärm) weniger relevanten Effekte:

- Körperschallausbreitung in Strukturen (Gehäuse der Anlage und Gebäude), z. B. über SEA-Ansatz nach DIN EN 12354 (Bauakustik)
- Schwingungsisolierung und -dämpfung sowie Schwingungsausbreitung im Boden nach DIN 4150-1

sowie die

- Schallausbreitung tieffrequenter Geräusche in Räumen (Eigenresonanzen des Raumes, Tiefpassverhalten von Fenstern und Mauerwerk, usw.)

sollen nicht Gegenstand der Untersuchungen sein.

Auf der Basis der Untersuchungen sollen dann die als wesentlich eingestufteten Effekte und Verfahren zur Entwicklung der Messprozedur herangezogen werden. Unter anderem werden die Lage und Anzahl der Messpunkte sowie der oder die zur Abnahme der Anlage notwendigen Betriebszustände festgelegt. Dabei hat das Verfahren den folgenden Anforderungen zu genügen:

- Eignung unter In-situ-Bedingungen
- einfache Handhabung (Messung soll mit einem Handschalldruckpegelmesser durchführbar sein – geringe Kosten)
- erforderliche Betriebsbedingungen für die Messung müssen relevant und mit vertretbarem Aufwand herstellbar sein
- Lieferung reproduzierbarer Messergebnisse (Genauigkeitsklasse 3)
- hinreichende Übereinstimmung der Messergebnisse dieses Verfahrens mit Ergebnissen des bisherigen genormten Verfahrens
- hinreichende Resistenz gegenüber Störgeräuschen
- Ergebnis soll Ausgangsgröße für Schallausbreitungsberechnungen darstellen

Die im Folgenden beschriebenen Untersuchungen wurden auf der Basis der vorliegenden Erfahrungen und Berechnungs- sowie Messwerkzeuge der Kooperationspartner des Vorhabens durchgeführt.

3.2.3 Kooperation für die Fachkompetenz Akustik und Wärmepumpentechnik

Die Arbeitspakete des Vorhabens wurden auf Grund ihrer Komplexität durch eine Kooperation bearbeitet. Der Schwerpunkt der theoretischen und messtechnischen akustischen Arbeiten lag dabei bei der Gesellschaft für Akustikforschung Dresden mbH (AFD), der Schwerpunkt der Datenerhebung und der messtechnischen klimatechnischen Arbeiten an den LWWP beim ILK Dresden – Institut für Luft- und Kältetechnik gGmbH.

Die folgende Übersicht zeigt die Schwerpunkte der Arbeiten der einzelnen Kooperationspartner innerhalb des Vorhabens:

- Gesellschaft für Akustikforschung Dresden mbH
 - Entwicklung eines praxismessgerechten Mess- und Bewertungsverfahrens zur Ermittlung der Geräuschemissionen von LWWP
 - Bewertung bisheriger schalltechnischer Mess- und Bewertungsverfahren
 - Analyse der Hauptschallquellen von LWWP sowie der relevanten Betriebszustände
 - messtechnische Bestimmung von Geräuschkennwerten an LWWP an Prüfständen und im Feld
 - Ableitung eines praxismessgerechten Mess- und Bewertungsverfahrens
 - Beschreibung technisch möglicher Lärminderungsmaßnahmen an LWWP
 - primäre Lärminderungsmaßnahmen
 - sekundäre Lärminderungsmaßnahmen
 - Kosten-/Nutzenanalyse der Lärminderungsmaßnahmen unter Berücksichtigung der Gerätekosten
- ILK Dresden gGmbH
 - Erstellung einer Datenbank zu Leistungs- und Geräuschkennwerten von aktuell erhältlichen von LWWP
 - Systematisierung von LWWP
 - Recherche von Leistungs- und Geräuschkennwerten an LWWP von Herstellern
 - messtechnische Bestimmung von Leistungskennwerten an LWWP in Prüfständen und im Feld
 - Registrierung der Aufstellungs- und Betriebsbedingungen
 - Zusammenstellung der Recherchedaten und der Messdaten in einer Datenbank

4 Systematisierung von LWWP

Im Folgenden soll eine Systematisierung der im vorliegenden Projekt interessierenden LWWP vorgenommen. Dazu wird an einer Auswahl der am Markt vorhandenen Geräte untersucht und aufgezeigt, welche Unterscheidungsmerkmale die einzelnen Geräte auszeichnen.

Die gewählten Kriterien sind dabei:

- Funktionsprinzip
- Bauart
- Leistungsgrößen
- Herstellerübersicht
- Bereich der Schallemission

4.1 Funktionsprinzip

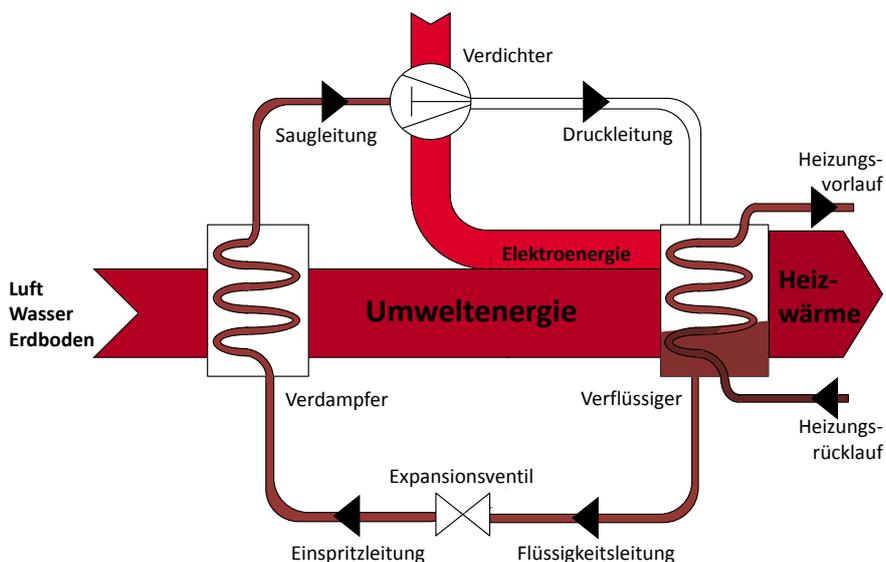
Das Funktionsprinzip der zu untersuchenden Kompressions-Wärmepumpen unterscheidet sich lediglich von der Wärmequelle (hier Umgebungsluft), die zur Nutzbarmachung der bereitgestellten Umweltenergie ausgebeutet wird.

Der Kältekreis, der die Anhebung der Temperatur auf einen nutzbaren Bereich erhöht, ist prinzipiell für alle Wärmequellen gleich. In Abbildung 31 ist das Funktionsschema einer Wärmepumpe einschließlich der Hauptbestandteile des Kältekreislaufes dargestellt.

Diese sind:

- Verdampfer / mit Ventilator (Quellenseite)
- Expansionsventil
- Verdichter / Kompressor und
- Verflüssiger (Nutzseite)

Abbildung 31: Funktionsprinzip einer Wärmepumpenanlage



4.2 Bauart

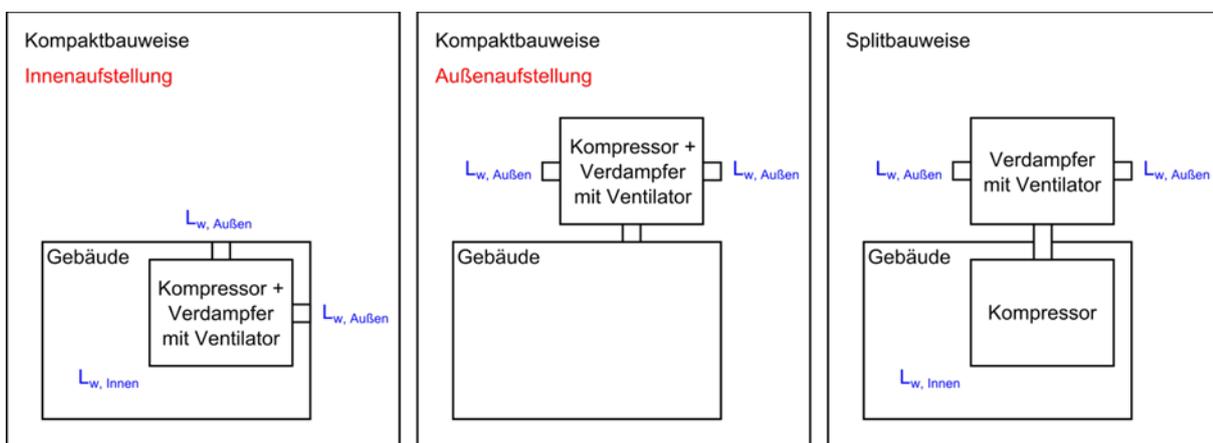
Die Bauart der LWWP unterscheidet sich hinsichtlich deren Aufstellung. Wärmepumpen können in Kompaktbauweise (als Integralgerät) oder in Splitbauweise ausgeführt sein. Bei Integralgeräten kann eine weitere Unterscheidung zwischen Geräten mit Kanalanschluss (üblicherweise Aufstellung im Gebäude, im Folgenden als Innenaufstellung bezeichnet) und freier Aufstellung (vgl. Abbildung 32, links; im Folgenden als Außenaufstellung bezeichnet) vorgenommen werden. Bei Splitbauweise wird der Verdampfer mit Ventilator separat im Freien aufgestellt (vgl. Abbildung 32, Mitte) und mittels Kältemittelleitungen mit der Inneneinheit (Kompressor mit Wärmetauscher und Umwälzpumpe) thermisch verbunden. Eine Übersicht der daraus resultierenden möglichen Aufstellungen der verschiedenen Bauweisen zeigt Abbildung 33. Basierend auf dem grundlegenden Aufbau von Klimageräten existieren ebenfalls LWWP in Splitbauweise bei denen Verdampfer und Verdichter im Freien positioniert werden (vgl. Abbildung 32, rechts) und ausschließlich der Wärmetauscher mit der Umwälzpumpe innerhalb des Gebäudes installiert ist.

Abbildung 32: Außeneinheiten von LWWP verschiedener Bauweise



Quelle: AFD; Links: LWWP in Kompaktbauweise (Integralgerät); Mitte: LWWP in Splitbauweise - Kompressor + Wärmetauscher innerhalb des Gebäudes; Rechts: LWWP in Splitbauweise - Kompressor außerhalb / Wärmetauscher innerhalb des Gebäudes

Abbildung 33: Prinzipskizze der möglichen Aufstellungen der verschiedenen Bauarten von LWWP



Quelle: AFD

4.3 Übersicht Norm-Heizleistung und COP

Im Folgenden soll ein Überblick zur Norm-Heizleistung und zum COP kommerziell erhältlicher LWWP gegeben werden. Die innerhalb der vorliegenden Untersuchungen erstellte Datenbank listet die Norm-Heizleistung und den COP von mehr als 300 LWWP von ca. 40 Herstellern auf. Daraus resultiert der in Tabelle 6 dargestellte Wertebereich der Norm-Heizleistung und des COP der LWWP. Es lässt sich erkennen, dass die Norm-Heizleistung der LWWP von 3,3 kW bis 55,3 kW reicht. Nach dem gegenwärtigen Stand der Technik kann damit für das Heizen ein COP im Bereich von 2 bis 5, im Mittel von 3,6 erreicht werden.

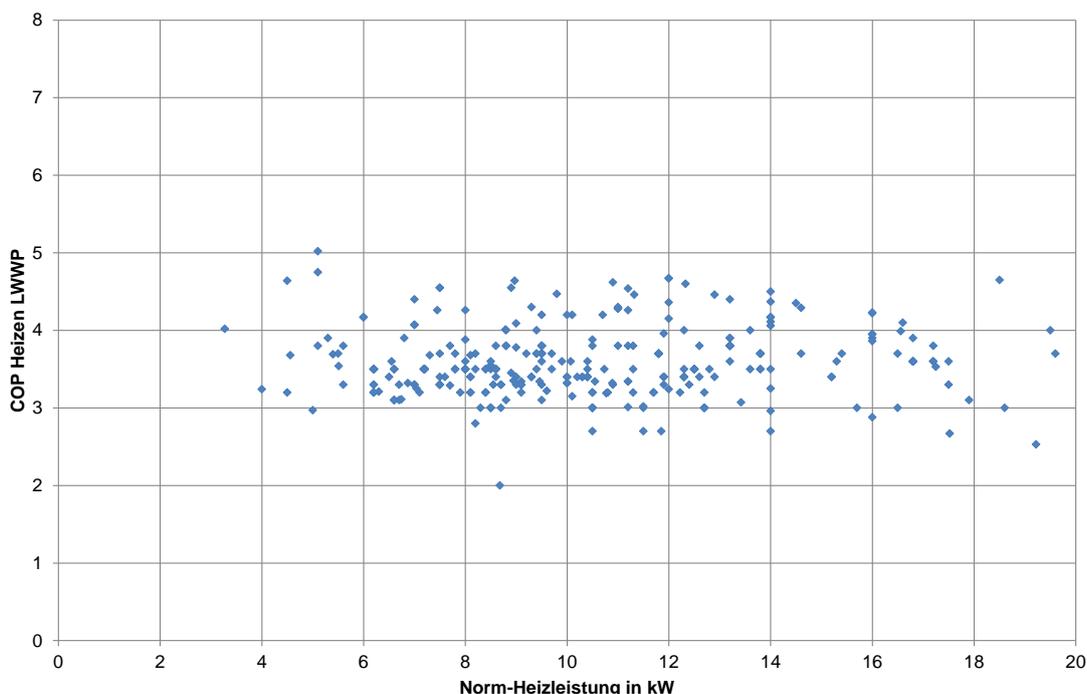
Tabelle 6: Wertebereich der Norm-Heizleistung und des COP von mehr als 300 LWWP von ca. 40 Herstellern

	Norm-Heizleistung in kW	COP
Minimum	3,3	2,0
Mittelwert	12,2	3,6
Maximum	55,3	5,0

Quelle: Projektdatenbank mit Herstellerangaben und Ergebnissen aus Prüfstandsmessungen im ILK

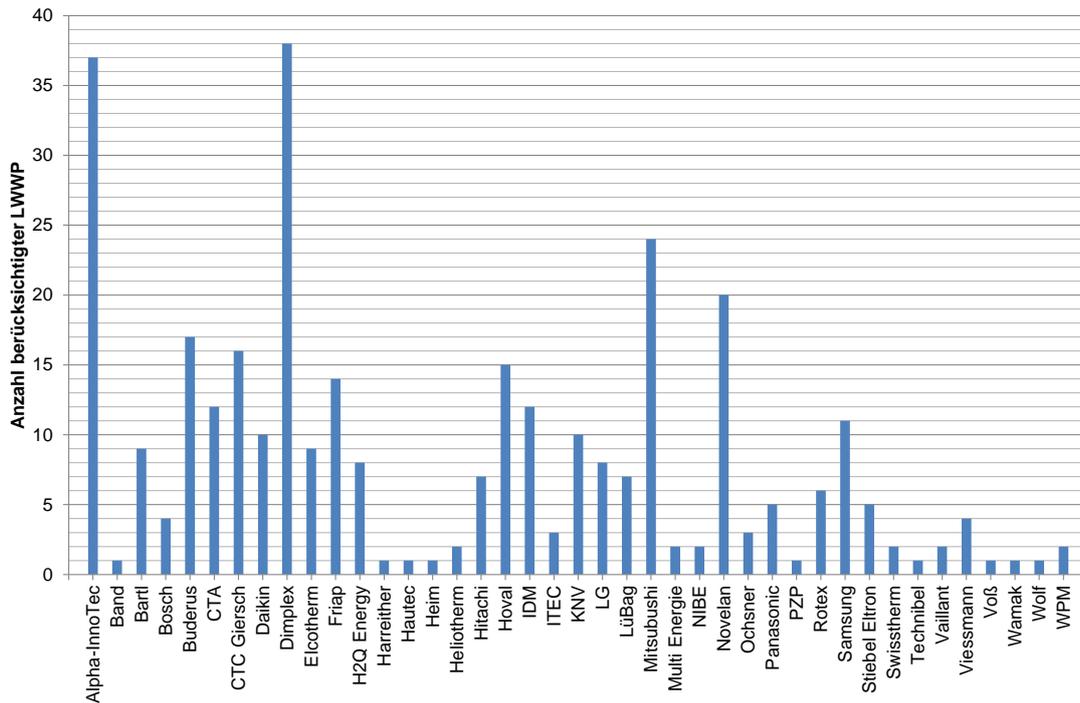
Abbildung 34 zeigt den COP der LWWP in Abhängigkeit von der Norm-Heizleistung in graphischer Darstellung. Die Anzahl der berücksichtigten herstellereinspezifischen LWWP zur Erstellung der Übersicht in Abbildung 34 zeigt Abbildung 35. Zur Einordnung der Leistungsdaten der LWWP wurden ebenfalls Kenndaten von grundwasser-gekoppelten Wasser-Wasser-Wärmepumpen (WWWP) sowie erdwärme-gekoppelten Sole-Wasser-Wärmepumpen (SWWP) in die Projektdatenbank aufgenommen. Im Vergleich zu LWWP erreichen WWWP und SWWP einen COP von ca. 5 bis 6 bzw. von ca. 4 bis 5 (vgl. Abbildung 36).

Abbildung 34: COP von LWWP in Abhängigkeit von der Norm-Heizleistung



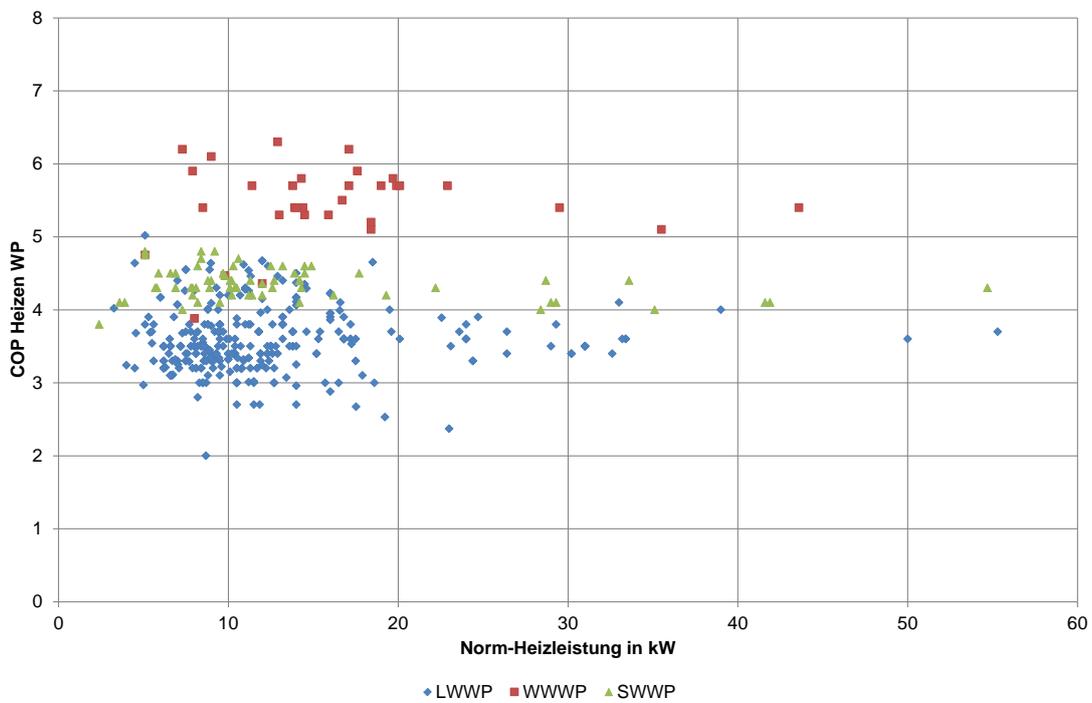
Quelle: Projektdatenbank mit Herstellerangaben und Ergebnissen aus Prüfstandsmessungen im ILK

Abbildung 35: Anzahl der berücksichtigten herstellerspezifischen LWWP zur Erstellung der Übersicht in Abbildung 34



Quelle: Projektdatenbank mit Herstellerangaben und Ergebnissen aus Prüfstandsmessungen im ILK

Abbildung 36: Gegenüberstellung des COP von Luft-Wasser-Wärmepumpen (LWWP), Wasser-Wasser-Wärmepumpen (WWWP) und Sole-Wasser-Wärmepumpen (SWWP) in Abhängigkeit von der Norm-Heizleistung



Quelle: Projektdatenbank mit Herstellerangaben und Ergebnissen aus Prüfstandsmessungen im ILK

4.4 Übersicht Schalleistung

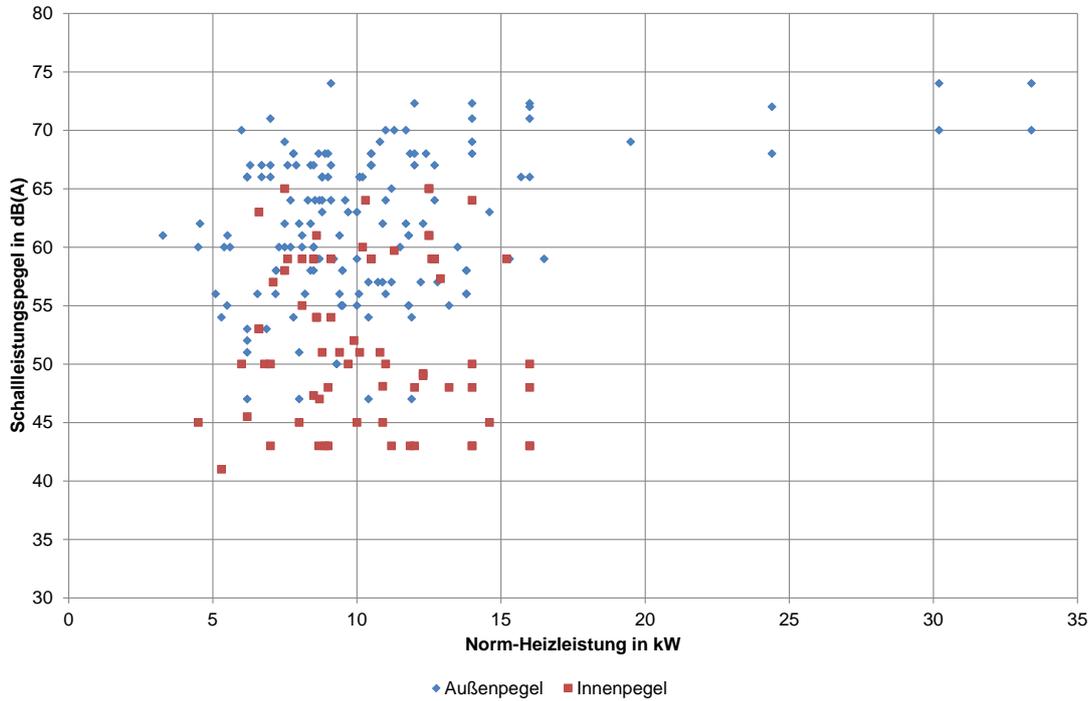
Bei der Analyse des Zusammenhangs zwischen der Norm-Heizleistung und der Schalleistung der verschiedenen LWWP ist es notwendig, die in Abbildung 33 dargestellten möglichen Aufstellungsbedingungen der verschiedenen Bauweisen der LWWP zu berücksichtigen. Dabei sind insbesondere der im Gebäudeinneren abgestrahlte Schall und der ins Freie emittierte Schall separat zu betrachten. Abbildung 37 zeigt, dass die nach dem gegenwärtigen Stand der Technik durch LWWP ins Freie emittierte Schalleistung im Allgemeinen um ein Vielfaches größer ist als die ins Gebäudeinnere abgestrahlte Schalleistung. Die Abbildung gründet auf Daten der innerhalb der vorliegenden Untersuchungen erstellten Projektdatenbank.

Anhand der Darstellung in Abbildung 38 lässt sich vermuten, dass der außerhalb von Gebäuden durch LWWP erzeugte Schalleistungspegel nicht durch die möglichen Aufstellungsbedingungen der verschiedenen Bauweisen von LWWP beeinflusst wird. Dieser Sachverhalt soll in Abschnitt 4.5 aufgegriffen werden. Ohne separate Betrachtung der möglichen Aufstellungsbedingungen der verschiedenen Bauweisen kann Proportionalität zwischen der Norm-Heizleistung und dem Schalleistungspegel beobachtet werden (vgl. Abbildung 39). Basierend auf einem solchen Zusammenhang steigt der außerhalb von Gebäuden durch LWWP erzeugte Schalleistungspegel mit Erhöhung der Norm-Heizleistung an.

Im Gegensatz zu Abbildung 38 zeigt Abbildung 40 den nach dem gegenwärtigen Stand der Technik innerhalb von Gebäuden generierten A-bewerteten Schalleistungspegel von LWWP in Abhängigkeit von der Norm-Heizleistung für die möglichen Aufstellungsbedingungen der verschiedenen Bauweisen. Es ist zu erkennen, dass LWWP in Kompaktbauweise bei Innenaufstellung im Gebäudeinnern einen im Allgemeinen höheren Schalleistungspegel erzeugen als LWWP in Splitbauweise. Für Kompaktbauweisen in Außenaufstellung werden durch die Hersteller keine Angaben zum ins Gebäudeinnere übertragenen Schalleistungspegel gemacht, da diese Größe insbesondere vom Aufstellungsort und von der Schalldämmung der Gebäudefassade und damit nicht allein vom Typ der LWWP abhängt. Anhand von Abbildung 40 lässt sich ein linearer Zusammenhang zwischen der Norm-Heizleistung und dem durch LWWP in Kompaktbauweise im Gebäudeinnern generierten Schalleistungspegel erahnen. Für LWWP in Splitbauweise scheint ein solcher Zusammenhang nicht vorzuliegen, unabhängig von der Norm-Heizleistung lässt sich ein konstanter im Gebäudeinnern erzeugter Schalleistungspegel erkennen.

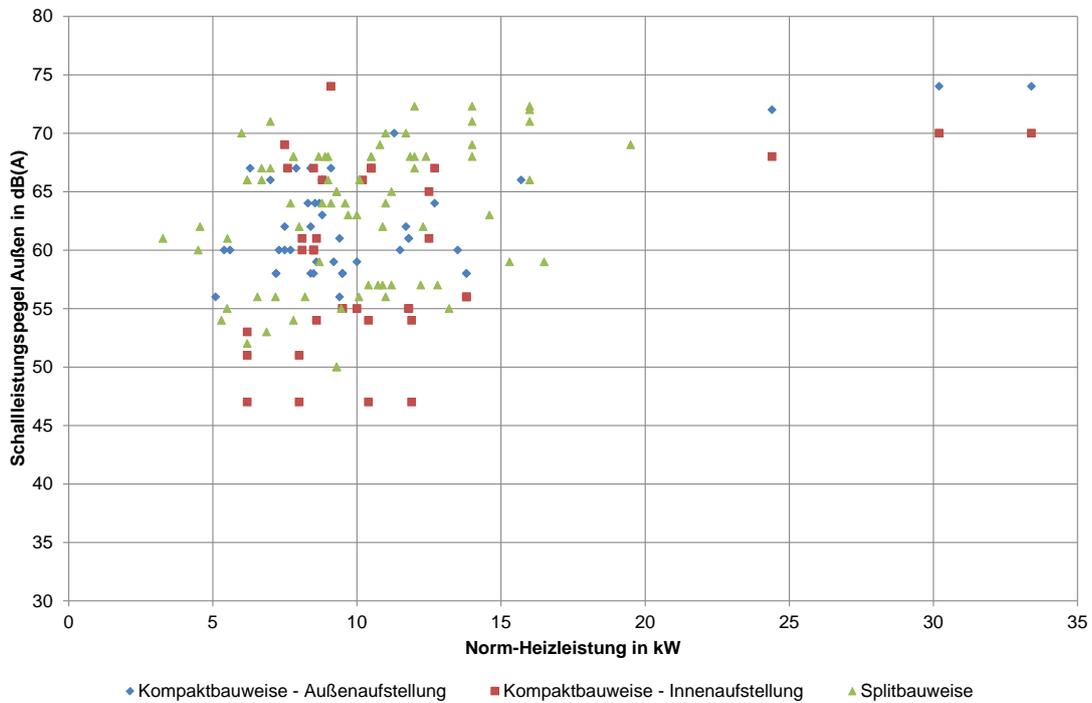
Die Anzahl der berücksichtigten herstellereinspezifischen LWWP zur Darstellung des Schalleistungspegels in Abbildung 37 bis Abbildung 40 ist in Abbildung 41 dargestellt. Der direkte Vergleich von Abbildung 41 mit Abbildung 35 zeigt, dass die meisten Hersteller nicht nur Leistungskenngrößen, sondern auch schalltechnische Angaben zu Ihren Produkten machen. Jedoch erfolgt die Kennzeichnung des konkreten thermischen Betriebszustands, der der Schalleistungsmessung zugrunde liegt, bei ca. 30 % der Hersteller nur teilweise oder gar nicht.

Abbildung 37: Außerhalb und innerhalb von Gebäuden generierter A-bewerteter Schallleistungspegel von LWWP in Abhängigkeit von der Norm-Heizleistung



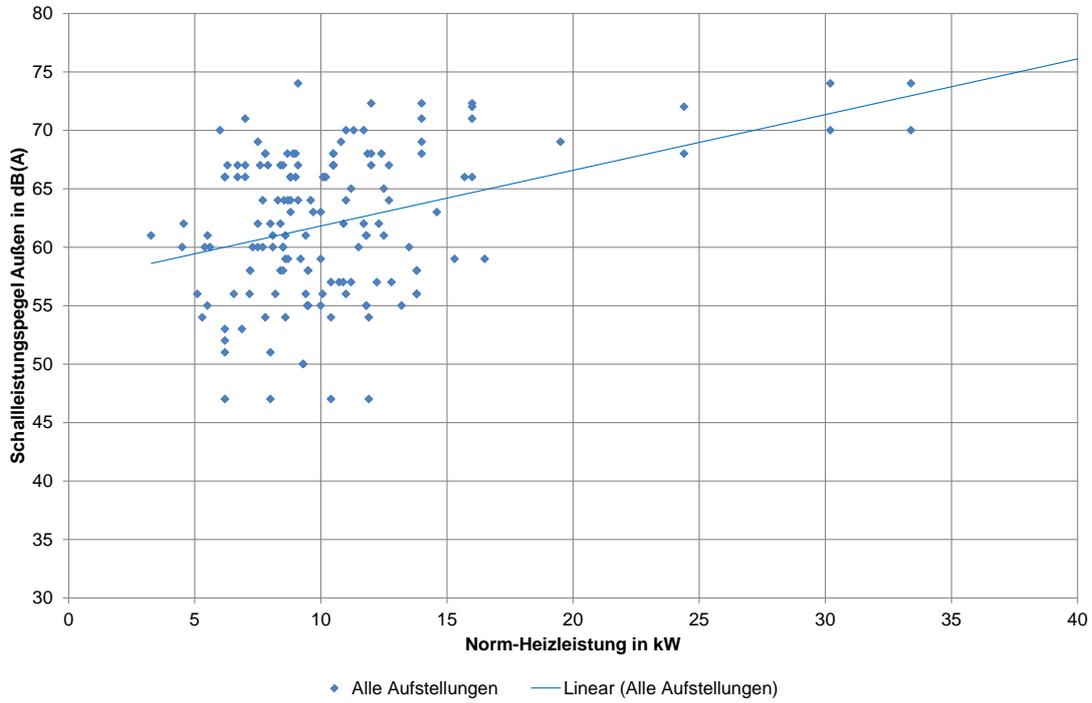
Quelle: Projektdatenbank mit Herstellerangaben und Ergebnissen aus Prüfstandsmessungen im ILK

Abbildung 38: Außerhalb von Gebäuden generierter A-bewerteter Schallleistungspegel von LWWP in Abhängigkeit von der Norm-Heizleistung für die möglichen Aufstellungsbedingungen der verschiedenen Bauweisen



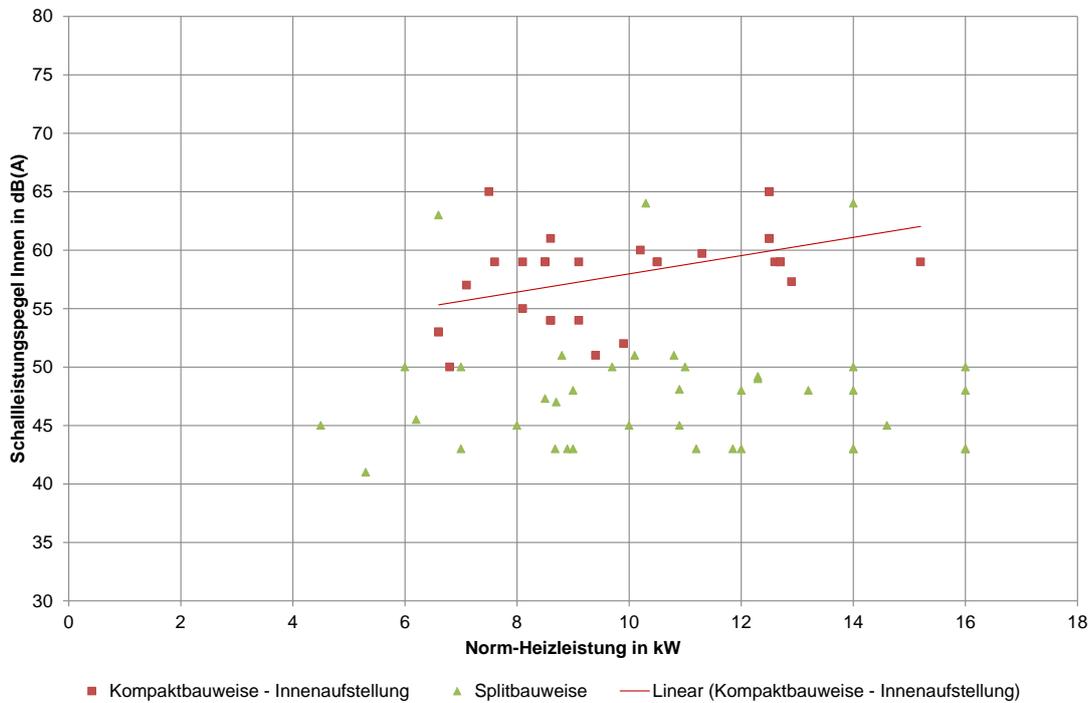
Quelle: Projektdatenbank mit Herstellerangaben und Ergebnissen aus Prüfstandsmessungen im ILK

Abbildung 39: Außerhalb von Gebäuden generierter A-bewerteter Schalleistungspegel von LWWP in Abhängigkeit von der Norm-Heizleistung ohne Betrachtung von Aufstellungsbedingung und Bauweise



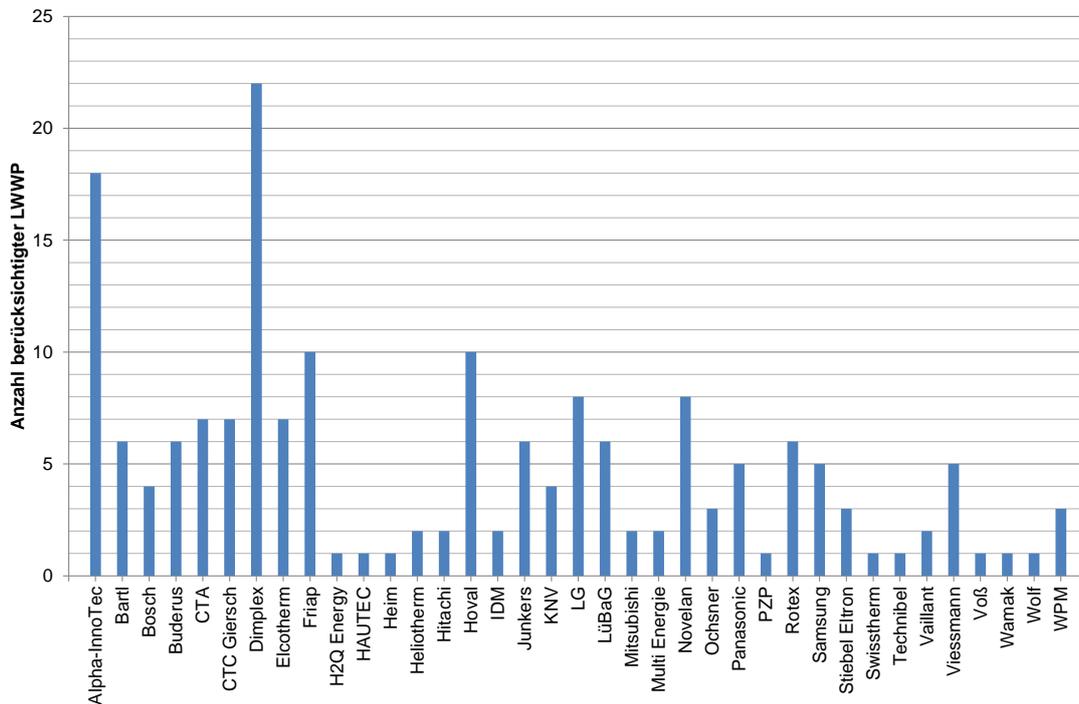
Quelle: Projektdatenbank mit Herstellerangaben und Ergebnissen aus Prüfstandsmessungen im ILK

Abbildung 40: Innerhalb von Gebäuden generierter A-bewerteter Schalleistungspegel von LWWP in Abhängigkeit von der Norm-Heizleistung für die möglichen Aufstellungsbedingungen der verschiedenen Bauweisen



Quelle: Projektdatenbank mit Herstellerangaben und Ergebnissen aus Prüfstandsmessungen im ILK

Abbildung 41: Anzahl der berücksichtigten herstellerspezifischen LWWP zur Erstellung der Übersichten in Abbildung 37 bis Abbildung 40



Quelle: Projektdatenbank mit Herstellerangaben und Ergebnissen aus Prüfstandsmessungen im ILK

4.5 Lärmquellen

4.5.1 Ventilator

Der Ventilator wird bezüglich der A-bewerteten Schallemission bei LWWP als Hauptlärmquelle eingestuft. Nach [40] werden 90 % des in der Nachbarschaft wahrnehmbaren Lärms von LWWP durch den Ventilator verursacht. Diese Aussage kann durch die Darstellungen des außerhalb und innerhalb von Gebäuden von LWWP generierten Schalleistungspegels in Abbildung 38 und Abbildung 40 unterstützt werden.

Abbildung 38 zeigt, dass der außerhalb von Gebäuden durch LWWP erzeugte Schalleistungspegel nicht durch die möglichen Aufstellungsbedingungen der verschiedenen Bauarten von LWWP beeinflusst wird. Eine mögliche Schlussfolgerung besteht darin, dass der außerhalb von Gebäuden durch LWWP erzeugte Schalleistungspegel durch Komponenten der LWWP dominiert wird, die an der Schallemission ins Freie bei allen Bauweisen und Aufstellungsbedingungen beteiligt sind. Diese Annahme führt zu der Aussage, dass die Lüftungsöffnungen der LWWP in Kompaktbauweise bei Innenaufstellung für Ansaugen und Ausblasen die außerhalb von Gebäuden erzeugte Schalleistung bestimmen (vgl. Abbildung 33, links). Über diese Öffnungen werden hauptsächlich die durch den Ventilator des Verdampfers erzeugten Geräusche abgestrahlt. Abbildung 40 kann entnommen werden, dass der durch LWWP in Splitbauweise im Gebäudeinnern erzeugte Schalleistungspegel niedriger ist als der von LWWP in Kompaktbauweise bei Innenaufstellung. Es lässt sich vermuten, dass dies wiederum auf die Komponente des Verdampfers mit Ventilator zurückzuführen ist, die bei LWWP in Splitbauweise im Freien positioniert ist (vgl. Abbildung 33, rechts). Durch die Schalldämmung der Gebäudefassade besitzt der Ventilator somit eine verminderte Wirkung auf die im Gebäudeinnern registrierbare Schalleistung der LWWP.

Als Bauarten von Ventilatoren kommen Axial- oder Radialventilatoren mit vor- oder rückwärtsgekrümmten Schaufeln in Frage. Die Schalleistung der einzelnen Ventilator-Typen lässt sich jedoch nicht eindeutig voneinander unterscheiden, sodass eine generelle Empfehlung einer Bauart nicht möglich ist. Für den Einsatz in LWWP werden häufig Axialventilatoren verwendet, da keine hohen Drücke zu überwinden sind.

Ein entscheidender Faktor für die durch den Ventilator abgestrahlte Schalleistung ist, wie oberhalb beschrieben, der Standort des Ventilators (vgl. Abbildung 33). Bei einer Kompaktbauweise in Außenaufstellung oder einer Splitbauweise kommt es durch den freiliegenden Ventilator zu einer direkten Schallabstrahlung in die Umgebung. Bei einer Kompaktbauweise in Innenaufstellung wird der Schall des Ventilators über die Luftschächte nach außen geleitet.

Der Lärmpegel eines Ventilators wird maßgeblich durch das von ihm verursachte Strömungsrauschen bestimmt. Es setzt sich bei Axialventilatoren hauptsächlich aus dem Wirbelgeräusch und dem Schaufeldrehklang zusammen. Das Wirbelgeräusch bildet sich an den Ventilatorschaufeln, wobei Wirbelablösungen und turbulente Strömungen die dominierenden Geräuschquellen sind. Es entsteht ein breitbandiges Rauschen, dessen spektrale Charakteristik mit der eines rosa Rauschens vergleichbar ist. Grundsätzlich lässt sich feststellen, dass hohe Umfangsgeschwindigkeiten, also die Geschwindigkeit an den Schaufelenden, zu hohen Schalldrücken führen. Diese werden jedoch benötigt, um einen bestimmten Luftstrom bei einer bestimmten Druckdifferenz zu fördern, sodass eine einfache Reduzierung der Drehzahl oder des Durchmessers des Ventilators nicht ohne Weiteres möglich ist. Es erscheint daher plausibel, dass ein proportionaler Zusammenhang zwischen der Norm-Heizleistung und dem generierten Schalleistungspegel besteht (vgl. Abbildung 39), da eine höhere Heizleistung meist mit einem höheren Volumenstrom verbunden ist. Die bewegten Ventilatorschaufeln führen zu Druckschwankungen an ortfesten Teilen in der Nähe des Ventilators. Der dadurch abgestrahlte Schaufeldrehklang ist stark tonhaltig und tieffrequent, typischerweise um ca. 50 Hz bis 150 Hz. Die Grundfrequenz des Schaufeldrehklangs f_D lässt sich mit der Ventilator Drehzahl n in min^{-1} und der Schaufelanzahl des Ventilators z zu

$$f_D = \frac{n \cdot z}{60} \quad (1)$$

bestimmen. Abbildung 50 und Abbildung 51 zeigen beispielhaft die spektrale Charakteristik der Schallemission des Ventilators einer LWWP in Kompaktbauweise bei entferntem Systemgehäuse, der über verschiedene Leistungsstufen angesteuert werden kann. Dabei sind die tonalen Komponenten der Grundfrequenz des Schaufeldrehklangs sowie deren ganzzahlige Vielfache (Harmonische) deutlich zu erkennen.

Ein Vergleich verschiedener Axialventilatoren ohne Leitschaufeln in [44] zeigt, dass deren unbewerteter Schalleistungspegel mit Erhöhung der Umfangsgeschwindigkeit ansteigt. Gleichzeitig kann der Schalleistungspegel dieser Ventilatoren bei gleicher Umfangsgeschwindigkeit um bis zu ca. 12 dB variieren.

Zusätzlich zu den dominanten Strömungsgeräuschen gibt es weitere mögliche Lärmquellen, die in der Regel eine untergeordnete Rolle spielen, hier aber kurz erwähnt werden sollen. Elektrische Geräusche können bei der durch Magnetfeldänderungen im Elektromotor verursachten Verformung entstehen. Die Rotorblätter des Ventilators können durch Körperschallübertragung zum Schwingen angeregt werden, was wiederum die Abstrahlung von Luftschall ermöglicht. Auch die Körperschallübertragung der mechanischen Schwingungen des Motors bzw. des mit einer leichten Unwucht behafteten Rotors auf umliegende Teile, wie z. B. den Zuluft-/Abluftkanal, kann zur Luftschallabstrahlung führen.

4.5.2 Kompressor

Der Kompressor ist neben dem Ventilator die zweite Hauptlärmquelle bei LWWP, wobei oft der Körperschall und die Abstrahlung von tieffrequentem Luftschall die hauptsächlichsten Probleme darstellen. In der Literatur werden Kompressoren auch als Verdichter oder Pumpen bezeichnet, da sie meist, wie auch im Fall von LWWP, als solche eingesetzt werden. Die verschiedenen Bauarten wie z. B. Hubkolben-Kompressoren, Schrauben-Kompressoren, axiale oder radiale Turbo-Kompressoren, Roots-Kompressoren und Scroll-Kompressoren unterscheiden sich sowohl in ihren Leistungsdaten in Bezug auf Druck und Volumenstrom als auch in ihren akustischen Eigenschaften.

Exemplarisch soll die Schallentstehung am Schrauben-Kompressor und am Scroll-Kompressor beschrieben werden. Beim Schrauben-Kompressor verursacht die periodische Förderung des Gases Strömungsgeräusche. Am Druckstutzen kommt es beim Druckausgleich zu Strömungs- und Entspannungsvorgängen. Das Geräuschspektrum setzt sich aus der Grundfrequenz und vielen Einzeltönen, den harmonischen Vielfachen (Obertönen) zusammen, wobei sich die Grundfrequenz f_0 anhand von

$$f_0 = z_H n_H \quad (2)$$

mit

z_H Hauptläuferzähnezahl und

n_H Hauptläuferdrehzahl

berechnen lässt. Abbildung 50 und Abbildung 51 zeigen beispielhaft die spektrale Charakteristik der Schallemission des Kompressors einer LWWP in Kompaktbauweise bei entferntem Systemgehäuse.

Für den Betrieb des Kühlkreislaufs bei Wärmepumpen werden häufig Scroll-Kompressoren eingesetzt. Die ineinandergreifenden, ölfrei betriebenen Spiralen verursachen ein Schleifgeräusch. Außerdem kommt es durch die baubedingte Unwucht zur Körperschallanregung von Strukturen, was wiederum zur Abstrahlung von Luftschall führen kann.

Eine weitere Lärmquelle verursacht die Pulsation des nicht kontinuierlichen Flusses des Kältemittels. Über die Kältemittelleitung kann sich der Körperschall ausbreiten und z. B. von großen Flächen des Verdampfers als Luftschall abgestrahlt werden. Laut [40] ist die Pulsation bei Scroll-Kompressoren jedoch geringer als bei Hubkolben-Kompressoren.

5 Bestimmung von Schallemissionswerten

5.1 Bestimmung der Schalleistung von Maschinen und Geräten

Tabelle 7 zeigt eine Übersicht der gültigen Messnormen zur Bestimmung des Schalleistungspegels von Maschinen und Geräten auf der Basis von verschiedenen Messverfahren.

Tabelle 7: Messnormen zur Bestimmung des Schalleistungspegels von Geräuschquellen

Norm	Genauigkeitsklasse	Messverfahren	Frequenzbereich
DIN EN ISO 3741 [13]	1	Hallraumverfahren	100 - 10.000 Hz
DIN EN ISO 3743-1 [15]	2	Vergleichsverfahren	
DIN EN ISO 3743-2 [16]	2	Hallraumverfahren	
DIN EN ISO 3744 [17]	2	Freifeldverfahren	
DIN EN ISO 3745 [18]	1		
DIN EN ISO 3746 [19]	3		
DIN EN ISO 3747 [20]	2	Vergleichsverfahren	
DIN EN ISO 9614-1 [21]	1, 2, 3	Intensitätsverfahren	
DIN EN ISO 9614-2 [22]	2, 3		
DIN EN ISO 9614-3 [23]	1		

Die gewählte Genauigkeitsklasse bestimmt dabei vor allem die Messunsicherheit der bestimmten Schalleistung der Geräuschquelle. Je höher die Genauigkeitsklasse ist, desto größer ist die Messunsicherheit. In [13] wird die Genauigkeitsklasse 1 als Präzisionsverfahren, die Genauigkeitsklasse 2 als Technisches Verfahren und die Genauigkeitsklasse 3 als Übersichtsverfahren bezeichnet. Innerhalb der folgenden Abschnitte soll ein Überblick über die vier grundlegenden Messverfahren zur Bestimmung des Schalleistungspegels von Maschinen und Geräten aus Tabelle 7 gegeben werden.

5.1.1 Hallraumverfahren

Bei zeitlich konstantem Schalleintrag in einen Raum, der allseitig durch schallharte Flächen begrenzt ist, kommt es zu einem eingeschwungenen Zustand, bei dem ein Gleichgewicht zwischen der von der Schallquelle emittierten Schalleistung und der absorbierten Schalleistung besteht. Dieses Verfahren ist nicht für Schallquellen anwendbar, die einzelne Schallimpulse mit einer Impulsfolgefrequenz kleiner als 5 Hz erzeugen.

Die Bestimmung des Schalleistungspegels L_{WA} basiert auf den folgenden Einzelschritten:

- Messung der Nachhallzeit T des Hallraumes in s
- Bestimmung der äquivalenten Schallabsorptionsfläche A des Hallraumes in m^2
- Bestimmung des mittleren Schalldruckpegels im Diffusfeld $L_{pA,m}$ außerhalb des Hallradius der Schallquelle
- Bestimmung des Schalleistungspegels

$$L_{WA} = L_{pA,m} + 10 \cdot \lg\left(\frac{A}{A_0}\right) \text{ dB} \quad (3)$$

mit $A_0 = 4 \text{ m}^2$.

5.1.2 Freifeldverfahren

Die von einer Schallquelle abgestrahlte Schalleistung ergibt sich aus der Schallintensität \vec{I} , die durch eine die Schallquelle umgebende Hüllfläche/Messfläche S hindurchtritt. Befindet sich die Messfläche im freien Schallfeld bzw. im Fernfeld der Quelle und ist die Form der Hüllfläche derart gestaltet, dass die Schallschnelle \vec{v} diese senkrecht durchsetzt, kann die Messung der Schallintensität auf eine Schalldruckpegelmessung an einer definierten Anzahl von Messpunkten auf der Hüllfläche (Messfläche) zurückgeführt werden.

Die Bestimmung des Schalleistungspegels L_{WA} basiert damit auf den folgenden Einzelschritten:

- Definition eines Bezugsquaders und einer Hüllfläche S um das Messobjekt
- Verteilung von N Mikrofonpositionen bzw. Messpfaden auf der Hüllfläche (Anzahl der Mikrofonpositionen bzw. der Messpfade abhängig von der gewünschten Genauigkeitsklasse (GK))
- Bestimmung des über die Messfläche gemittelten Schalldruckpegels $\overline{L'_{pA}}$
- Bestimmung des über die Messfläche gemittelten Fremdgeräuschpegels $\overline{L''_{pA}}$
- Bestimmung des Messflächen-Schalldruckpegels $\overline{L_{pfA}}$ mit Korrekturen für Fremdgeräusche und Messumgebung
- Bestimmung des Schalleistungspegels

$$L_{WA} = \overline{L_{pfA}} + 10 \cdot \lg \frac{S}{S_0} \text{ dB} \quad (4)$$

mit $S_0 = 1 \text{ m}^2$

5.1.3 Vergleichsverfahren

Dieses Verfahren basiert auf dem Vergleich des Schalldruckpegels, der von einer Schallquelle bekannter Schalleistung (Vergleichsschallquelle) und der zu prüfenden Schallquelle an den gleichen Punkten einer Hüllfläche erzeugt wird (Substitutionsverfahren). Unter Berücksichtigung der akustischen Eigenschaften der Umgebung kann die Bestimmung der Schalleistung dabei durch Anwendung des Hallraumverfahrens (s. Abschnitt 5.1.1) oder des Freifeldverfahrens (s. Abschnitt 5.1.2) erfolgen. Für Schallquellen mit impulsartigen Geräuschen oder für Schallquellen mit einer stark ausgeprägten Richtcharakteristik ist dieses Verfahren nicht geeignet. Der Schalleistungspegel ergibt sich damit zu

$$L_{WA} = \overline{L_{pA}} + L_{WRA} - \overline{L_{pRA}} \text{ dB} \quad (5)$$

mit

$\overline{L_{pA}}$ über alle Messorte gemittelter Schalldruckpegel bei Betrieb der zu untersuchenden Schallquelle in dB

L_{WRA} Schalleistungspegel der Vergleichsschallquelle in dB

$\overline{L_{pRA}}$ über alle Messorte gemittelter Schalldruckpegel bei Betrieb der Vergleichsschallquelle in dB.

5.1.4 Schallintensitätsverfahren

Dieses Verfahren beschreibt die Bestimmung des Schalleistungspegels durch direkte Messung der Schallintensität \vec{I} mittels Schallintensitätssonde. Analog zur Anwendung des Freifeldverfahrens wird eine Messfläche S um die zu untersuchende Schallquelle erstellt. Eine direkte Messung der Schallintensität nach dem Hallraumverfahren erscheint nicht sinnvoll, da in einem idealen diffusen Schallfeld das zeitliche Mittel der momentanen Schallintensität an jedem Punkt gleich Null ist.

Die Bestimmung des Schalleistungspegels L_{WA} basiert auf den folgenden Einzelschritten:

- direkte Bestimmung der Schallintensität $\vec{I}(t)$ durch zeitgleiche Erfassung von Schalldruck-Zeitverlauf $p(t)$ und Schallschnelle-Zeitverlauf $\vec{v}(t)$
- Bestimmung der zeitlich gemittelten Schallintensität \vec{I} in einem stationären Schallfeld
- Bestimmung der Gesamtschalleistung durch Summation der durch einzelne Segmente der Messfläche S_i durchtretenden Teilschalleistungen
- Bestimmung des Schalleistungspegels

$$L_w = 10 \cdot \lg\left(\frac{P}{P_0}\right) \text{ dB} \quad (6)$$

mit $P_0 = 10^{-12} \text{ W}$

Durch das Ausnutzen der Normalkomponente der Schallintensität kann der Einfluss von Störschallquellen und Raumrückwirkungen stark unterdrückt werden. Somit ist es möglich, die Schalleistung bei schwierigen Umgebungseinflüssen oftmals noch mit hinreichender Genauigkeit bestimmen zu können.

5.2 Bestimmung der Schalleistung von LWWP

Die Bestimmung des Schalleistungspegels von LWWP erfolgt nach speziell angepassten Normen. Darin wird auf die Anwendung der allgemeinen Verfahren aus Kapitel 5.1 zur Bestimmung der Schalleistung unter definierten Prüfbedingungen (Betriebszustand des Gerätes) verwiesen.

5.2.1 Bestimmung des Schalleistungspegels nach DIN 45635-35

In DIN 45635-35 [29] wird das Hüllflächen-Verfahren (Freifeldverfahren) zur Bestimmung des Schalleistungspegels von Wärmepumpen beschrieben. Obwohl diese Norm bisher nicht zurückgezogen wurde, ist im Jahr 2008 die Norm DIN EN 12102 [24] als Ersatz erschienen. Die DIN EN 12102 liefert in Verbindung mit der Normenreihe DIN EN ISO 14511 [25], [26] detaillierte Angaben zur Aufstellung der Wärmepumpe und den zu realisierenden Prüfbedingungen (s. Abschnitt 5.2.2). Innerhalb der folgenden Untersuchungen wird die DIN 45635-35 daher nicht mehr berücksichtigt.

5.2.2 Bestimmung des Schalleistungspegels nach DIN EN 12102

Die Messnorm DIN EN 12102 [24] regelt die Bestimmung des Schalleistungspegels durch Anwendung der allgemeinen Verfahren aus Kapitel 5.1. Dabei wird ausschließlich die Luftschallabstrahlung der Wärmepumpe berücksichtigt. Die Ergebnisse können zum einen der Kennzeichnung, Zertifizierung oder Energieetikettierung dienen und zum anderen zu Qualitätskontrollmessungen vor Ort unter Arbeitsbedingungen herangezogen werden. Für Messungen, die der Kennzeichnung oder Zertifizierung eines solchen Gerätes dienen, wird ein Messverfahren der GK 1 ([13], [18], [21] oder [23]) mit gezielter Regulierung der Luft- und Wasserbedingungen empfohlen. Ausgewählte Messverfahren der Genauigkeitsklasse 2 ([15], [16], [21] oder [22]) mit geregelten Luft- und Wasserbedingungen liefern ebenfalls gültige Ergebnisse, allerdings mit einer größeren Messunsicherheit. Können die Norm-Nennbedingungen für Luft und Wasser während der Messung nicht eingehalten werden, kann keine Normmessung durchgeführt werden, auch wenn die Anforderungen nach [13] bis [23] erfüllt sind. Diese Messungen dienen lediglich der Einordnung des Gerätes für die zur Messung vorliegenden Arbeitsbedingungen.

5.2.2.1 Aufstellung des Gerätes

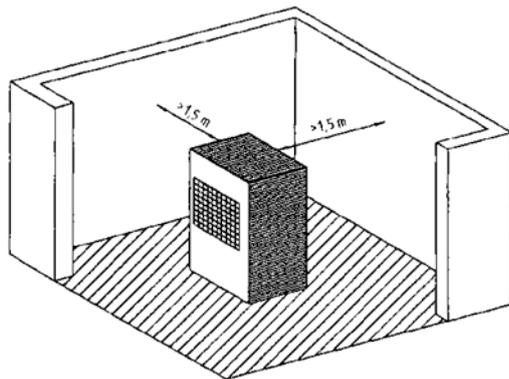
Hallraumverfahren

Die Aufstellung des Gerätes und die Form des Prüfraumes müssen den Anforderungen nach [13] bzw. [15] oder [16] entsprechen.

Geräte ohne Kanalanschlüsse

Die Aufstellung von Wärmepumpen ohne Kanalanschlüsse hat zur Bestimmung der Schalleistung im Hallraum nach Abbildung 42 zu erfolgen.

Abbildung 42: Aufstellung eines Kompaktgerätes ohne Kanalanschlüsse zur Bestimmung des Schalleistungspegels im Hallraum

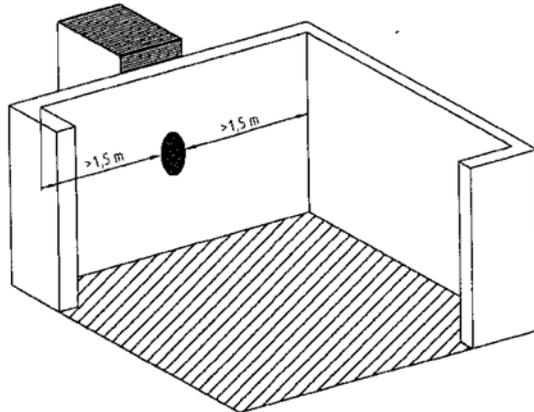


Quelle: DIN EN 12102 [24]; Diese Aufstellung entspricht einer Prüfstandsmessung eines Gerätes.

Geräte mit Kanalanschlüssen

Die Aufstellung von Wärmepumpen mit Kanalanschlüssen hat zur Bestimmung der Schalleistung im Hallraum nach Abbildung 43 zu geschehen.

Abbildung 43: Aufstellung eines Gerätes mit Kanalanschlüssen zur Bestimmung des durch die Auslässe erzeugten Schalleistungspegels im Hallraum



Quelle: DIN EN 12102 [24]; Diese Aufstellung entspricht einer Prüfstandsmessung eines Gerätes.

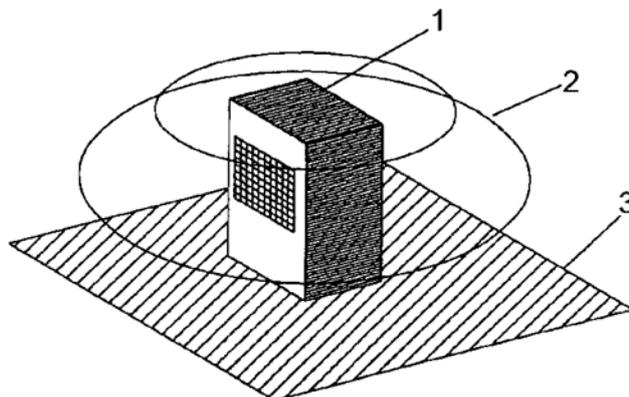
Freifeldverfahren

Die Anforderungen an die Messumgebung nach [17] und [18] müssen erfüllt werden. Nach [24] wird eine halbkugelförmige Messfläche empfohlen (vgl. Abbildung 44). Eine quaderförmige Messfläche ist ebenfalls zulässig. Diese liefert allerdings Ergebnisse mit einer höheren Messunsicherheit. Bei Geräten mit Kanalanschluss muss die Bezugsfläche Krümmer und sonstige zugehörige Teile mit einschließen. Die reflektierenden Ebenen müssen in jede Richtung eine halbe Wellenlänge der niedrigsten interessierenden Frequenz größer sein als die festgelegte Messfläche.

Geräte ohne Kanalanschlüsse

Die Aufstellung von Wärmepumpen ohne Kanalanschlüssen hat zur Bestimmung der Schalleistung im freien Schallfeld über einer reflektierenden Ebene nach Abbildung 44 zu erfolgen.

Abbildung 44: Aufstellung eines Gerätes ohne Kanalanschlüsse zur Bestimmung des Schalleistungspegels in einem freien Schallfeld über einer reflektierenden Ebene



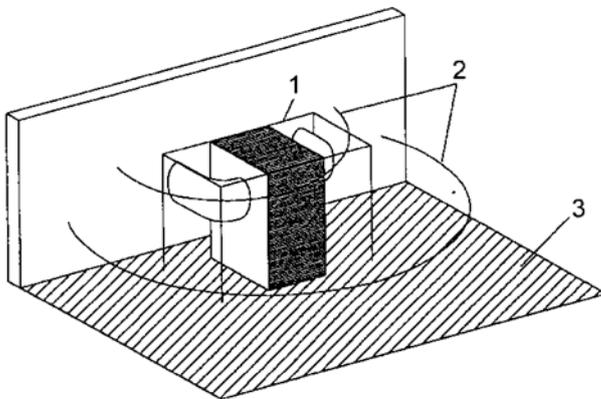
Quelle: DIN EN 12102 [24]; 1: Bezugsfläche, 2: Messfläche, 3: reflektierende Ebene; Diese Aufstellung entspricht einer In-situ-Messung eines Gerätes.

Geräte mit Kanalanschlüssen

Die Aufstellung von Wärmepumpen mit Kanalanschlüssen hat zur Bestimmung der Schallleistung im freien Schallfeld über einer reflektierenden Ebene nach Abbildung 45 bzw. Abbildung 46 zu geschehen. Dabei sind folgende Nebenbedingungen zu erfüllen:

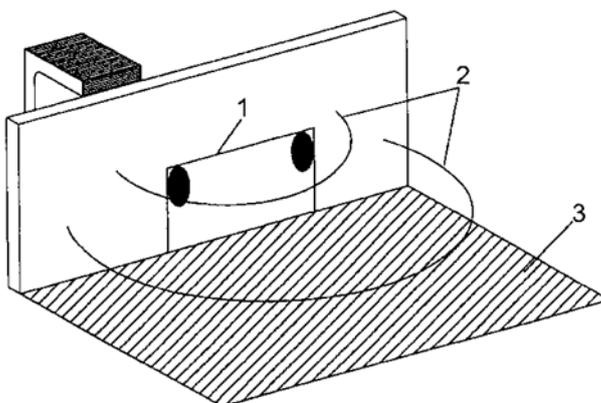
- flächenbezogene Masse der vertikalen reflektierenden Ebene beträgt mindestens 15 kg/m^2
- Schallabsorptionsgrad der vertikalen reflektierenden Ebene ist kleiner als 0,1
- nicht interessierende Baugruppen sind akustisch zu isolieren (z. B. durch Kapselung)

Abbildung 45: Aufstellung eines Gerätes mit Kanalanschlüssen zur Bestimmung des durch das Gehäuse erzeugten Schalleistungspegels in einem freien Schallfeld über einer reflektierenden Ebene



Quelle: DIN EN 12102 [24]; 1: Bezugsfläche, 2: Messfläche, 3: reflektierende Ebene; Diese Aufstellung entspricht einer In-situ-Messung eines Gerätes zur Bestimmung der in den Innenraum abgestrahlten Schallleistung.

Abbildung 46: Aufstellung eines Gerätes mit Kanalanschlüssen zur Bestimmung des durch die Auslässe erzeugten Schalleistungspegels in einem freien Schallfeld über einer reflektierenden Ebene



Quelle: DIN EN 12102 [24]; 1: Bezugsfläche, 2: Messfläche, 3: reflektierenden Ebene; Diese Aufstellung entspricht einer in situ Messung eines Gerätes zur Bestimmung der durch die Kanalanschlüsse abgestrahlten Schallleistung.

5.2.2.2 Betrieb des Gerätes

Hinsichtlich des Betriebs der Wärmepumpe während der Schalleistungsmessung sind gemäß DIN EN ISO 11202 [24] folgende Randbedingungen einzuhalten.

- Warmlaufzeit des Gerätes mindestens 30 Minuten vor Messbeginn
- konstante eingeschwungene Betriebsbedingungen während der Messung (stationäre Betriebsbedingungen erreicht, wenn zulässige Abweichungen von Einstellwerten – z. B. Eintrittstemperatur von Flüssigkeit und Luft, Volumendurchfluss der Flüssigkeit – eingehalten werden)
- Verdampfer muss während der Messung eisfrei sein

Wie sich innerhalb der folgenden Untersuchungen bestätigen wird, ist die gewährte Eisfreiheit des Verdampfers von besonderer Wichtigkeit, da der Arbeitspunkt des Ventilators und damit dessen Schallemission erheblich beeinflusst werden können. Auch auf die in [24] geforderte, einzustellende maximale Drehzahl des Ventilators bei Außengeräten mit geregelter Ventilator-drehzahl sei explizit hingewiesen. Wie sich innerhalb der folgenden Untersuchungen bestätigen wird, steigt der A-bewertete Gesamt-Schalleistungspegel des Ventilators mit zunehmender Drehzahl.

5.2.3 Norm-Nennbedingungen und Betriebs-Nennbedingungen nach E DIN EN ISO 14511-2

Um die Vergleichbarkeit der verschiedenen Messungen zu gewährleisten, sind im Normentwurf E DIN EN ISO 14511-2 [26] die Prüfbedingungen - sogenannte Norm-Nennbedingungen sowie Betriebs-Nennbedingungen - festgeschrieben. Ausschließlich Messungen bei denen die angegebenen Norm-Nennbedingungen eingehalten werden, dürfen zur Kennzeichnung, Energieetikettierung oder zu Zertifizierungszwecken herangezogen werden. Die auf Basis der Nenn-Betriebsbedingungen ermittelten Messergebnisse dienen der Veröffentlichung durch den Hersteller oder Lieferanten zur Charakterisierung des Geräts innerhalb des Einsatzbereiches.

In Abhängigkeit vom Aufstellungsort und der Bauart der LWWP sind in [26] Umgebungsbedingungen definiert. Die festgeschriebenen Prüfbedingungen betreffen insbesondere die Eintritts- und Austrittstemperaturen für LWWP im Heizbetrieb bzw. im Kühlbetrieb.

6 Bestimmung von Schallimmissionswerten

Innerhalb der folgenden Abschnitte soll ein Überblick über die verschiedenen Verfahren zur Bestimmung des Beurteilungspegels am Immissionsort unter Berücksichtigung von tieffrequenten Geräuschanteilen gegeben werden.

6.1 Bestimmung des Beurteilungspegels nach TA Lärm

Ziel der TA Lärm [49] ist die Messung und Bewertung von Geräuschen von genehmigungsbedürftigen Anlagen zum Schutz der Allgemeinheit außerhalb und innerhalb von Gebäuden.

Die Berechnung des Beurteilungspegels außerhalb von Gebäuden für bebaute Flächen basiert dabei auf der messtechnischen Bestimmung des äquivalenten A- und C-bewerteten Dauerschalldruckpegels im Abstand von 0,5 m vor der Mitte des geöffneten Fensters des vom Geräusch am stärksten betroffenen schutzbedürftigen Raumes nach DIN 4109 [7].

Für unbebaute Flächen sowie bebaute Flächen ohne schutzbedürftige Räume ist an der Position des am stärksten betroffenen Randes der Fläche zu messen, wo nach dem Bau- und Planungsrecht Gebäude mit schutzbedürftigen Räumen erstellt werden dürfen.

In Abhängigkeit von der Geräuschzusammensetzung am Immissionsort werden zusätzliche Zuschläge für Ton- und Informationshaltigkeit, Impulshaltigkeit sowie Tageszeiten mit erhöhter Empfindlichkeit vergeben. Für die relevanten Zeiträume tags und nachts existieren verschiedene Beurteilungszeiten.

Zum Schutz der Allgemeinheit darf der resultierende Beurteilungspegel definierte gebietsabhängige Immissionsrichtwerte nicht überschreiten. Tabelle 8 zeigt exemplarisch die Richtwerte für Immissionsorte außerhalb von Gebäuden für verschiedene Gebietseinstufungen, in denen LWWP insbesondere nachts einen relevanten Einfluss auf die Schallimmission am maßgeblichen Immissionsort haben können.

Neben dem Beurteilungspegel erfolgt die zusätzliche Berücksichtigung von kurzzeitigen Geräuschspitzen auf Basis der messtechnischen Bestimmung des maximalen A-bewerteten Schalldruckpegels.

Tabelle 8: Immissionsrichtwerte für Immissionsorte außerhalb von Gebäuden

#	Gebietseinstufung	Beurteilungspegel L_T in dB(A)	
		tags	nachts
c	Kern-, Dorf- und Mischgebiet	60	45
d	Allgemeine Wohn- und Kleinsiedlungsgebiete	55	50
e	reine Wohngebiete	50	35
f	Kurgebiete, für Krankenhäuser und Pflegeanstalten	45	35
Einzelne kurzzeitige Geräuschspitzen dürfen die Immissionsrichtwerte tags um nicht mehr als 30 dB nachts um nicht mehr als 20 dB überschreiten.			

Quelle: TA Lärm [49]

Tieffrequente Geräusche werden in der TA Lärm ausschließlich innerhalb von Gebäuden berücksichtigt. Dabei erfolgt eine Prüfung des zu beurteilenden Geräusches innerhalb von schutzbedürftigen Räumen bei geschlossenem Fenster auf deutlich tieffrequente Anteile. Dazu wird die Differenz zwischen dem äquivalenten A-bewerteten und dem äquivalenten C-bewerteten Dauerschalldruckpegel ermittelt. Für den Fall dass diese Pegeldifferenz einen Wert annimmt, der 20 dB überschreitet, ist in der TA Lärm auf DIN 45680 [8] (s. Abschnitt 6.2) sowie DIN 45680, Beiblatt 1 [9] verwiesen.

6.2 Bewertung tieffrequenter Schallimmission nach DIN 45680

Ziel der Norm DIN 45680 [8] ist die Messung und Bewertung von tieffrequenten Geräuschimmissionen in der Nachbarschaft innerhalb von Gebäuden. Hinweise zur Anwendung bei Schallimmissionen durch gewerbliche Anlagen gibt das dazugehörige Beiblatt 1 [9].

Im Gegensatz zur TA Lärm wird innerhalb dieses Verfahrens nicht der gesamte Hörfrequenzbereich berücksichtigt, sondern ausschließlich die Terzbänder mit den Mittenfrequenzen von 10 Hz bis 80 Hz.

Die Berechnung des Terz-Beurteilungspegels innerhalb von Gebäuden basiert dabei auf der messtechnischen Bestimmung des äquivalenten Terz-Dauerschalldruckpegels im Abstand von mindestens 0,5 m vor der Wand des am stärksten betroffenen Aufenthaltsraums mit üblicher Raumausstattung. Maßgeblicher Immissionsort ist dabei die Stelle mit höchster Belastung, an der sich die Person regelmäßig aufhält. Fenster und Türen sind während der Messung geschlossen zu halten.

Vorab erfolgt eine Prüfung des zu beurteilenden Geräusches auf deutlich tieffrequente Anteile durch Bestimmung der Differenz zwischen dem äquivalenten A-bewerteten und dem äquivalenten C-bewerteten Dauerschalldruckpegel (analog zu TA Lärm) sowie zwischen dem maximalen A-bewerteten und dem maximalen C-bewerteten Schalldruckpegel. Für den Fall dass eine dieser Pegeldifferenzen einen Wert annimmt, der 20 dB überschreitet, kann eine tieffrequente Geräuscheinwirkung vorliegen und die weitere Analyse der Geräusche erfolgt in Terzen.

Der bestimmte Terz-Beurteilungspegel sowie der maximale Terz-Schalldruckpegel werden dabei dem Terz-Hörschwellenpegel gegenübergestellt. Kommt es in einem der Terzbänder zur Überschreitung des Terz-Hörschwellenpegels kann gemäß DIN 45680 von einer tieffrequenten Belästigung ausgegangen werden.

6.3 Beurteilung tieffrequenter Schallimmission nach E DIN 45680

Ziel des neuen Norm-Entwurfs E DIN 45680 [10] ist die Verbesserung der Beurteilung tieffrequenter Geräusche innerhalb von Wohngebäuden im Hinblick auf eine bessere Abbildung der realen Belastung auf den Menschen.

Im Gegensatz zur Norm DIN 45680 [8] wird der berücksichtigte Frequenzbereich um die Terzbänder mit den Mittenfrequenzen 8 Hz, 100 Hz und 125 Hz erweitert.

Die Beurteilung der Geräusche innerhalb von Gebäuden auf tieffrequente Anteile basiert dabei auf der messtechnischen Bestimmung des maximalen Terz-Schalldruckpegels sowie des Terz-Perzentilpegels am maßgeblichen Immissionsort unter vergleichbaren Bedingungen wie in DIN 45680.

Vorab erfolgt eine Prüfung des zu beurteilenden Geräusches auf deutlich tieffrequente Anteile durch Bestimmung der Differenz zwischen dem äquivalenten A-bewerteten und dem äquivalenten C-bewerteten Dauerschalldruckpegel sowie zwischen dem maximalen A-bewerteten und dem maximalen C-bewerteten Schalldruckpegel. Für den Fall dass eine dieser Pegeldifferenzen einen Wert annimmt, der 15 dB überschreitet (im Gegensatz zu DIN 45680 um 5 dB vermindert), kann eine tieffrequente Geräuscheinwirkung vorliegen und die weitere Analyse der Geräusche erfolgt in Terzen.

Der bestimmte maximale Terz-Schalldruckpegel wird im Gegensatz zu DIN 45680 dem Terz-Wahrnehmungsschwellenpegel gegenübergestellt. Zusätzlich erfolgt der Vergleich des auf Basis des Terz-Perzentilpegels berechneten Terz-Lautheitspegels mit dem Terz-Wahrnehmungsschwellenpegel. Die Ergebnisse für die einzelnen Terzbänder fließen anschließend in jeweils ein Gesamtergebnis ein. Überschreitet eines der beiden Gesamtergebnisse definierte Anhaltswerte kann eine erhebliche Belästigung durch tieffrequente Geräusche gemäß E DIN 45680 nicht ausgeschlossen werden.

7 Entwicklung eines vereinfachten Messverfahrens

7.1 Relevante Betriebsbedingungen

7.1.1 Auswertung der Projektdatenbank

Als Voraussetzung für die Empfehlung eines einheitlichen vereinfachten Messverfahrens zur Bestimmung der Schalleistung von LWWP in situ muss überprüft werden, inwiefern die in Normentwurf E DIN EN ISO 14511-2 [26] definierten detaillierten Betriebsbedingungen für die zu bestimmende Schallemission der LWWP relevant und zwingend erforderlich sind.

Die Auswertung der Informationen der erstellten Projektdatenbank zeigte, dass sich die Herstellerangaben zum Schalleistungspegel der LWWP, sofern Angaben gemacht werden, auf zwei verschiedene Betriebspunkte beziehen. Der erste Arbeitspunkt A7/W35 entspricht den Norm-Nennbedingungen zur Kennzeichnung und Zertifizierung von LWWP im Heizbetrieb bei niedrigen Temperaturen. Der zweite Betriebspunkt A2/W35 repräsentiert eine der drei verschiedenen definierten Betriebs-Nennbedingungen von LWWP im Heizbetrieb bei niedrigen Temperaturen. Es ist anzumerken, dass die Gerätehersteller im Allgemeinen jedoch stets nur einen von beiden Betriebspunkten schalltechnisch charakterisieren.

In Abbildung 47 / Abbildung 48 ist der außerhalb / innerhalb von Gebäuden generierte A-bewerteter Schalleistungspegel von LWWP in Splitbauweise in Abhängigkeit von der Norm-Heizleistung für die beiden verschiedenen Betriebszustände dargestellt. Die daraus ermittelten Regressionsgeraden lassen jeweils einen mittleren Pegelunterschied der betriebspunkt-spezifischen Schalleistung der LWWP von ca. 5 dB erkennen. Dabei soll jedoch nochmals darauf hingewiesen werden, dass die Schalleistungswerte für die verschiedenen Betriebszustände auf unterschiedlichen Gerätegruppen basieren. Im Allgemeinen machen die Hersteller zur Schalleistung der LWWP nur bei einem der beiden verschiedenen Betriebszustände Angaben.

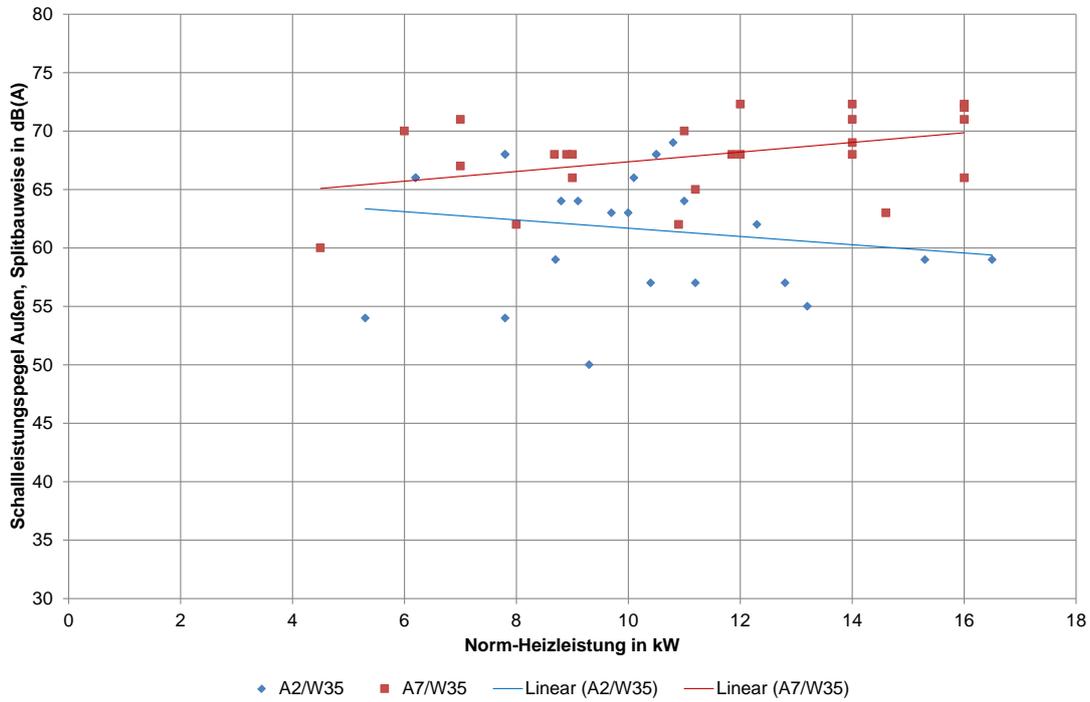
7.1.2 Messungen an LWWP im Prüfstand

Um den direkten Einfluss verschiedener Betriebspunkte auf die Schalleistung von LWWP zu untersuchen, wurden Schalleistungsmessungen auf Basis des in DIN EN ISO 3746 [19] bzw. DIN EN ISO 3747 [20] beschriebenen Hüllflächenverfahrens für GK 3 an jeweils ein- und derselben spezifischen LWWP durchgeführt.

7.1.2.1 LWWP ohne Systemgehäuse

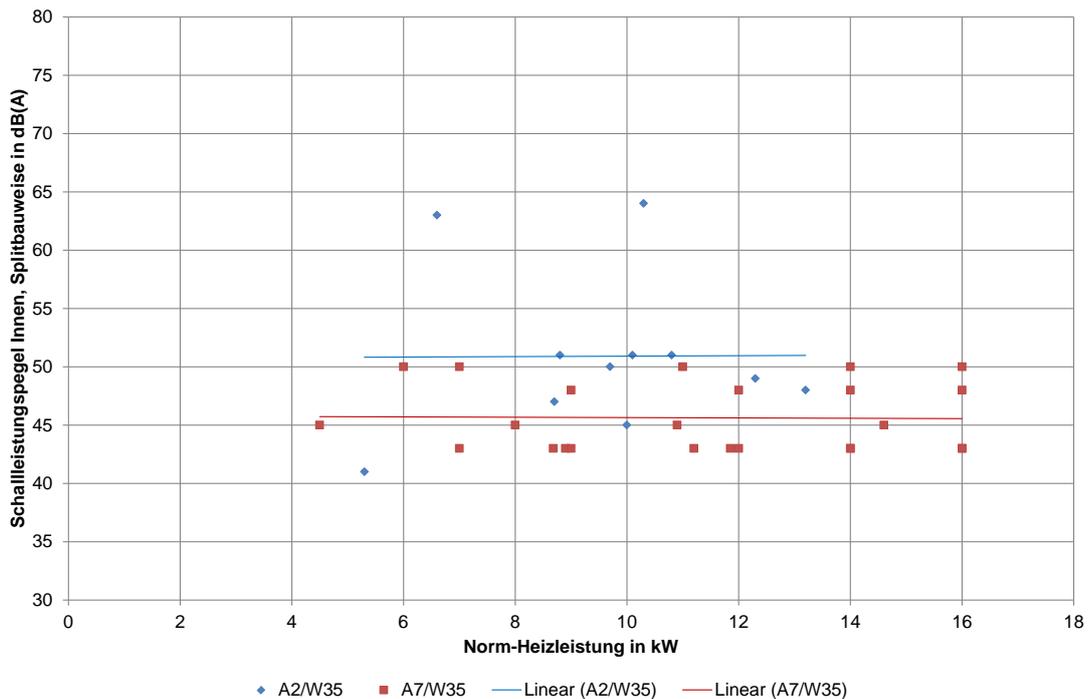
Erste Messungen erfolgten an einer LWWP in Kompaktbauweise für Außenaufstellung ohne Systemgehäuse (Verkleidung) sowie ohne Ansaug-/Ausblasabdeckungen. Den Messaufbau zur schalltechnischen Bestimmung der spektralen Schalleistung zeigt Abbildung 49. Die spezifische LWWP ermöglichte zum einen den Betrieb des Ventilators in verschiedenen Leistungsstufen (vgl. Tabelle 9). Zum anderen konnte die LWWP sowohl mit als auch ohne Kompressor betrieben werden, wodurch eine separate Bestimmung der emittierten Schalleistung der beiden, die Gesamtschalleistung der LWWP dominierenden Komponenten Ventilator und Kompressor möglich war.

Abbildung 47: Außerhalb von Gebäuden generierter A-bewerteter Schalleistungspegel von LWWP in Splitbauweise in Abhängigkeit von der Norm-Heizleistung für die beiden typischerweise angegebene Betriebszustände A7/W35 und A2/W35; Ermittelte Regressionsgerade



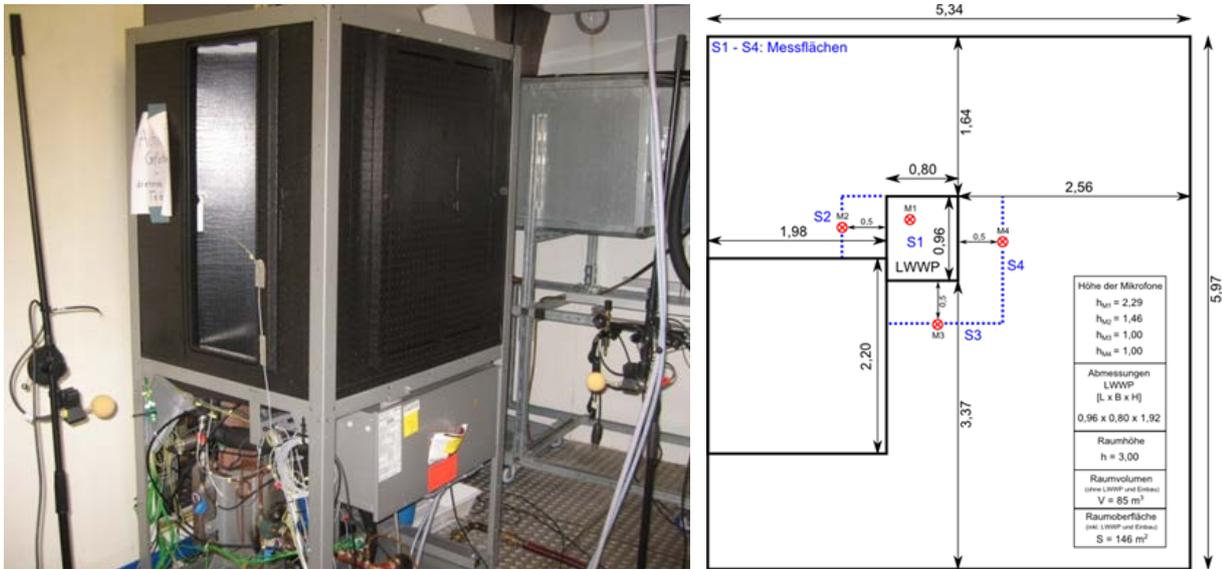
Quelle: Projektdatenbank mit Herstellerangaben und Ergebnissen aus Prüfstandsmessungen im ILK; Hinweis: Schalleistungswerte für die angegebenen Betriebszustände basieren auf unterschiedlichen Gerätegruppen

Abbildung 48: Innerhalb von Gebäuden generierter A-bewerteter Schalleistungspegel von LWWP in Splitbauweise in Abhängigkeit von der Norm-Heizleistung für die beiden typischerweise angegebene Betriebszustände A7/W35 und A2/W35; Ermittelte Regressionsgerade



Quelle: Projektdatenbank mit Herstellerangaben und Ergebnissen aus Prüfstandsmessungen im ILK; Hinweis: Schalleistungswerte für die angegebenen Betriebszustände basieren auf unterschiedlichen Gerätegruppen

Abbildung 49: Messaufbau zur schalltechnischen Bestimmung der spektralen Schallleistung einer LWWP in Kompaktbauweise für Außenaufstellung ohne Systemgehäuse sowie ohne Ansaug-/Ausblasabdeckung



Quelle: AFD, Prüfstand am ILK; Ansaugen aus Richtung S2; Ausblasen in Richtung S3

Tabelle 9: Übersicht der verschiedenen Leistungsstufen des Ventilators der LWWP aus Abbildung 49

Leistungsstufe Ventilator	Drehzahl in 1/min	Drehklangfrequenz in Hz
1	426	49,7
2	560	65,3
1 + 2 (Normalbetrieb)	640	74,7

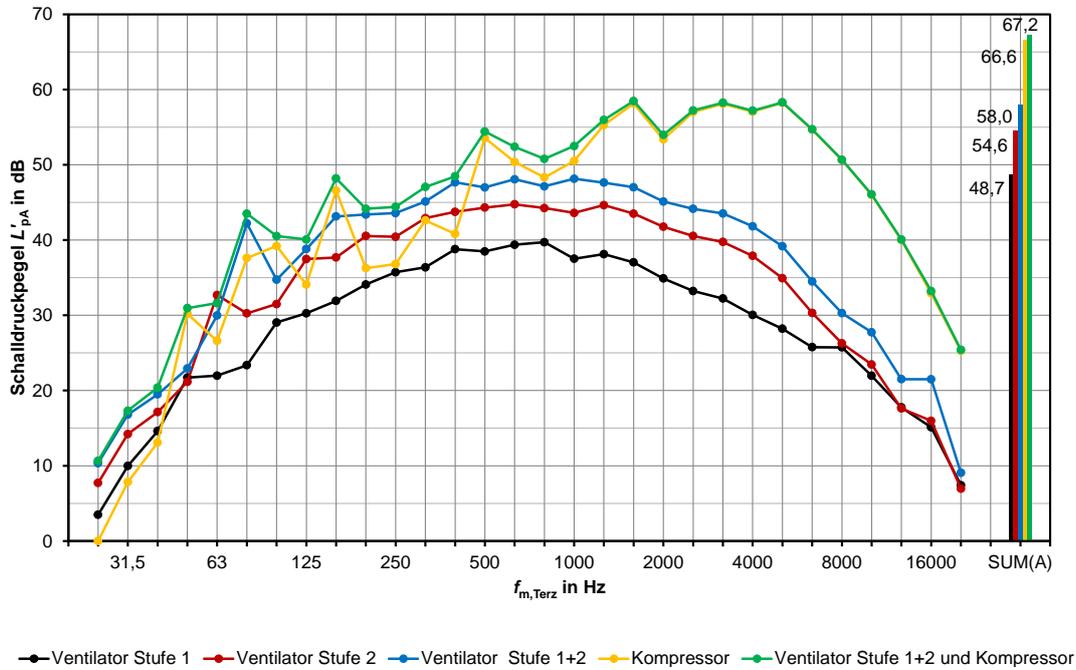
Quelle: AFD

Abbildung 50 illustriert das Terzbandspektrum des mittleren A-bewerteten Schalldruckpegels der Messflächen S1 bis S4 bei Betrieb der LWWP aus Abbildung 49 bei verschiedenen Betriebszuständen/Leistungsstufen des Ventilators bei einer Raumlufttemperatur von 7°C und einer Vorlauftemperatur von 35°C (A7/W35). Zur besseren Unterscheidbarkeit der Messergebnisse sind die Terzspektren nicht als Balkendiagramme, sondern als Kurvenverbundener Einzelpunkte dargestellt. Das A-bewertete Schalldruckpegelspektrum des Ventilators (ohne Systemgehäuse, ohne Ansaug-/Ausblasabdeckung) ist von breitbandiger Charakteristik und besitzt seinen energetischen Schwerpunkt (spektraler Bereich, der den A-bewerteten Gesamtpegel bestimmt) zwischen ca. 0,5 kHz und 1 kHz. Gleichzeitig tritt das Terzband, das die tonale Grundfrequenzkomponente des Ventilators enthält, energetisch hervor (vgl. Linienspektrum in Abbildung 51). Die Terzbänder der Vielfachen der Grundfrequenz (Harmonische) heben sich nur geringfügig vom breitbandigen Spektrum ab. Eine Erhöhung der Leistungsstufe des Ventilators, die mit einer Erhöhung der Drehzahl verbunden ist, führt neben der Verschiebung der tonalen Grundfrequenzkomponente und deren Vielfachen zu höheren Frequenzen zu einer deutlichen Zunahme der emittierten Schallleistung über nahezu den gesamten Frequenzbereich.

Das A-bewertete Schalldruckpegelspektrum des Kompressors (ohne System-Gehäuse, ohne Ansaug-/ Ausblasabdeckung) ist ebenso wie das des Ventilators von breitbandiger Charakteristik. Die größte Schallabstrahlung des Kompressors findet zwischen ca. 1 kHz und 8 kHz statt. Gleichzeitig tritt das Terzband, das die tonale Grundfrequenzkomponente des

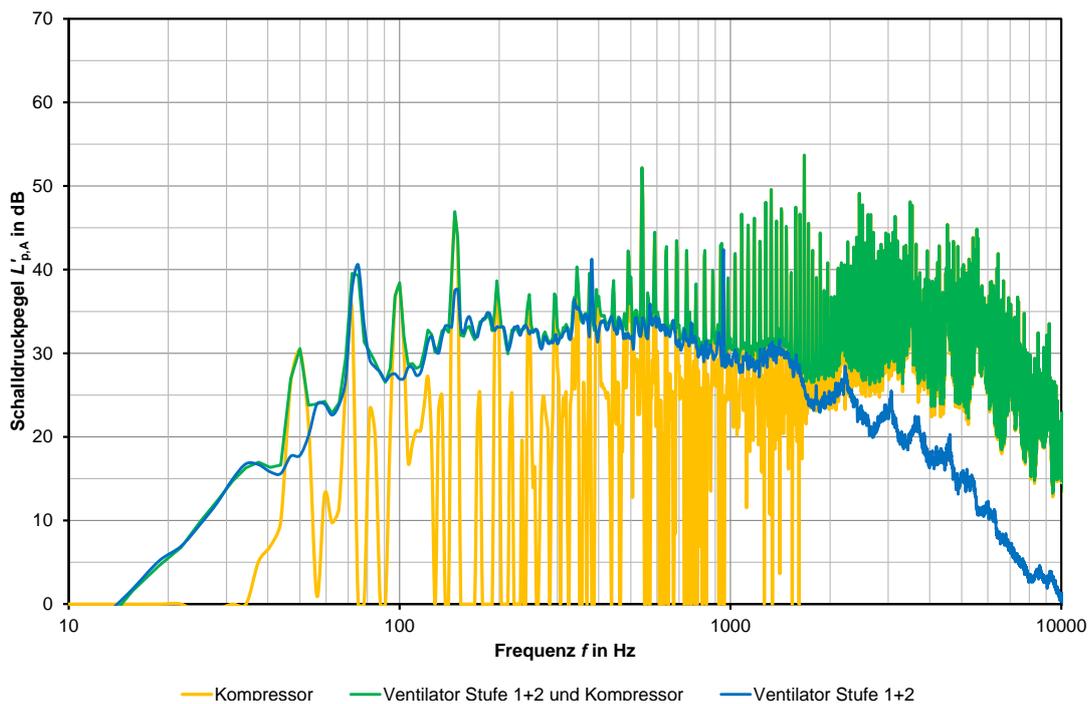
Kompressors von 50 Hz enthält, energetisch hervor (vgl. Linienspektrum in Abbildung 51). Einzelne Terzbänder der Vielfachen der Grundfrequenz heben sich ebenfalls vom breitbandigen Spektrum ab.

Abbildung 50: Terzbandspektrum des mittleren A-bewerteten Schalldruckpegels der Messflächen S1 bis S4 bei Betrieb der LWWP aus Abbildung 49 bei verschiedenen Betriebszuständen/Leistungsstufen des Ventilators



Quelle: AFD; schwarz, rot, blau: nur Ventilator aktiv; grün: Ventilator und Kompressor aktiv; gelb: nur Kompressor aktiv (Differenz von grün und blau)

Abbildung 51: Linienspektrum des mittleren A-bewerteten Schalldruckpegels der Messflächen S1 bis S4 bei Betrieb der LWWP aus Abbildung 49 bei verschiedenen Betriebszuständen/Leistungsstufen des Ventilators



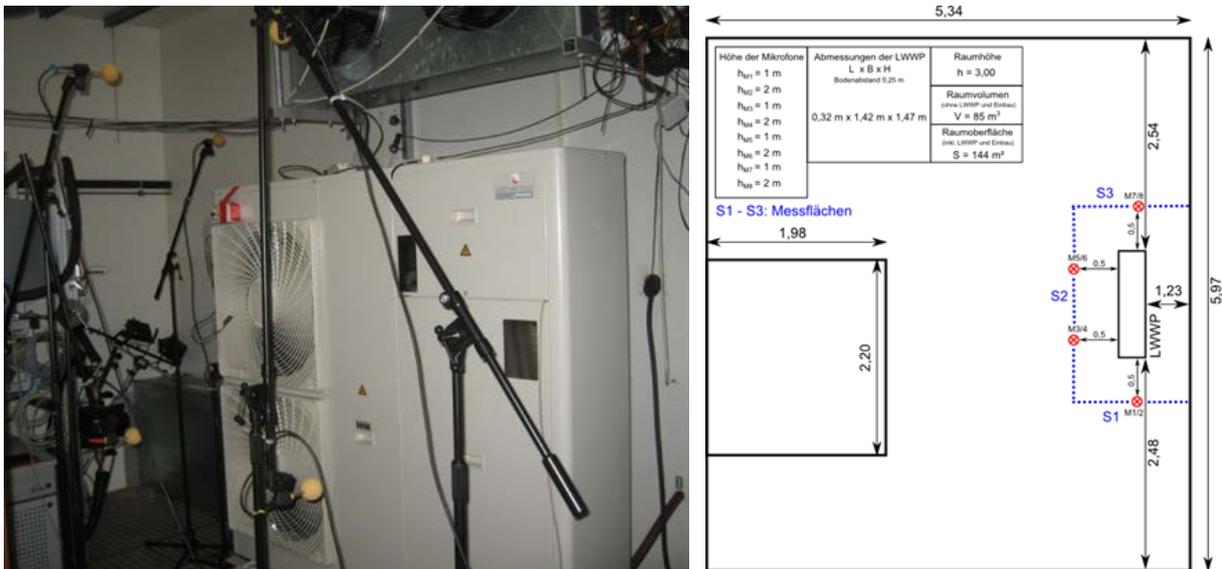
Quelle: AFD; blau: nur Ventilator aktiv; grün: Ventilator und Kompressor aktiv; gelb: nur Kompressor aktiv (Differenz von grün und blau)

Die Schallabstrahlung der LWWP bei Betrieb von Ventilator (Stufe 1+2) und Kompressor wird im tieffrequenten Bereich bis einschließlich 160 Hz durch den Kompressor, im mittleren Frequenzbereich bis einschließlich 400 Hz durch den Ventilator dominiert. Es wird davon ausgegangen, dass die im Frequenzbereich oberhalb von 400 Hz auftretende Dominanz des Kompressors auf den experimentellen Zustand des Geräts zurückzuführen ist. Dies betrifft das entfernte Gehäuse sowie die demontierte Abdeckung für Ansaugen und Ausblasen der LWWP. Durch Installation eines schalltechnisch fachgerecht ausgelegten Systemgehäuses (vgl. Schallschutzkapsel, Abschnitt 8.3.2) ist zu erwarten, dass die durch den Kompressor im hochfrequenten Bereich abgestrahlte Schalleistung der LWWP stark gemindert wird. In diesem Frequenzbereich dominiert somit der Ventilator die Schallabstrahlung der LWWP. Diese Annahme führt schließlich dazu, dass der zu erwartende A-bewertete Gesamt-Schallleistungspegel der LWWP ohne zusätzliche Installation eines Ansaug- und Abluftschalldämpfers (vgl. Zuluft-/Abluft-Schalldämpfer, Abschnitt 8.3.1) durch den Ventilator bestimmt wird.

7.1.2.2 LWWP bei verschiedenen Betriebszuständen

Weitere Untersuchungen zur messtechnischen Bestimmung der spektralen Schalleistung auf Basis des Hüllflächenverfahrens erfolgten an einer LWWP in Kompaktbauweise für Außenaufstellung bei praxismäßigem Aufbau und Betrieb. Den Messaufbau zur Bestimmung der spektralen Schalleistung der LWWP zeigt Abbildung 52. Die spezifische LWWP wurde nacheinander bei zwei verschiedenen Raumlufttemperaturen von 2 °C und 7 °C und einer Vorlauf-temperatur von 35 °C betrieben (A2/W35 und A7/W35). Gemäß praxismäßiger Funktionsweise schaltete die LWWP in Abständen von ein bis zwei Stunden für zwei bis acht Minuten in den Abtauzustand, der neben dem Betrieb des Kompressors um Reverse-Mode insbesondere mit einem Abschalten des Ventilators verbunden ist.

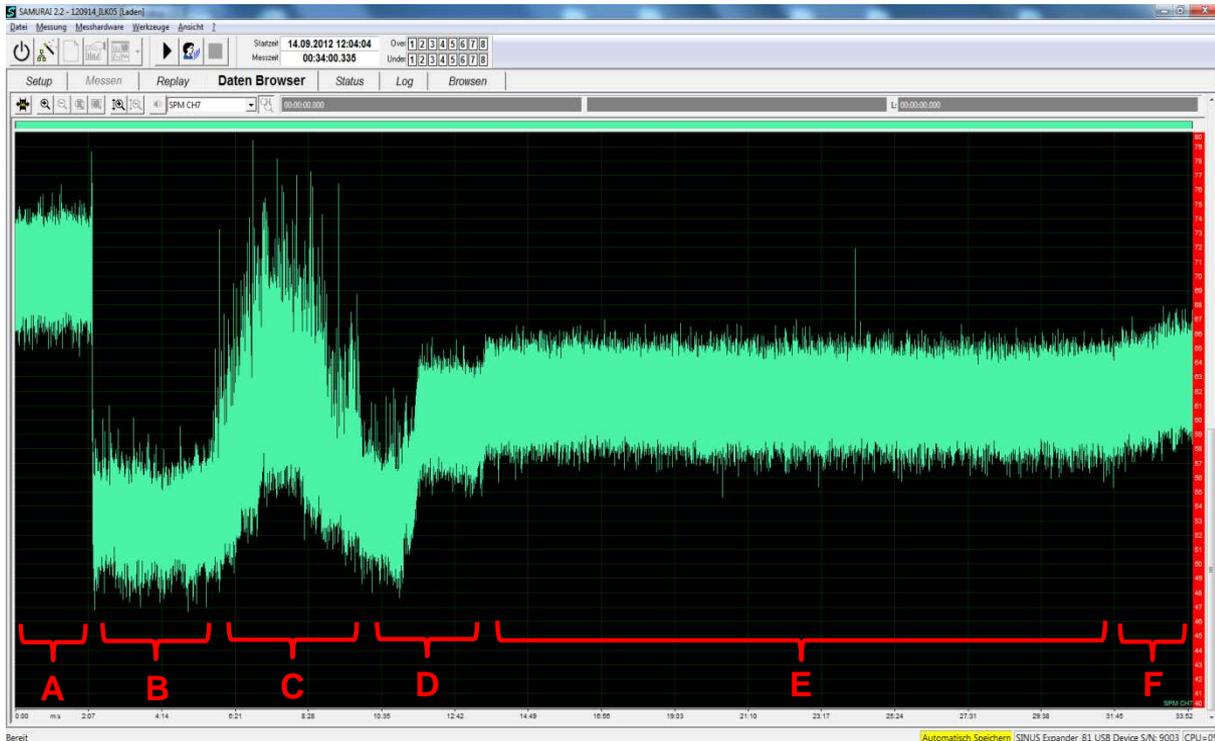
Abbildung 52: Messaufbau zur schalltechnischen Bestimmung der spektralen Schalleistung einer LWWP in Kompaktbauweise für Außenaufstellung



Quelle: AFD, Prüfstand am ILK; Ansaugen aus Richtung S3; Ausblasen in Richtung S2

Abbildung 53 zeigt einen Ausschnitt des gemessenen Schalldruckpegel-Zeitverlaufs am Mikrophon M7 während des standardgemäßen Betriebs der LWWP aus Abbildung 52 mit Zuordnung der verschiedenen Betriebszustände.

Abbildung 53: gemessener Schalldruckpegel-Zeitverlauf am Mikrophon M7 während des Betriebs der LWWP aus Abbildung 52 bei verschiedenen Betriebszuständen (Ausschnitt)



Quelle: AFD; thermische Parameter A2/W35; Zeitabschnitte - A: Normalzustand vor Abtauen; B: Abtauen; C: Abtauen + Störgeräusche durch Auffangen des abgetauten Wassers (nicht LWWP-spezifisch); D: Übergang von Abtauen zu Normalzustand; E: Normalzustand nach Abtauen (Ausschnitt); F: Normalzustand bei erneut vereistem Verdampfer (Beginn des erneuten Vereisens des Verdampfers in Abweichung zu Abbildung 53 ab ca. 50 min nach Ende des Abtauprozesses)

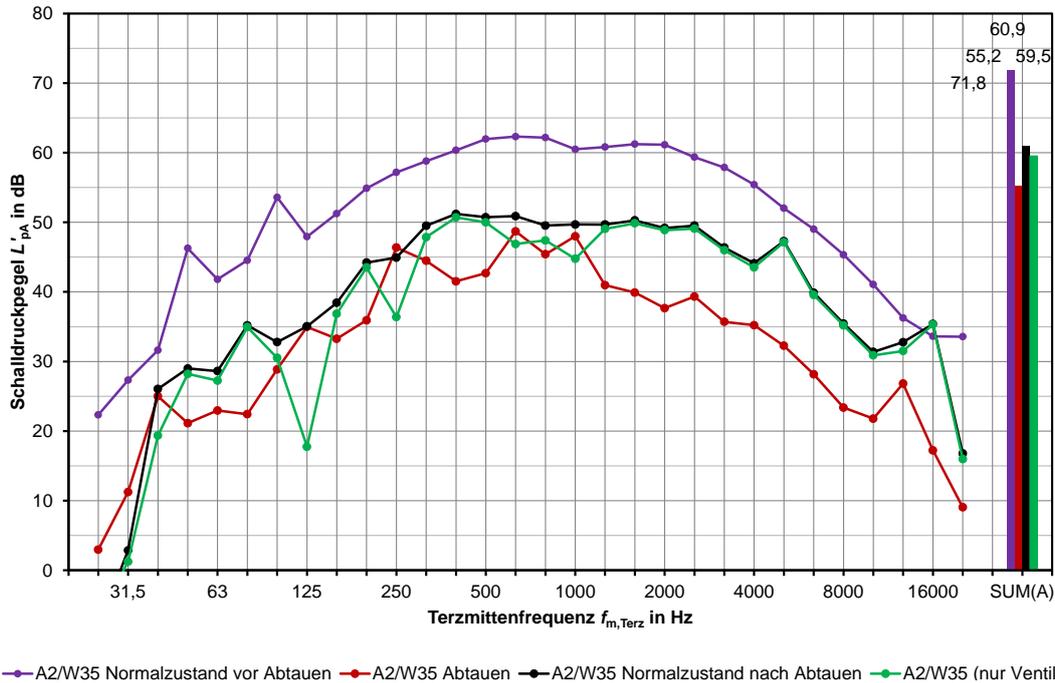
Die darin gekennzeichneten Zeitabschnitte A bis F können durch folgende Betriebszustände charakterisiert werden (thermische Parameter A2/W35):

- A: Normalzustand vor Abtauen
- B: Abtauen
- C: Abtauen + Störgeräusche durch Auffangen des abgetauten Wassers (nicht LWWP-spezifisch)
- D: Übergang von Abtauen zu Normalzustand
- E: Normalzustand nach Abtauen
- F: Normalzustand bei erneut vereistem Verdampfer (Beginn des erneuten Vereisens des Verdampfers in Abweichung zu Abbildung 53 ab ca. 50 min nach Ende des Abtauprozesses)

Die Zeitabschnitte A, B und E liefern die Grundlage für die in Abbildung 54 und Abbildung 55 dargestellten Terzspektren des mittleren A-bewerteten Schalldruckpegels der Messflächen S1 bis S3.

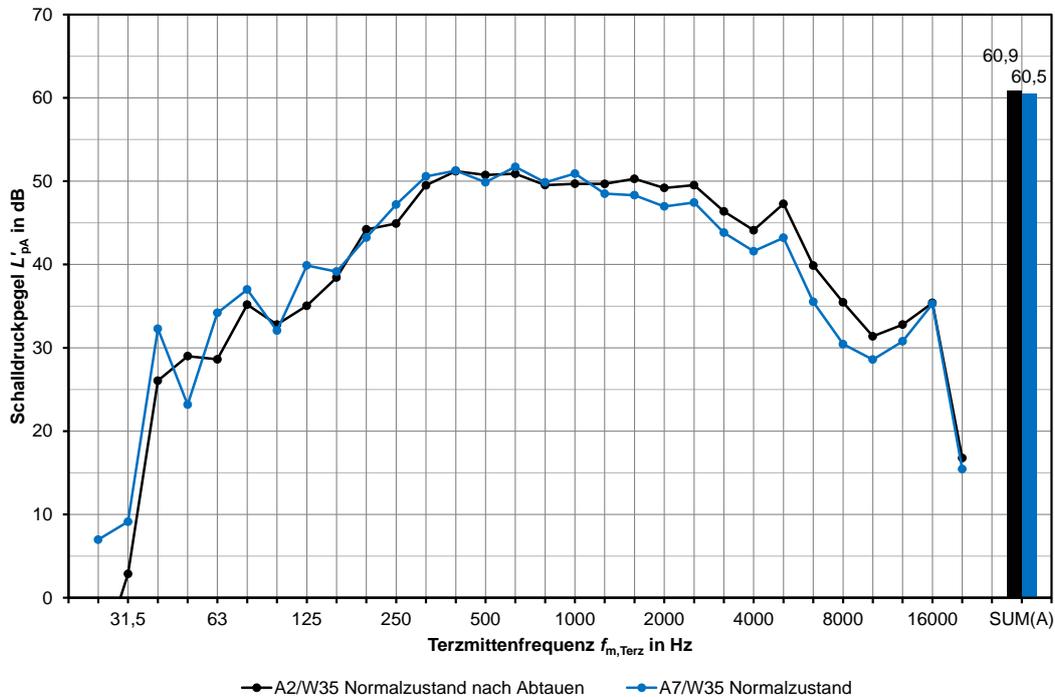
Abbildung 54 zeigt das A-bewertete Schalldruckspektrum der in Abbildung 52 dargestellten LWWP für verschiedene Betriebszustände des Arbeitspunkts A2/W35. Die schwarze Kurve kennzeichnet den Betriebszustand Normalbetrieb nach dem Abtauen (vgl. Abbildung 53, Abschnitt E). Dieses Spektrum ist von breitbandiger Charakteristik und besitzt seinen energetischen Schwerpunkt zwischen ca. 315 Hz und 2500 Hz.

Abbildung 54: Terzbandspektrum des mittleren A-bewerteten Schalldruckpegels der Messflächen S1 bis S3 bei Betrieb der LWWP aus Abbildung 52 bei verschiedenen Betriebszuständen



Quelle: AFD; thermische Parameter A2/W35; lila: Normalzustand vor Abtauen (vgl. Abbildung 53, Abschnitt A); rot: Abtauen (vgl. Abbildung 53, Abschnitt B); schwarz: Normalzustand nach Abtauen (vgl. Abbildung 53, Abschnitt E); grün: Schallemission des Ventilators (energetische Differenz von schwarz und rot)

Abbildung 55: Terzbandspektrum des mittleren A-bewerteten Schalldruckpegels der Messflächen S1 bis S3 bei Betrieb der LWWP aus Abbildung 52 bei verschiedenen Betriebszuständen



Quelle: AFD; schwarz: A2/W35, Normalzustand nach Abtauen (vgl. Abbildung 53, Abschnitt E); blau: A7/W35, Normalzustand

Im Vergleich dazu führt das Abschalten des Ventilators während des Abtauens (rote Kurve, vgl. Abbildung 53, Abschnitt B) zu einer deutlichen Minderung des Schalldruckpegels über den gesamten Frequenzbereich oberhalb von 315 Hz. Unterhalb von 315 Hz verringert sich der Schalldruckpegel derjenigen Terzbänder, die durch die tonale Grundfrequenz des Ventilators und deren Vielfache dominiert wurde. Verbleibender Bestandteil des tieffrequenten Spektralbereichs sind die Grundfrequenz des Kompressors und deren Vielfache. Der resultierende energetische Anteil des abgeschalteten Ventilators wurde durch Differenz der Schalldruckspektren von Normalzustand und Abtauzustand ermittelt und Abbildung 54 beigefügt (grüne Kurve). Das Umschalten der LWWP vom Normalzustand in den Abtauzustand führt zu einer deutlich hörbaren Minderung des mittleren A-bewerteten Schalldruckpegels um ca. 6 dB.

Die Untersuchungen des Betriebszyklus der LWWP zeigen, dass ab ca. 50 Minuten nach Ende des Abtauprozesses ein erneutes Vereisen des Verdampfers einsetzt. Das Vereisen des Verdampfers bewirkt eine Erhöhung des Strömungswiderstands des Verdampfers. Gegen diesen erhöhten Strömungswiderstand hat der Ventilator zu arbeiten. Die verringerte durchströmbare Querschnittsfläche des Verdampfers hat eine höhere Strömungsgeschwindigkeit der Luft zur Folge, wodurch verstärkt breitbandige Strömungsgeräusche entstehen. Die stetige Erhöhung des Gesamtschalldruckpegels lässt sich in Abbildung 53 im Bereich F gut erkennen. Je stärker der Verdampfer vereist, umso mehr weicht der Betriebspunkt des Ventilators von seinem angestrebten Arbeitspunkt ab.

Nach ca. zwei Stunden ist der Strömungswiderstand des Verdampfers so groß, dass die LWWP in den Abtauprozess umschaltet. Unmittelbar vor dem Abtauen ist der A-bewertete Gesamtschalldruckpegel der untersuchten LWWP ca. 11 dB höher als nach dem Abtauen (vgl. Abbildung 54, lila und schwarze Kurve). Es ist deutlich zu erkennen, dass sich die energetisch dominierenden Terzbänder, die die tonalen Komponenten des Ventilators enthalten, verschieben. Des Weiteren ist festzustellen, dass das Amplitudenverhältnis zwischen den schmalbandigen tieffrequenten und den breitbandigen Komponenten des Schalldruckspektrums bei vereistem Verdampfer größer ausfällt als unmittelbar nach dem Abtauvorgang.

Dies kann dazu führen, dass LWWP bei niedrigen Außentemperaturen aufgrund einer stärkeren Vereisung des Verdampfers nicht nur lauter sondern infolge des verstärkten Tonalitätsverhaltens der tieffrequenten Anteile auch als störender wahrgenommen werden.

In Abbildung 55 ist das Terzbandspektrum des mittleren A-bewerteten Schalldruckpegels der Messflächen S1 bis S3 bei Betrieb der untersuchten LWWP für den Normalzustand A7/W35 und den Normalzustand A2/W35 nach Abtauen dargestellt. Daraus lässt sich erkennen, dass es im mittleren und hohen Frequenzbereich nur zu einer geringfügigen Änderung des Schalldruckpegels kommt. Daraus kann geschlussfolgert werden, dass der Ventilator seinen Zustand zwischen den beiden Arbeitspunkten der LWWP nicht maßgeblich verändert hat. Diese Aussage basiert auf der oben beschriebenen Annahme, dass die Schallemission der LWWP im mittleren und hohen Frequenzbereich durch den Ventilator bestimmt wird. Die im tieffrequenten Bereich auftretende Variation des Schalldruckpegels kann somit entweder auf eine Änderung des Arbeitspunkts des Kompressors oder auf die in diesem Frequenzbereich verringerte Genauigkeit des Messraums zurückgeführt werden. Unabhängig davon unterscheidet sich der durch den Betrieb der LWWP in beiden untersuchten Betriebspunkten generierte A-bewertete Gesamtschalldruckpegel nicht, wenn vor der Untersuchung des Betriebspunkts A2/W35 ein Abtauvorgang stattgefunden hat

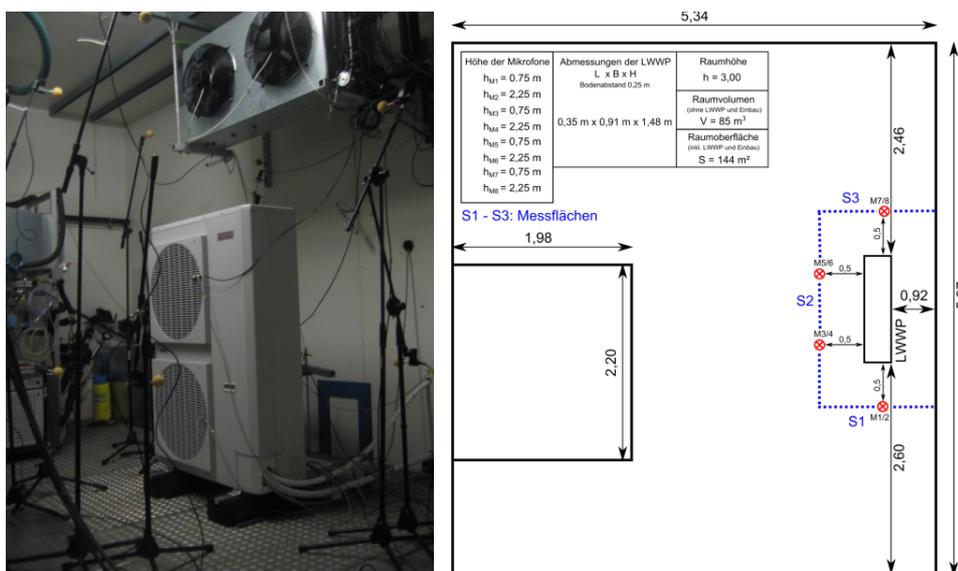
7.1.2.3 LWWP bei verschiedenen thermischen Parametern, Teil 1

Im Folgenden werden ausführlichere Untersuchungen zum Einfluss der thermischen Parameter auf die Schallemission von LWWP beschrieben. Dabei sollen folgende Fragen beantwortet werden.

- Hängt die Schalleistung der LWWP direkt von absoluten Temperaturparametern (Außentemperatur, Vorlauftemperatur bzw. Temperaturdifferenz/-gradient) ab?
- Wird die Schalleistung der LWWP nur indirekt, durch den Vereisungszustand des Verdampfers, von den absoluten Temperaturparametern beeinflusst?
- Sind die messtechnisch im Prüfstand bestimmten Schalleistungsspektren in Verbindung mit den eingestellten Betriebsbedingungen und den thermischen Parametern mit hinreichender Genauigkeit reproduzierbar?

Abbildung 56 zeigt den Messaufbau zur schalltechnischen Bestimmung der spektralen Schalleistung der dazu untersuchten LWWP in Kompaktbauweise für Außenaufstellung.

Abbildung 56: Messaufbau zur schalltechnischen Bestimmung der spektralen Schalleistung einer LWWP in Kompaktbauweise für Außenaufstellung



Quelle: AFD, Prüfstand am ILK; Ansaugen aus Richtung S3; Ausblasen in Richtung S2

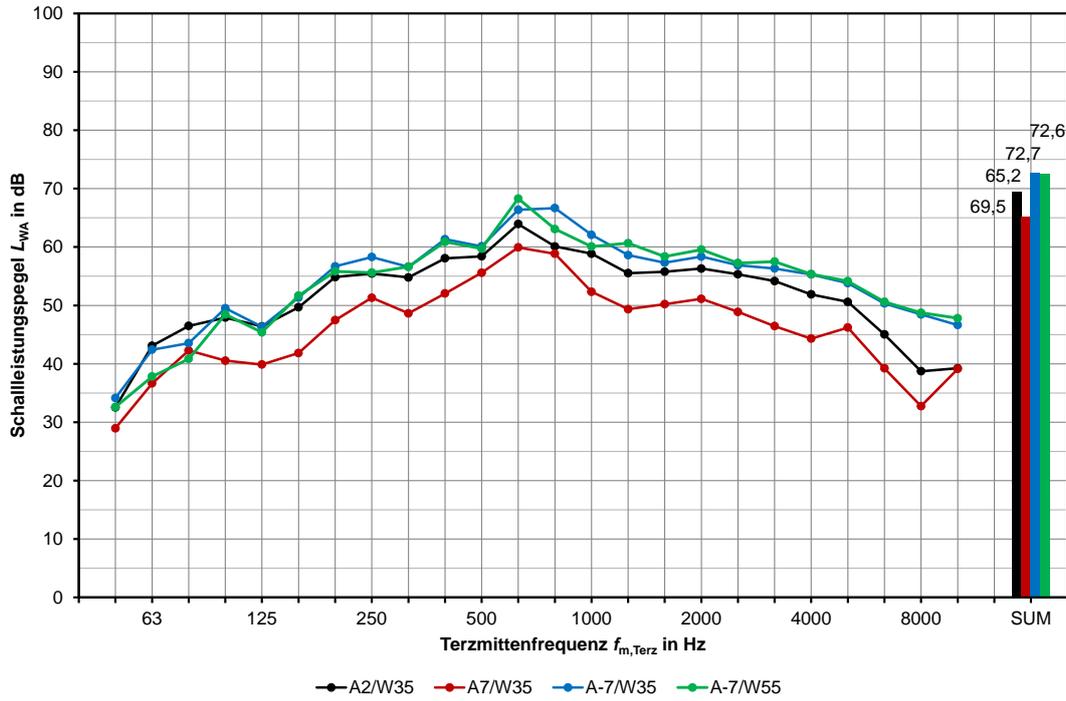
In Abbildung 57 ist das Terzbandspektrum des mittleren A-bewerteten Schalldruckpegels der Messflächen S1 bis S3 bei Betrieb der LWWP aus Abbildung 56 für die Betriebszustände A2/W35, A7/W35, A-7/W35 und A-7/W55 dargestellt. Es ist zu erkennen, dass der A-bewertete Schalleistungspegel mit sinkender Außentemperatur steigt.

Zwischen einer Lufttemperatur von -7 °C und +7 °C ist eine Differenz des A-bewerteten Schalleistungspegels von mehr als 7 dB zu verzeichnen.

Analog zu Abbildung 54 ist dies bei konstanter Drehzahl des Ventilators mit hoher Wahrscheinlichkeit auf den Vereisungszustand des Verdampfers der LWWP zurückzuführen.

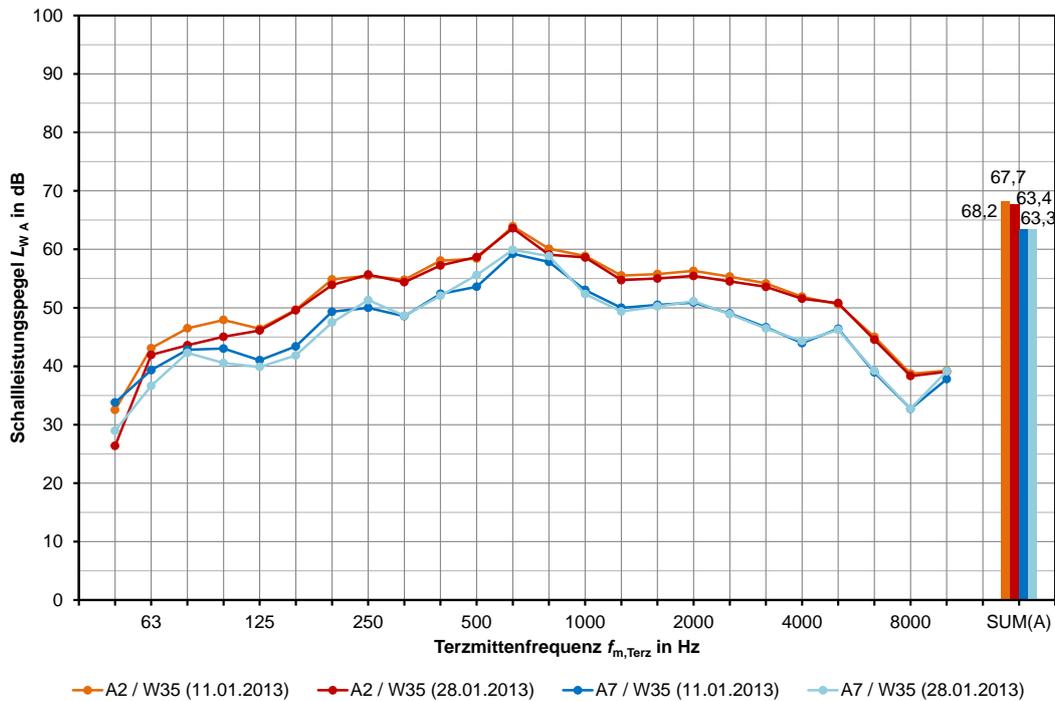
Bei der Erhöhung der Vorlauftemperatur von 35 °C auf 55 °C tritt in Verbindung mit der Außentemperatur von -7 °C keine Veränderung der Schalleistung der LWWP auf. Die getroffenen Aussagen können durch Wiederholungsmessungen am selben Gerät im Abstand von ca. zwei Wochen gestützt werden (Reproduzierbarkeit).

Abbildung 57: Terzbandspektrum des A-bewerteten Schalleistungspegels bei Betrieb der LWWP aus Abbildung 56 bei verschiedenen Betriebszuständen



Quelle: AFD

Abbildung 58: Terzbandspektrum des A-bewerteten Schalleistungspegels bei Betrieb der LWWP aus Abbildung 56 bei zwei verschiedenen Betriebszuständen zu zwei verschiedenen Zeitpunkten (Reproduzierbarkeitsuntersuchungen)



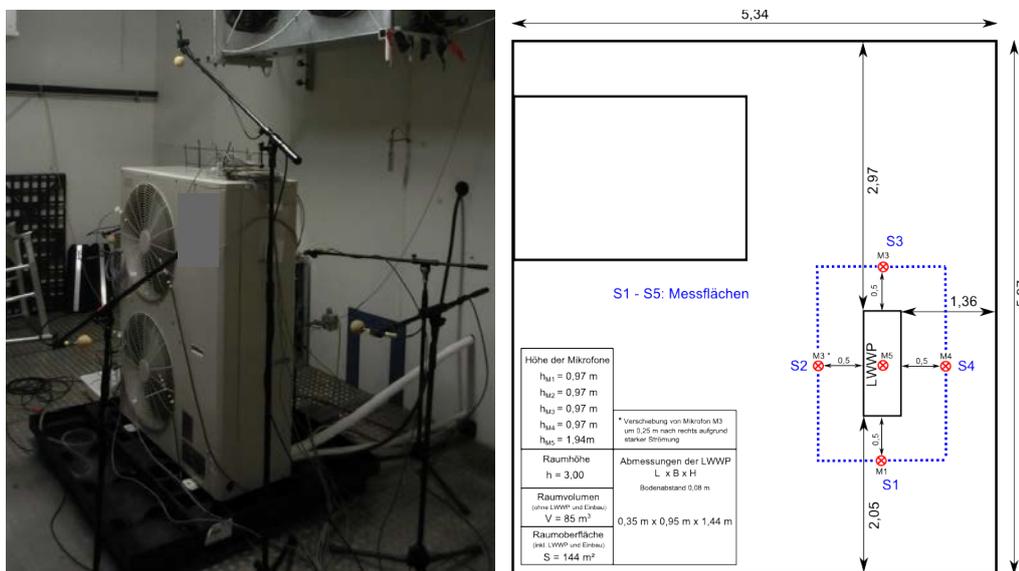
Quelle: AFD

Dabei wurden sowohl die klimatischen Arbeitspunkte der Wärmepumpe erneut angesteuert als auch die schalltechnischen Messaufbauten in Verbindung mit der Vermessung der Hüllfläche erneut realisiert. In Abbildung 58 ist das Terzbandspektrum des A-bewerteten Schalleistungspegels der der LWWP aus Abbildung 56 für die Betriebszustände A2/W35 und A7/W35 für die verschiedenen Messzeitpunkte gegenübergestellt. Es ist zu erkennen, dass die Messergebnisse oberhalb von 200 Hz nahezu deckungsgleich sind. Die Differenz des A-bewerteten Gesamtschalleistungspegels liegt mit 0,5 dB bzw. 0,1 dB innerhalb der Messgenauigkeit des Verfahrens.

7.1.2.4 LWWP bei verschiedenen thermischen Parametern, Teil 2

Abschließende messtechnische Untersuchungen im Prüfstand zum Einfluss der thermischen Betriebsbedingungen auf die emittierte Schalleistung fanden an der in Abbildung 59 gezeigten LWWP in Kompaktbauweise für Außenaufstellung statt. Abweichend zu den bisher untersuchten Geräten wird die Drehzahl des Ventilators bei dieser LWWP in Abhängigkeit von den vorliegenden thermischen Parametern geregelt. Bedingt durch die Verringerung der in der Luft enthaltenen Wärmeenergie bei Verringerung der Außentemperatur, sorgt die Regelung des Ventilators zur Erhöhung des Fördervolumens der Luft für eine geringfügige Erhöhung der Drehzahl. In Zukunft kann diese Regelbarkeit auch auf den Kompressor übertragen werden. Tabelle 10 gibt einen Überblick über die charakterisierten klimatischen Betriebszustände der LWWP in Verbindung mit den Parametern von Ventilator und Kompressor. Die Ergebnisse des Terzbandspektrums des A-bewerteten Schalleistungspegels bei Betrieb der LWWP aus Abbildung 59 für die verschiedenen Betriebsbedingungen sind in Abbildung 60 bis Abbildung 64 enthalten.

Abbildung 59: Messaufbau zur schalltechnischen Bestimmung der spektralen Schalleistung einer LWWP in Kompaktbauweise für Außenaufstellung



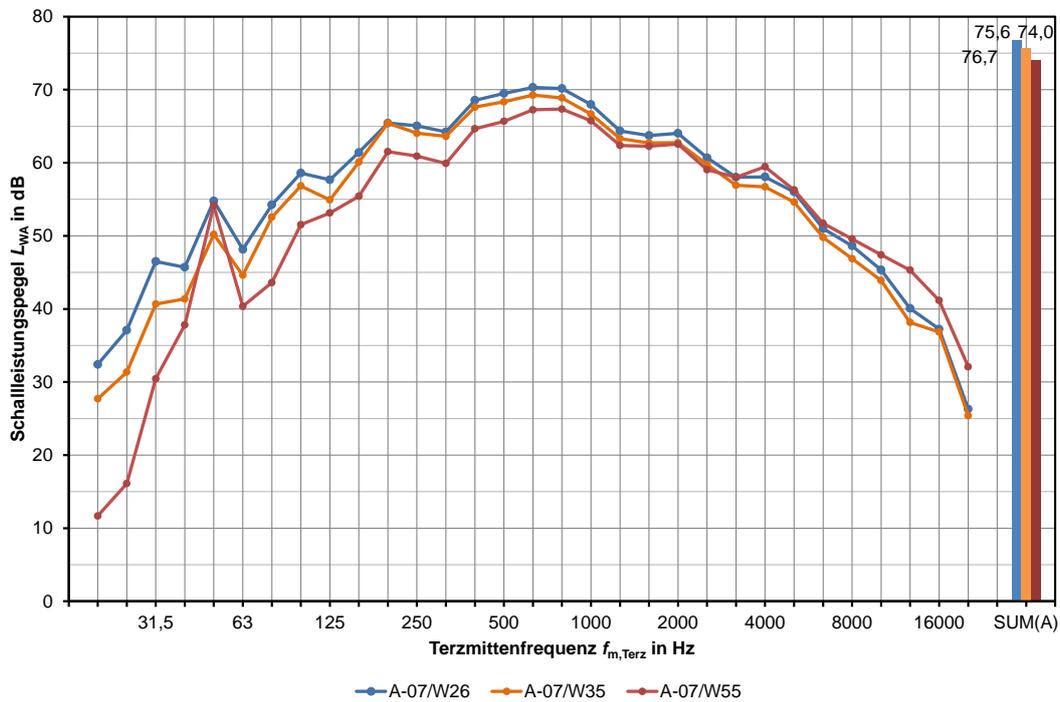
Quelle: AFD, Prüfstand am ILK; Ansaugen aus Richtung S3; Ausblasen in Richtung S2

Tabelle 10: Untersuchte Betriebszustände der LWWP aus Abbildung 59

Messung	Lufttemperatur in °C	Vorlauftemperatur in °C	Differenz zwischen Vorlauf- und Lufttemperatur in K	Ventilator-drehzahl in U/min	Kompressor-drehzahl in U/min
M01	-7	35	42	911	3660
M02	-7	26	33	911	3660
M03	-7	55	62	911	3660
M04	2	55	53	k. A.	3660
M05	2	35	33	k. A.	3660
M06	7	35	28	851	3660
M07	7	40	33	850	3660
M08	7	55	48	823	3660
M09	7	35	28	852	3660
M10	7	35	28	821	2220
M13	7	35	28	910	5760

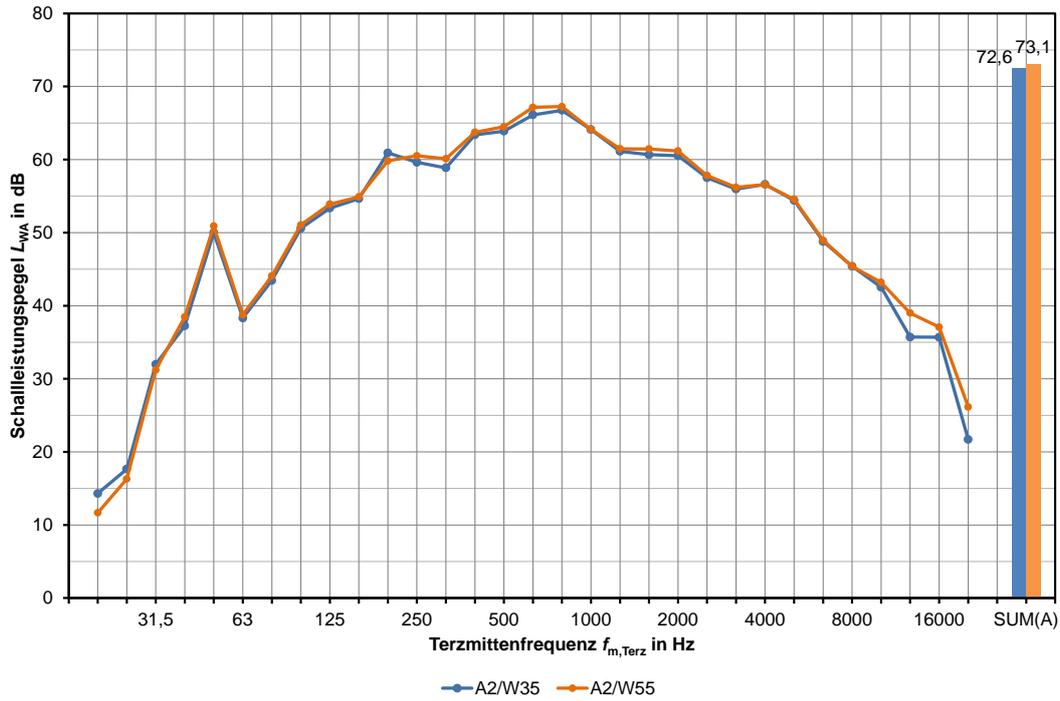
Quelle: AFD

Abbildung 60: Terzbandspektrum des A-bewerteten Schalleistungspegels bei Betrieb der LWWP aus Abbildung 59 für eine Lufttemperatur von -7 °C bei verschiedenen Vorlauftemperaturen



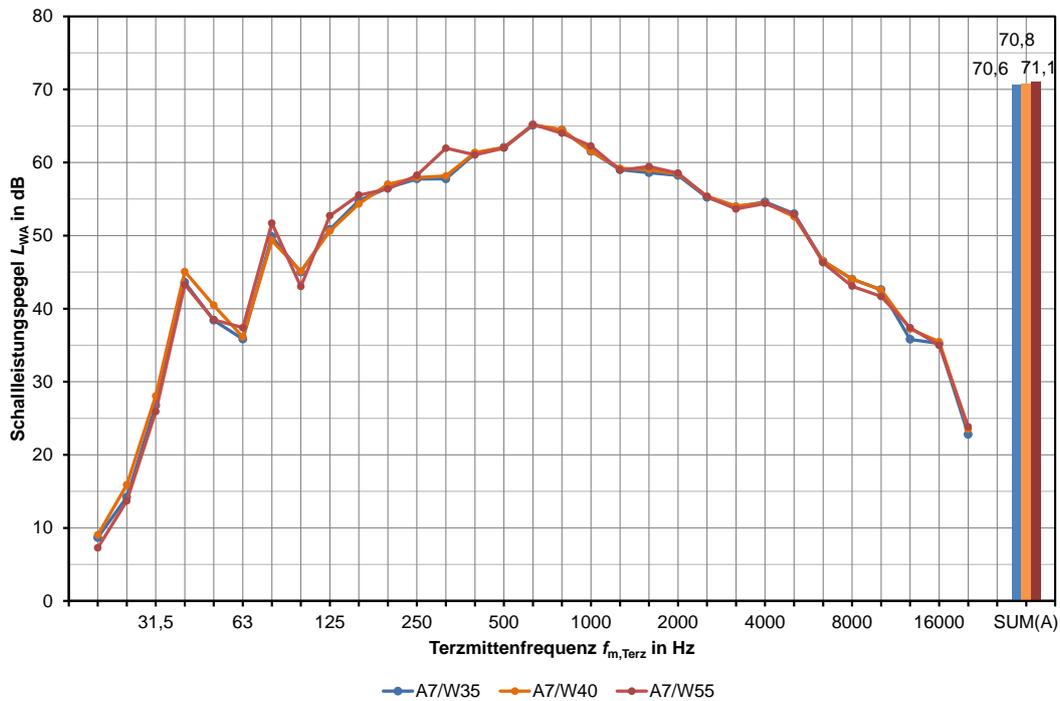
Quelle: AFD; M01 bis M03 nach Tabelle 10

Abbildung 61: Terzbandspektrum des A-bewerteten Schalleistungspegels bei Betrieb der LWWP aus Abbildung 59 für eine Lufttemperatur von 2 °C bei verschiedenen Vorlauftemperaturen



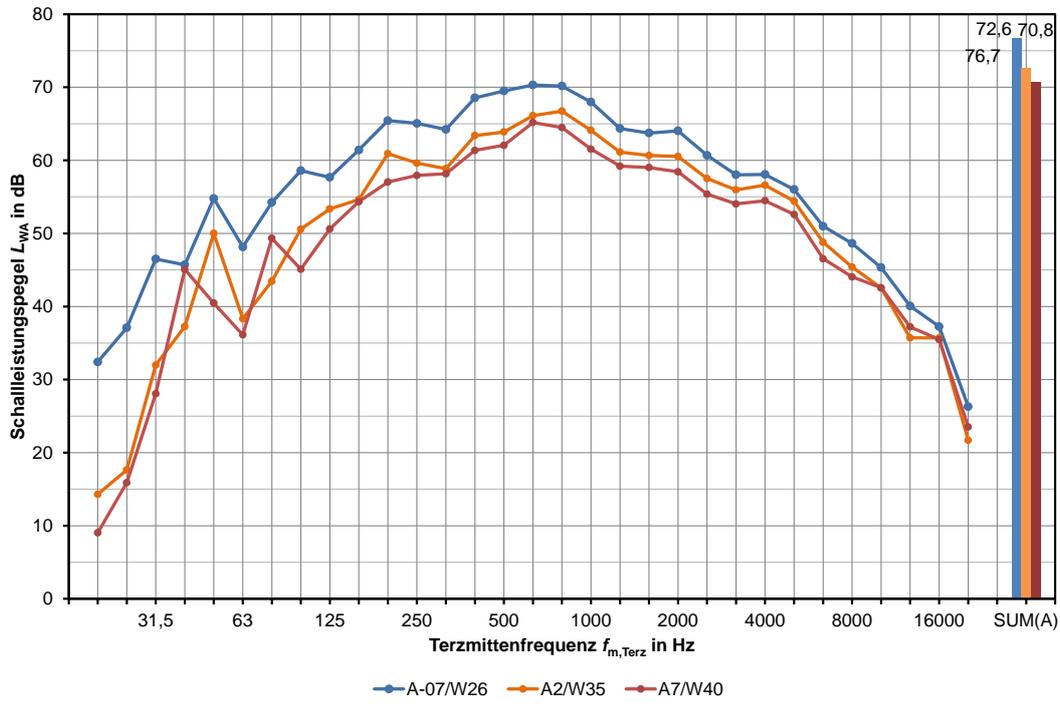
Quelle: AFD; M04 bis M05 nach Tabelle 10

Abbildung 62: Terzbandspektrum des A-bewerteten Schalleistungspegels bei Betrieb der LWWP aus Abbildung 59 für eine Lufttemperatur von 7 °C bei verschiedenen Vorlauftemperaturen



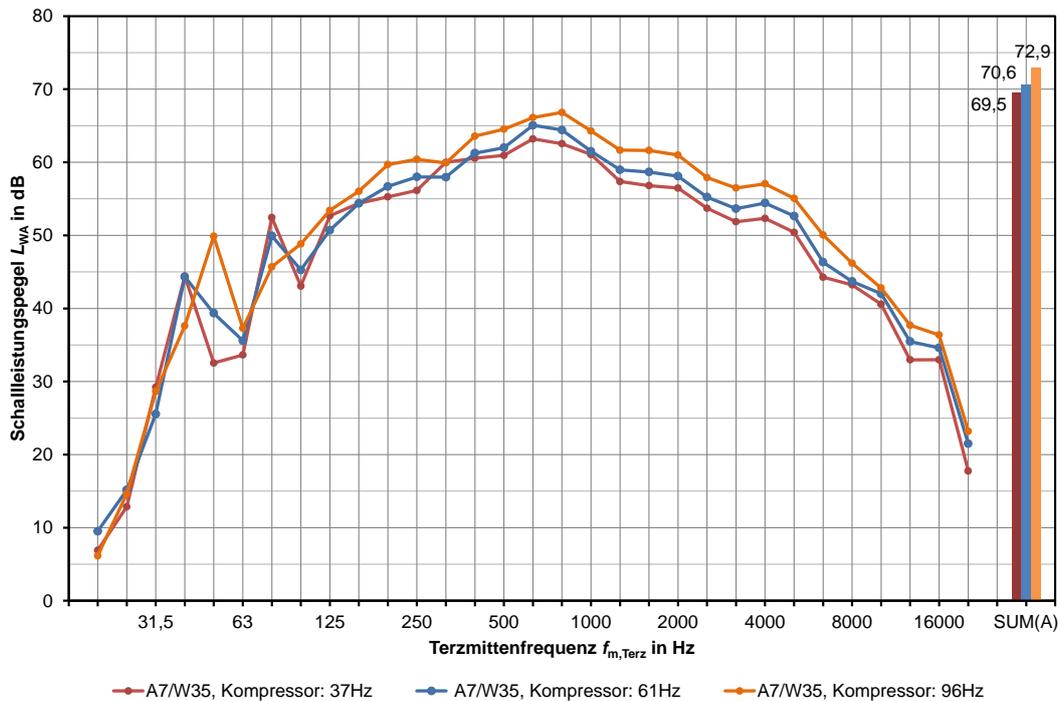
Quelle: AFD; M06 bis M08 nach Tabelle 10

Abbildung 63: Terzbandspektrum des A-bewerteten Schalleistungspegels bei Betrieb der LWWP aus Abbildung 59 bei verschiedenen Lufttemperaturen für eine konstante Differenz zwischen Vorlauftemperatur und Lufttemperatur von 33 K



Quelle: AFD; M02, M05, M07 nach Tabelle 10

Abbildung 64: Terzbandspektrum des A-bewerteten Schalleistungspegels bei Betrieb der LWWP aus Abbildung 59 im Betriebszustand A7/W35 bei verschiedenen Kompressor-Drehzahlen



Quelle: AFD; M09, M10, M13 nach Tabelle 10

Abbildung 60 deutet darauf hin, dass die emittierte Schalleistung der LWWP bei einer Außentemperatur von -7 °C mit abnehmender Vorlauftemperatur steigt. Die konstante Position der tieffrequenten Komponente im Terzband 50 Hz bestätigt jedoch, dass die Drehzahl von Ventilator und Kompressor und damit deren Arbeitspunkt, wie in Tabelle 10 angegeben, bei allen drei Einzelmessungen unverändert geblieben ist. Es wird daher vermutet, dass die Erhöhung der Schalleistung zwischen Messung M01 und Messung M02 nicht auf die Verringerung der Vorlauftemperatur, sondern auf die Dauer des Betriebs der LWWP bei der Außentemperatur von -7 °C zurückzuführen ist. Bei längerem Betrieb der LWWP bei dieser Außentemperatur nimmt die Stärke der Vereisung am Verdampfer kontinuierlich zu. Infolgedessen vergrößert sich der Strömungswiderstand, sodass das Strömungsrauschen stärker wird. Im Gegensatz zu den Untersuchungen an der LWWP in Abbildung 52, wurde der Ventilator der vorliegenden LWWP bei der Vereisung des Verdampfers nicht in seinem Betriebspunkt (in seiner Drehzahl) beeinflusst.

Für die Verringerung der Schalleistung bei einer Vorlauftemperatur von 55 °C gegenüber den Vorlauftemperaturen von 26 °C und 35 °C konnte während der Untersuchungen kein eindeutiger Nachweis gefunden werden. Es wird jedoch davon ausgegangen, dass es zwischen den Messungen M02 und M03 zum Abtauvorgang gekommen ist, wodurch der Vereisungszustand des Verdampfers kurzzeitig verringert wurde. Diese Annahme wird durch die Tatsache unterstützt, dass die Variation der Differenz zwischen Vorlauftemperatur und Außentemperatur für die Außentemperaturen von 2 °C (Abbildung 61) und $+7\text{ °C}$ (Abbildung 62) keine wesentliche Änderung der A-bewerteten Schalleistung der LWWP bewirkt.

In Abbildung 63 ist die A-bewertete Schalleistung der LWWP für die Außentemperaturen -7 °C , $+2\text{ °C}$ und $+7\text{ °C}$ für eine konstante Differenz zwischen Vorlauftemperatur und Außentemperatur gegenübergestellt. Darin ist zu erkennen, dass die Schallemission der LWWP mit Verringerung der Außentemperatur steigt. Die geringfügige Erhöhung der Drehzahl des Ventilators zwischen der Außentemperatur von -7 °C und $+2\text{ °C}$ führt zur Verschiebung der tieffrequenten Spektralkomponenten des Ventilators in das benachbarte höhere Terzband. Die Zunahme des Gesamtschalleistungspegels der LWWP um 1,8 dB kann zum einen auf die Erhöhung der Drehzahl des Ventilators zurückgeführt werden. Zum anderen treten durch den Entzug von Wärmeenergie aus der Luft bei einer Außentemperatur typischerweise bereits erste Vereisungserscheinungen am Verdampfer auf. Die weitere deutliche Erhöhung des Gesamtschalleistungspegels der LWWP um 4,1 dB bei Verringerung der Außentemperatur von $+2\text{ °C}$ auf -7 °C lässt sich jedoch ausschließlich durch die stärkere Vereisung des Verdampfers begründen.

7.2 Messprozedur

Als weitere Voraussetzung für die Empfehlung eines einheitlichen vereinfachten In-situ-Messverfahrens zur Bestimmung der Schalleistung von LWWP in situ müssen folgende Fragen beantwortet werden.

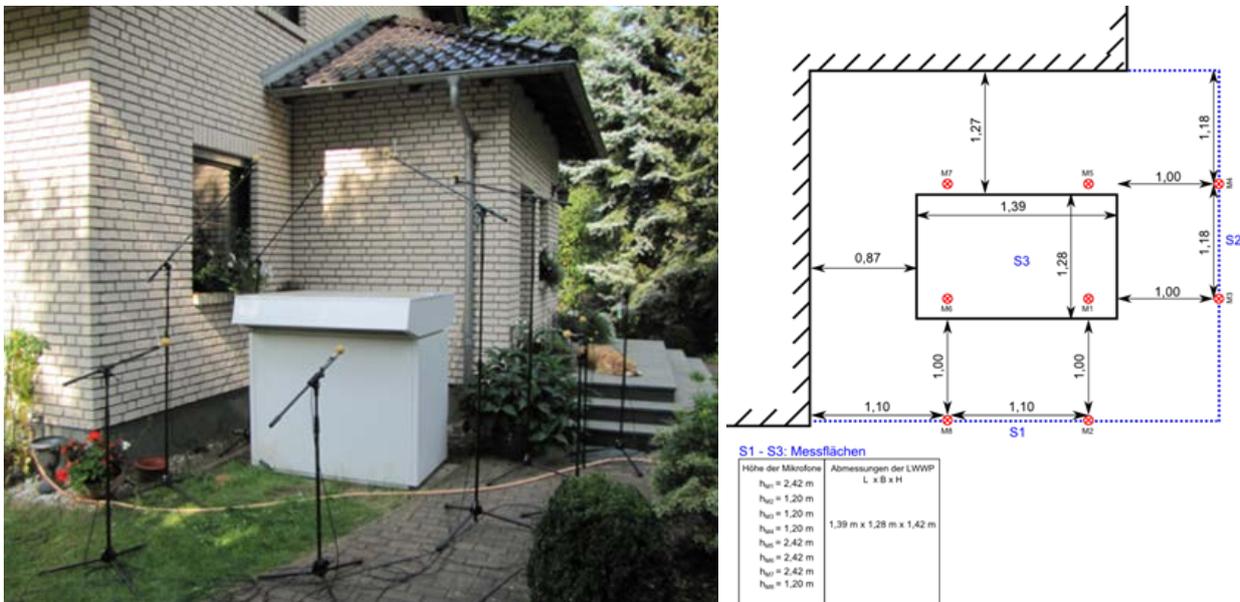
- Sind die in DIN EN 12102 [24] angegebenen allgemeinen Messprozeduren zur Bestimmung der Geräuschemission von Maschinen und Geräten in (vgl. Kapitel 5.1, Tabelle 7) ohne Weiteres auf LWWP mit eventuell relevanten tieffrequenten Schallemissionsanteilen übertragbar?
- Ist es erforderlich, den Messaufwand anzupassen?
- Können die Messprozeduren vereinfacht werden?

7.2.1 In-situ-Messungen an LWWP

7.2.1.1 LWWP in Kompaktbauweise bei Außenaufstellung, Teil 1

Im ersten Schritt erfolgten exemplarische messtechnische Untersuchungen zur Bestimmung der ins Freie emittierten spektralen Schalleistung einer LWWP in Splitbauweise in situ. Den Messaufbau zur schalltechnischen Bestimmung der spektralen Schalleistung zeigt Abbildung 65. Die spezifische LWWP wurde vor Ort in Normalzustand mit laufendem Ventilator bei einer Außentemperatur von ca. 23 °C. Die messtechnische Bestimmung der spektralen Schalleistung erfolgte auf Basis des Hüllflächenverfahrens gemäß DIN EN ISO 3746 [19] (Genauigkeitsklasse 3).

Abbildung 65: Messaufbau zur schalltechnischen Bestimmung der spektralen Schalleistung einer LWWP in Splitbauweise für Außenaufstellung in situ

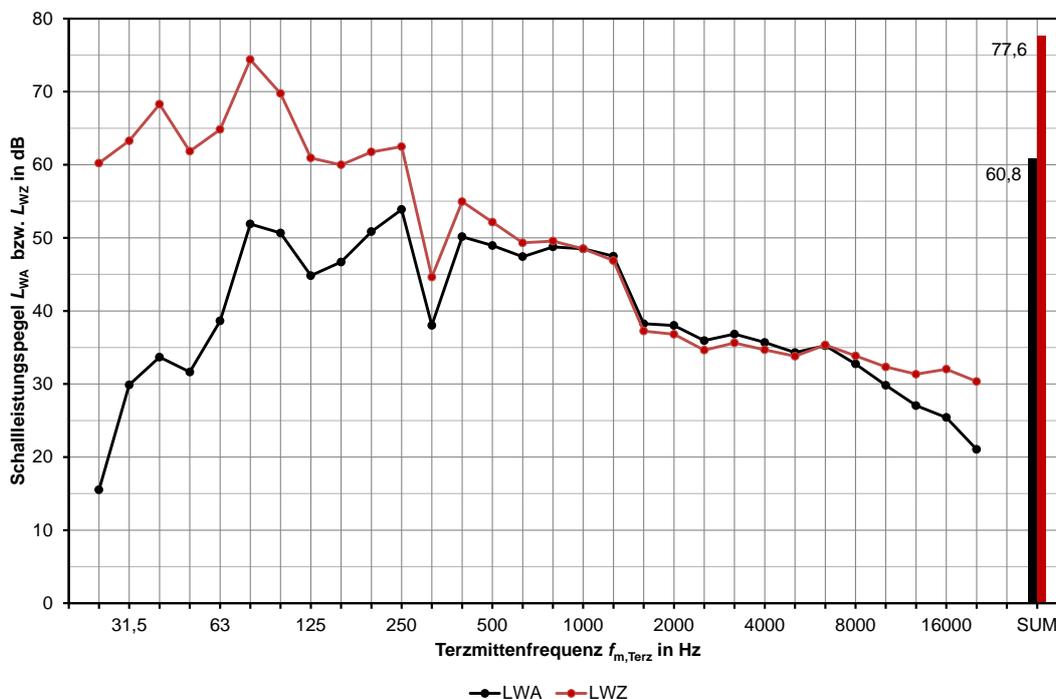


Quelle: AFD; Ausblasen auf Seite von M2/M8; Ansaugen auf gegenüberliegender Seite der LWWP

Abbildung 66 illustriert das Terzbandspektrum des A-bewerteten und des unbewerteten Schalleistungspegels der LWWP. Das A-bewertete Schalleistungsspektrum ist von breitbandiger Charakteristik mit einzelnen, energetisch relevanten tieffrequenten Komponenten und besitzt seinen energetischen Schwerpunkt zwischen ca. 80 Hz und 1000 Hz. Die Spektralanteile

werden allein durch den Ventilator dominiert, da der Kompressor, bedingt durch die Splitbauweise der LWWP, innerhalb des Gebäudes installiert ist und nicht zur Schallemission der LWWP in Freie beiträgt. Die durch die tieffrequenten Schallemissionsanteile verursachten Terzbandpegel (Grundfrequenzkomponente des Ventilators und deren Vielfachen) liegen um bis zu ca. 5 dB über dem breitbandigen Störgeräusch des Ventilators im mittleren und hohen Frequenzbereich. Im Gegensatz zu den in Abschnitt 7.1.2 beschriebenen messtechnischen Untersuchungen tragen die tieffrequenten Schallemissionsanteile damit wesentlich zum A-bewerteten Gesamtschalleistungspegel der LWWP bei. Sie können somit aus energetischer Sicht nicht „vernachlässigt“ werden. Ursache dafür ist die schalltechnische Wirksamkeit der spezifischen, T-förmigen Schallschutzhaube der LWWP mit Ansaug- und Abluftschalldämpfer. Die Schallschutzhaube mindert besonders die Schallemissionsanteile der LWWP im mittleren und hohen Frequenzbereich effektiv. Die schalltechnische Bewertung und der Vergleich dieser und anderer Arten von effektiven Lärminderungsmaßnahmen an LWWP erfolgt in Abschnitt 8.

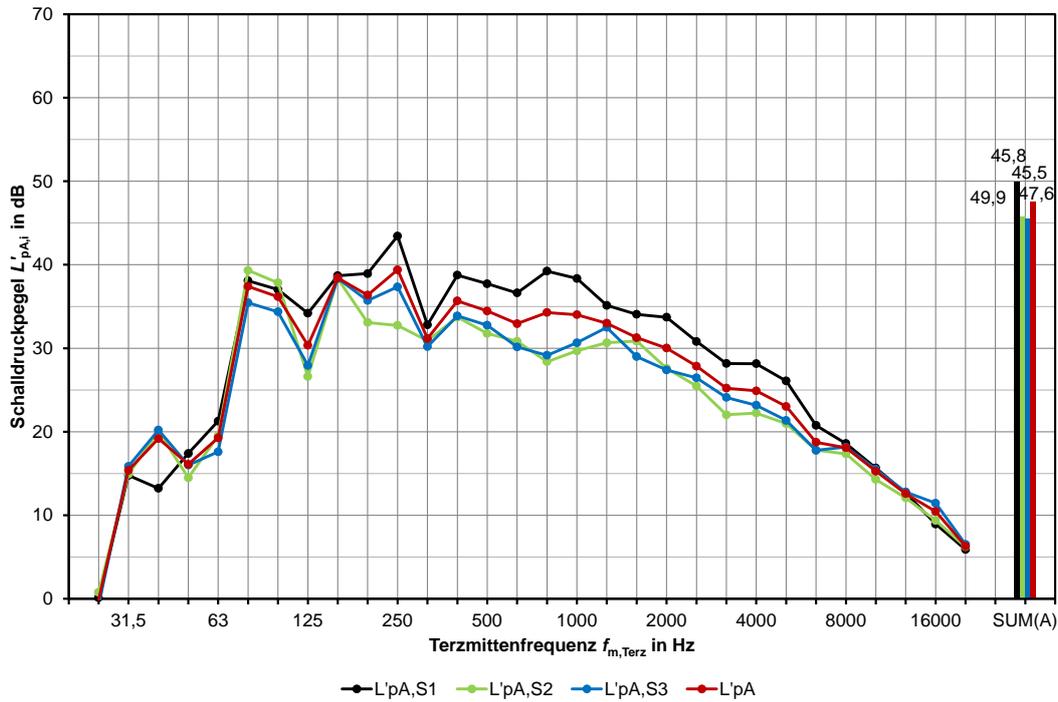
Abbildung 66: Terzbandspektrum des resultierenden A-bewerteten Schalleistungspegels bei Betrieb der LWWP aus Abbildung 65 bei dem vor Ort aufgetretenen Betriebszustand bei einer Außentemperatur von 23 °C



Quelle: AFD; schwarz: A-bewerteter Schalleistungspegel; rot: linearer Schalleistungspegel

In Abbildung 67 ist das Terzbandspektrum des A-bewerteten Schalldruckpegels der Messflächen S1 bis S4 sowie des mittleren Messflächen-Schalldruckpegels bei Betrieb der LWWP dargestellt. Darin sind Unterschiede des A-bewerteten Schalldruckpegels auf den einzelnen Messflächen von bis zu 5 dB sowie in einzelnen Terzbändern im mittleren und hohen Frequenzbereich von bis zu 10 dB zu erkennen. Diese werden durch die Positionierung der Ansaug- und Ausblasöffnung sowie die durch die beschriebene spezifische Schallschutzhaube der LWWP erzeugte Richtwirkung hervorgerufen.

Abbildung 67: Terzbandspektrum des flächenspezifischen und des mittleren A-bewerteten Schalldruckpegels der Messflächen S1 bis S3 bei Betrieb der LWWP aus Abbildung 65 bei dem vor Ort aufgetretenen Betriebszustand



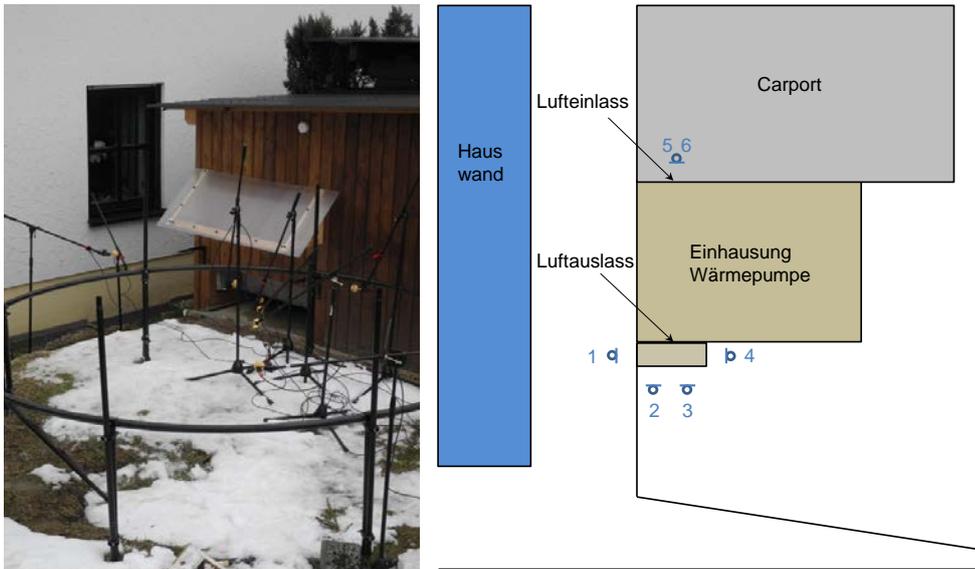
Quelle: AFD

7.2.1.2 LWWP in Kompaktbauweise bei Innenaufstellung

Weitere In-situ-Messungen wurden an einer LWWP in Kompaktbauweise für Innen- / Außenaufstellung mit zusätzlicher Einhausung (Eigenbau, s. Abbildung 68) durchgeführt. Die maßgebliche Schallemission dieser LWWP findet über die Zuluft-/Abluft-Strecke an zwei Öffnungen der Einhausung statt (vgl. Abbildung 69). Abbildung 70 und Abbildung 71 zeigen die an den Öffnungen bestimmten Teilschalleistungen für den Betriebszustand A-0,3 / W62,2 im Normalbetrieb und im Abtauprozess.

Die A-bewerteten Schalleistungsspektren in Abbildung 70 von Ansaug- und Abluftöffnung für den Normalbetrieb der LWWP sind von breitbandiger Struktur mit einem energetischen Schwerpunkt von 80 Hz bis 4000 Hz. Die Terzbänder von 100 Hz und 200 Hz, die die tonalen tieffrequenten Komponenten von Ventilator und Kompressor enthalten, heben sich nur geringfügig vom breitbandigen Spektrum ab. Es ist zu erkennen, dass die Ausblasöffnung einen ca. 5 dB höheren Gesamt-Schalleistungspegel erzeugt als die Ansaugöffnung. Des Weiteren zeigt Abbildung 70, dass sich bei ausschließlichem Betrieb des Ventilators (graue bzw. hellrote Kurve) das Spektrum und der Gesamtwert des A-bewerteten Schalleistungspegels beider Öffnungen kaum verändern. Die Gesamtschallabstrahlung der LWWP wird damit auch hier durch den Ventilator dominiert. Abbildung 71 belegt dies ebenfalls, da der A-bewertete Schalleistungspegel der Öffnungen bei Betrieb der LWWP im Abtaumodus, d. h. bei Betrieb der LWWP ohne Ventilator, um mehr als 20 dB unterhalb den Messergebnissen für Normalbetrieb liegt.

Abbildung 68: Messaufbau zur schalltechnischen Bestimmung der spektralen Schalleistung einer LWWP in Kompaktbauweise für Innen-/Außenaufstellung mit zusätzlicher Einhausung (Eigenbau) in situ



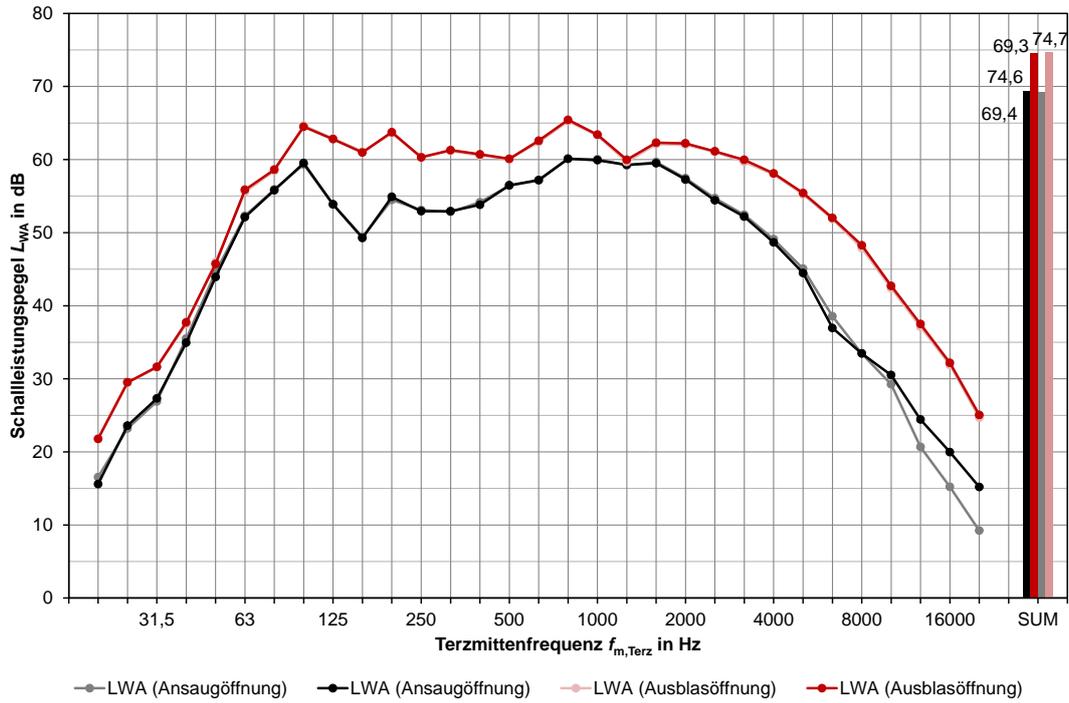
Quelle: AFD

Abbildung 69: Messaufbau zur schalltechnischen Bestimmung der spektralen Schalleistung einer LWWP in Kompaktbauweise für Innen-/Außenaufstellung mit zusätzlicher Einhausung (Eigenbau) in situ



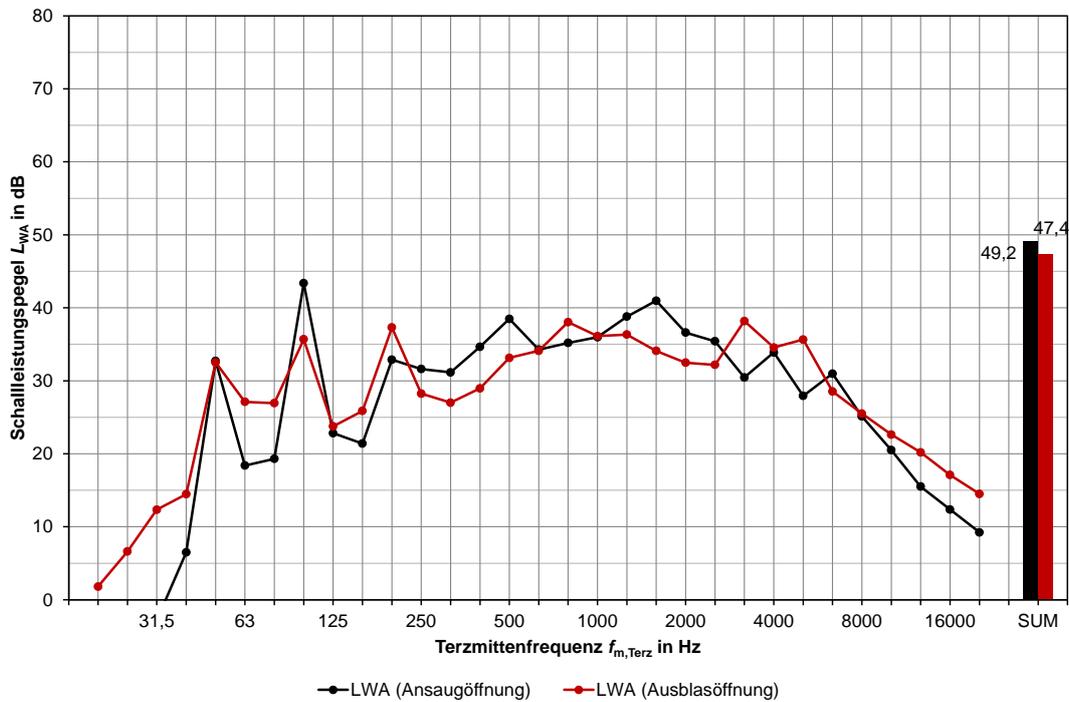
Quelle: AFD; Links: Ausblasöffnung; Rechts: Ansaugöffnung

Abbildung 70: Terzbandspektrum des A-bewerteten Teil-Schalleistungspegels der LWWP für den Betriebszustand A-0,3/W63,2 im Normalbetrieb sowie bei ausschließlich laufendem Ventilator



Quelle: AFD; Normalbetrieb - schwarz: Ansaugöffnung; rot: Ausblasöffnung; ausschließlich laufender Ventilator - grau: Ansaugöffnung; hellrot: Ausblasöffnung

Abbildung 71: Terzbandspektrum des A-bewerteten Teil-Schalleistungspegels der LWWP für den Betriebszustand A-0,3/W63,2 im Abtaubetrieb



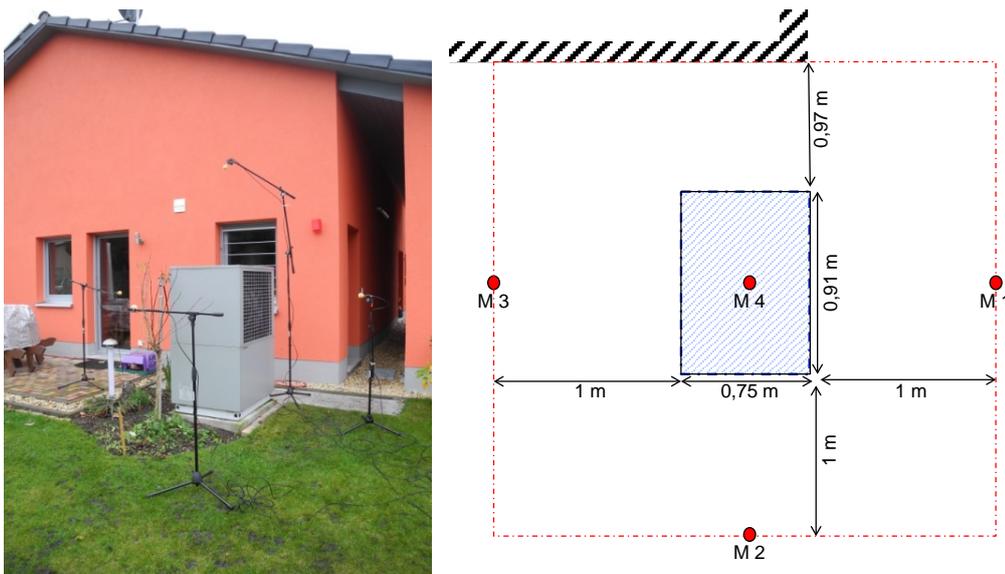
Quelle: AFD; schwarz: Ansaugöffnung; rot: Ausblasöffnung

7.2.1.3 LWWP in Kompaktbauweise bei Außenaufstellung, Teil 2

Abschließende In-situ-Messungen an verschiedenen LWWP auf Basis des Hüllflächenverfahrens nach DIN EN ISO 3746 [19] (GK 3) fanden in einem Wohngebiet statt. Exemplarisch sollen die Ergebnisse, die an der in Abbildung 72 dargestellten LWWP in Kompaktbauweise bei Außenaufstellung gewonnen wurden, bewertet werden. Im Fokus steht dabei die Beantwortung der folgenden Fragen.

- Lassen sich die bisherigen im Prüfstand ermittelten Ergebnisse bei verschiedenen thermischen Parametern auf In-situ-Messungen an LWWP übertragen?
- Ist die emittierte Schalleistung von LWWP bei eisfreiem Verdampfer und maximaler Ventilator-Drehzahl unabhängig von der Außentemperatur und der Vorlauftemperatur?
- Führt das im folgenden Abschnitt definierte vereinfachte Verfahren zur messtechnischen Bestimmung der Schalleistung an LWWP zu vergleichbaren Ergebnissen wie die ausführliche Messprozedur (Erprobung des vereinfachten Messverfahrens)?

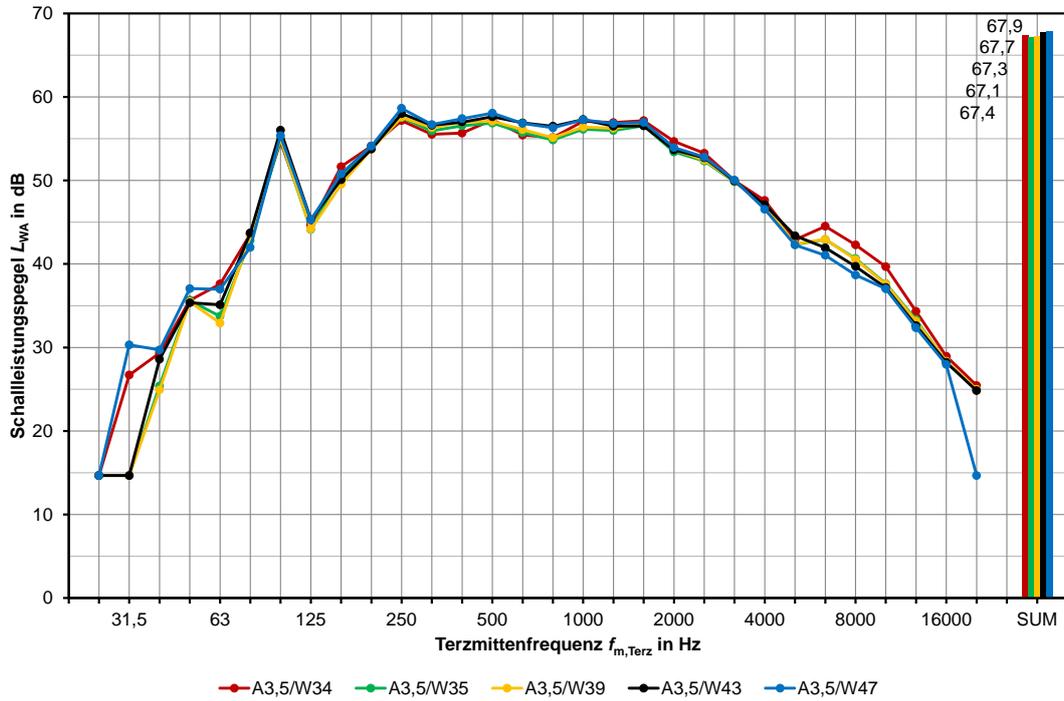
Abbildung 72: Messaufbau zur schalltechnischen Bestimmung der spektralen Schalleistung einer LWWP in Kompaktbauweise für Außenaufstellung



Quelle: AFD

Abbildung 73 zeigt das Terzbandspektrum des A-bewerteten Schalleistungspegels der LWWP bei maximaler Lüfter-Drehzahl für eine Außentemperatur von 3,5 °C und einen Bereich der Vorlauftemperatur von 34 °C bis 47 °C. Die Messergebnisse weisen neben einem energetisch dominierenden breitbandigen Anteil im Bereich von 200 Hz bis 2000 Hz eine deutliche tonale Komponente im Terzband von 100 Hz auf.

Abbildung 73: Terzbandspektrum des A-bewerteten Schalleistungspegels der LWWP im Normalzustand für eine Außentemperatur von 3,5 °C und verschiedenen Vorlauftemperaturen

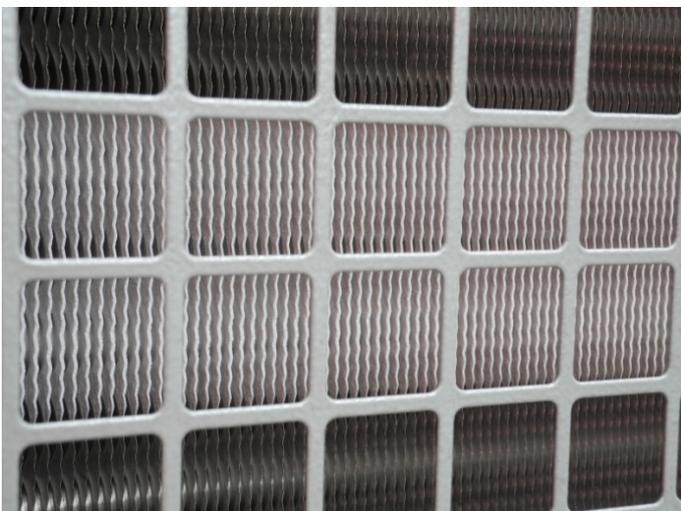


Quelle: AFD

Die Terzbandspektren der emittierten A-bewerteten Schalleistung der LWWP als auch der A-bewertete Gesamt-Schalleistungspegel verändern sich durch kontinuierliche Erhöhung der Vorlauftemperatur nur geringfügig.

Die auftretenden Pegelunterschiede von maximal 0,8 dB liegen innerhalb der Messgenauigkeit des Verfahrens. Während die Vorlauftemperatur anstieg, begann eine geringfügige Vereisung des Verdampfers einzusetzen (s. Abbildung 74). Diese kann zu den bestimmten Pegelunterschieden beigetragen haben.

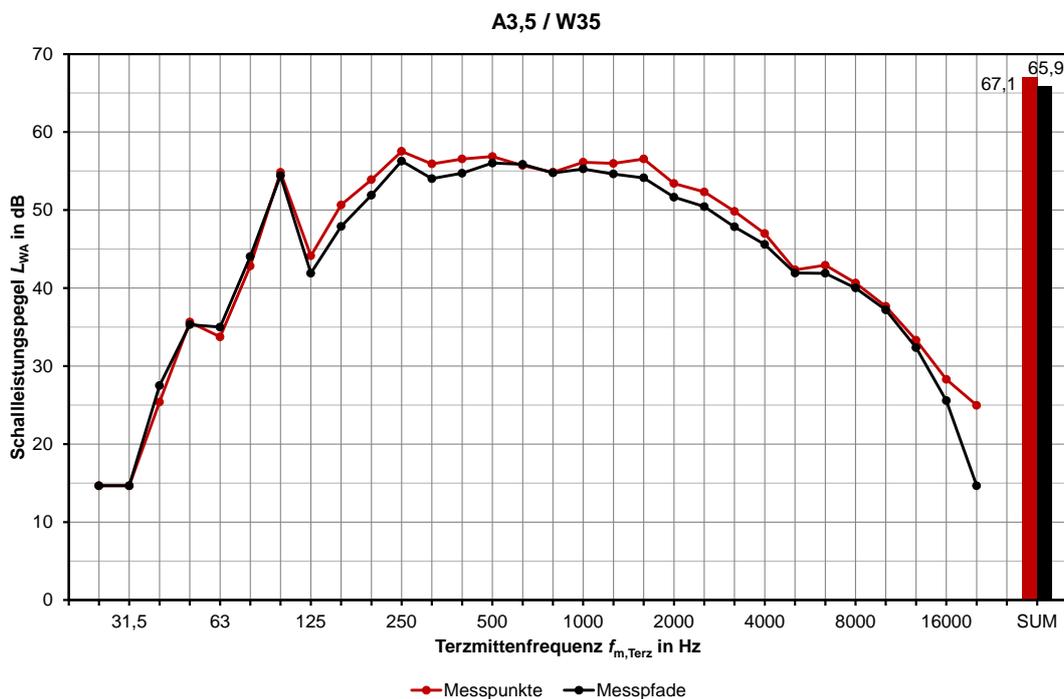
Abbildung 74: Einsetzen des Vereisens des Verdampfers der LWWP in Abbildung 72 bei einer Außentemperatur von 3,5 °C



Quelle: AFD; Vereisung der vertikalen lamellenförmigen Struktur im mittleren Bildbereich

Abbildung 75 zeigt die Messergebnisse des A-bewerteten Schalleistungspegels der LWWP für den Betriebszustand A3,5 / W35. Die Bestimmung der Schalleistung erfolgte auf Basis der beiden in DIN EN ISO 3746 [19] beschriebenen Verfahren für einen Messabstands von 1 m. Das erste Verfahren (Punktverfahren) basiert auf der Messung des Schalldruckpegels mit Einzelmikrofonen an definierten Punkten auf der Hüllfläche (rote Kurve). Dem zweiten Verfahren (Pfadverfahren) liegt die Messung des Schalldruckpegels mit Einzelmikrofon entlang von definierten Messpfaden auf der Hüllfläche zugrunde (schwarze Kurve). Es ist zu erkennen, dass die Differenz des A-bewerteten Gesamt-Schalleistungspegels im vorliegenden Fall mit 1,2 dB im Bereich der Messgenauigkeit des Verfahrens der Genauigkeitsklasse 3 liegt.

Abbildung 75: Terzbandspektrum des A-bewerteten Schalleistungspegels der LWWP im Betriebszustand A3,5/W35 ermittelt mit verschiedenen Messverfahren



Quelle: AFD; rot: Messung des Schalldruckpegels mit Einzelmikrofonen an definierten Punkten auf der Hüllfläche gemäß GK 3; schwarz: Messung des Schalldruckpegels mit Einzelmikrofon entlang von definierten Messpfaden auf der Hüllfläche gemäß GK 3

Zur Vorprüfung, ob im vorliegenden Fall von einer tieffrequenten Belästigung durch die LWWP ausgegangen werden kann, wurde die Differenz zwischen C-bewertetem und A-bewertetem Schalleistungspegel bestimmt. Der ermittelte Wert von ca. 11 dB liegt unterhalb des in TA Lärm [49]/DIN 45680 [8] bzw. E DIN 45680 [10] angegebenen Relevanzkriteriums von 20 dB bzw. 15 dB.

7.2.2 Untersuchung des Nahfeldeffekts

Ziel dieses Abschnitts ist die Untersuchung eines zulässigen Messabstands zur Bestimmung des Schalleistungspegels von LWWP auf der Grundlage des Hüllflächenverfahrens. Dazu wurden Schallausbreitungsmessungen an einer Vergleichsschallquelle mit breitbandiger Schallabstrahlung durchgeführt.

Abbildung 76 zeigt die untersuchte Vergleichsschallquelle auf einem Podest. Im Abstand von 0,5 m bis 16 m wurden sechs Einzelmikrofone zur messtechnischen Bestimmung des spektralen Schallimmissionspegels bei freier Schallausbreitung über reflektierendem Grund positioniert. Zeitgleich erfolgte die Messung des spektralen Schalleistungspegels der Vergleichsschallquelle gemäß DIN EN ISO 3744 [17] auf der Basis des Hüllflächenverfahrens für die Genauigkeitsklasse 2 (Messabstand 1 m).

Abbildung 76: Messaufbau zur Bestimmung des A-bewerteten Schalleistungspegels der Vergleichsschallquelle sowie des A-bewerteten Schalldruckpegels im Abstand von 0,5 m bis 16 m zur Vergleichsschallquelle



Quelle: AFD

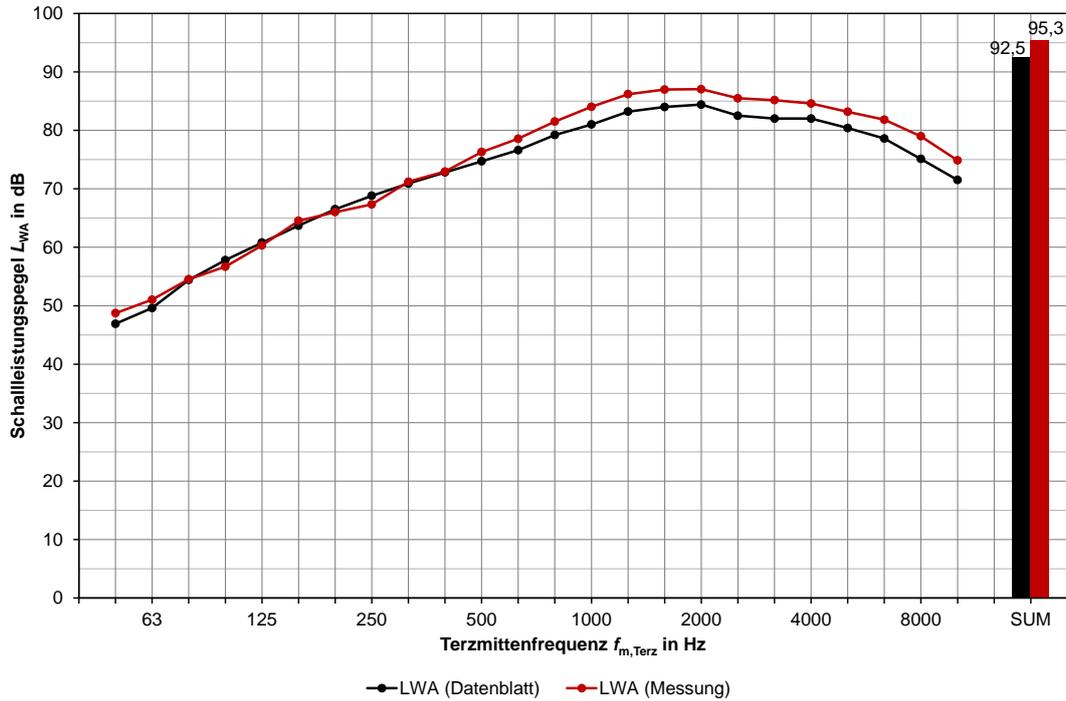
In Abbildung 77 ist das Ergebnis der Schalleistungsmessung den Dokumentationsdaten der Vergleichsschallquelle gegenübergestellt. Die darin gekennzeichnete Differenz des A-bewerteten Gesamtschalleistungspegels ist auf die starke seitliche Richtwirkung der Schallquelle zurückzuführen. Der Nachweis darüber, dass die Vergleichsschallquelle die in der Dokumentation angegebene Schalleistung emittiert, wurde durch Schalleistungsmessungen nach DIN EN ISO 3741 [13] im Hallraum geführt (s. Abbildung 78).

In Abbildung 79 ist das kontinuierliche Spektrum des Immissionsschalldruckpegels dargestellt, das an den einzelnen Mikrofonen im Abstand von 0,5 m bis 16 m zur Vergleichsschallquelle gemessen wurde. Darin sind die Interferenzmuster des spektralen Schalldruckpegels durch partiell kohärente Überlagerung des Schalldrucks von direktem Schallpfad und Bodenreflexionspfad zu erkennen. Abbildung 80 zeigt die dazugehörigen A-bewerteten Terzbandspektren des Immissionsschalldruckpegels.

Grundlage der genormten allgemeinen Verfahren zur Bestimmung der Geräuschemission von Maschinen und Geräten auf Basis des Hüllflächenverfahrens ist die Annahme von Fernfeldbedingungen.

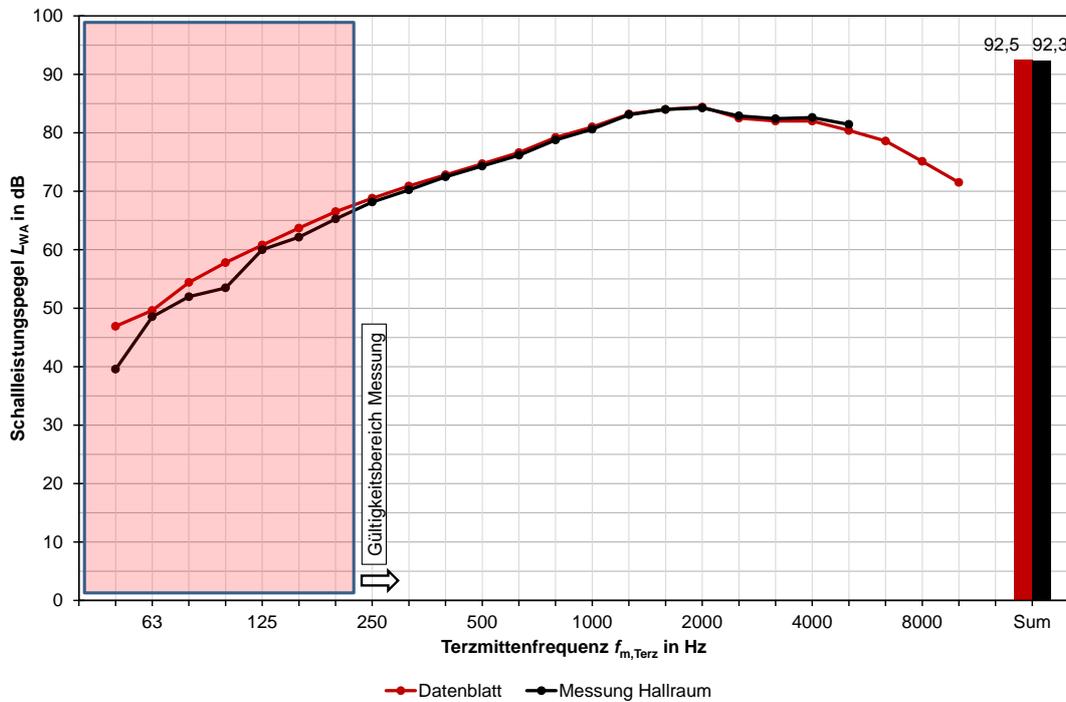
Im Fernfeld einer Punktschallquelle sind Schalldruck und Schallschnelle in Phase. Dadurch ist es möglich, die emittierte Schalleistung durch alleinige Betrachtung von Schalldruck oder Schallschnelle in Verbindung mit der Schallkennimpedanz der Luft zu beschreiben. Die Anwendung des Hüllflächenverfahrens basiert auf der messtechnischen Bestimmung des mittleren Schalldruckpegels auf der Oberfläche einer gedachten Hüllfläche um die Schallquelle. Der Hüllflächenradius kann als Messabstand zwischen Schallquelle und Mikrofon aufgefasst werden kann.

Abbildung 77: Gegenüberstellung des Terzspektrums des A-bewerteten Schallleistungspegels der Vergleichsschallquelle



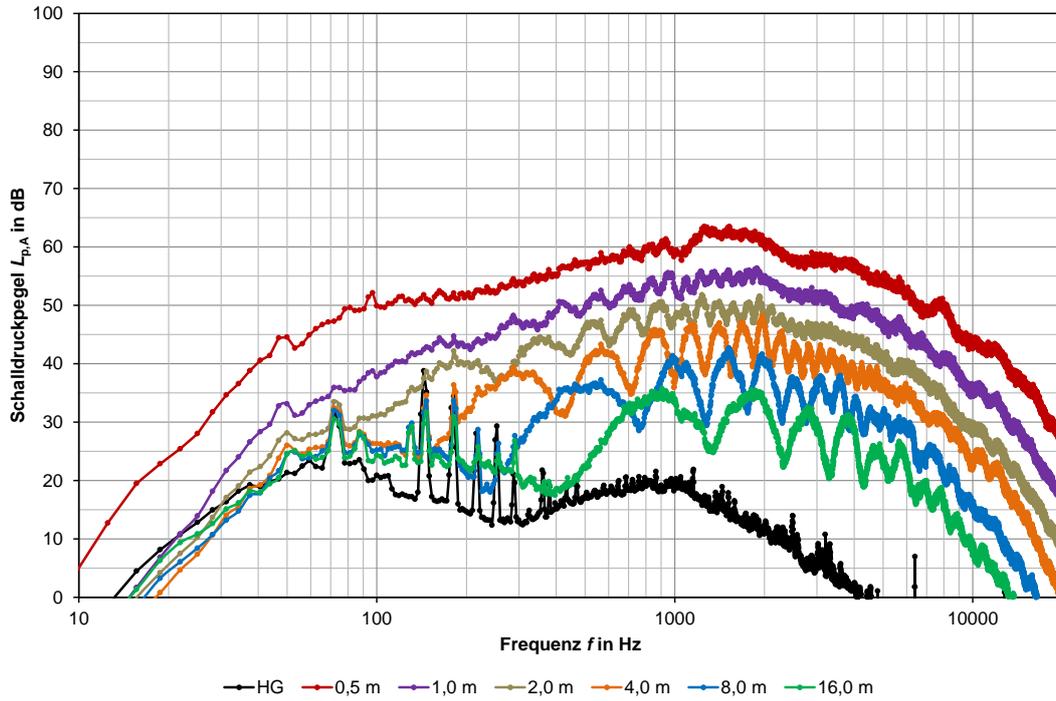
Quelle: AFD; schwarz: Datenblatt der Vergleichsschallquelle; rot: Messergebnisse nach [17] (GK 2, Messung im Freifeld über reflektierendem Boden, Messabstand 1 m)

Abbildung 78: Gegenüberstellung des Terzspektrums des A-bewerteten Schallleistungspegels der Vergleichsschallquelle



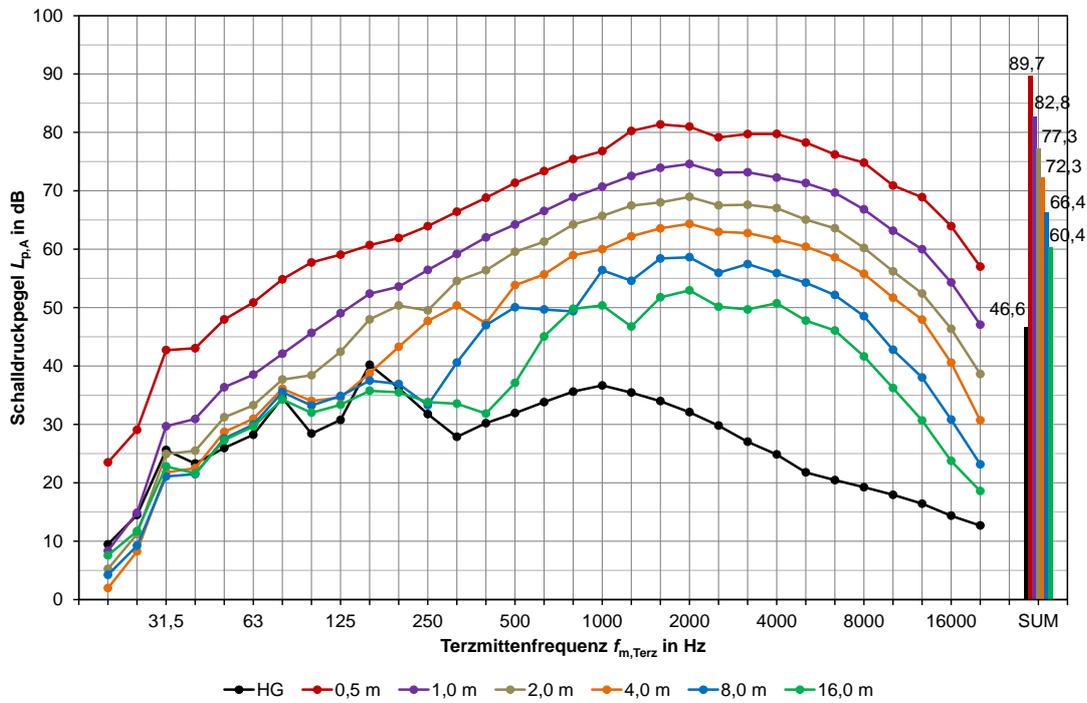
Quelle: AFD; rot: Datenblatt der Vergleichsschallquelle; schwarz: Messergebnisse nach [13] (GK 1, Messung im Hallraum)

Abbildung 79: kontinuierliches Spektrum des A-bewerteten Schalldruckpegels gemessen im Abstand von 0,5 m bis 16 m zur Vergleichsschallquelle



Quelle: AFD; HG: Hintergrundgeräuschpegel

Abbildung 80: Terzspektrum des A-bewerteten Schalldruckpegels gemessen im Abstand von 0,5 m bis 16 m zur Vergleichsschallquelle



Quelle: AFD; HG: Hintergrundgeräuschpegel

Verringert man den Messabstand sukzessive, gelangt man in das Nahfeld der Punktschallquelle. Im Gegensatz zum Fernfeld der Punktschallquelle liegen Schalldruck und Schallschnelle im Nahfeld nicht in Phase. Eine Bestimmung der Schalleistung der Punktschallquelle auf Basis von Schalldruck und Schallkennimpedanz (Quotient aus Schalldruck und Schallschnelle) führt in diesem Fall zu einer Überschätzung der tatsächlich emittierten Schalleistung. Im Fernfeld der Punktschallquelle halbiert sich gesetzmäßig der Schalldruck bei Verdopplung des Messabstands (kugelförmige Divergenz). Im Nahfeld ist das nicht der Fall.

Um den spektralen Beginn des einsetzenden Nahfeldeffekts zu bestimmen, wurden die an den Einzelmikrofonen bestimmten quadratischen Schalldruckspektren im Abstand von 0,5 m bis 16 m ins Verhältnis gesetzt. Da sich der Messabstand zwischen den einzelnen Mikrofonen stets verdoppelt, muss die Schalldruckpegeldifferenz zwischen zwei benachbarten Mikrofonen bei Vorhandensein des Nahfeldeffekts mehr als 6 dB betragen.

In Abbildung 81 ist dieser Fakt zwischen dem Mikrofon in 1 m Abstand zur Quelle und dem Mikrofon in 0,5 m Abstand zur Quelle unterhalb von ca. 250 Hz zu beobachten. Um den Nahfeldeffekt nachzuweisen, wurden im folgenden Schritt Schallausbreitungsberechnungen zur Ermittlung des Schallimmissionspegels an den Einzelmikrofonen analog zur Messung durchgeführt.

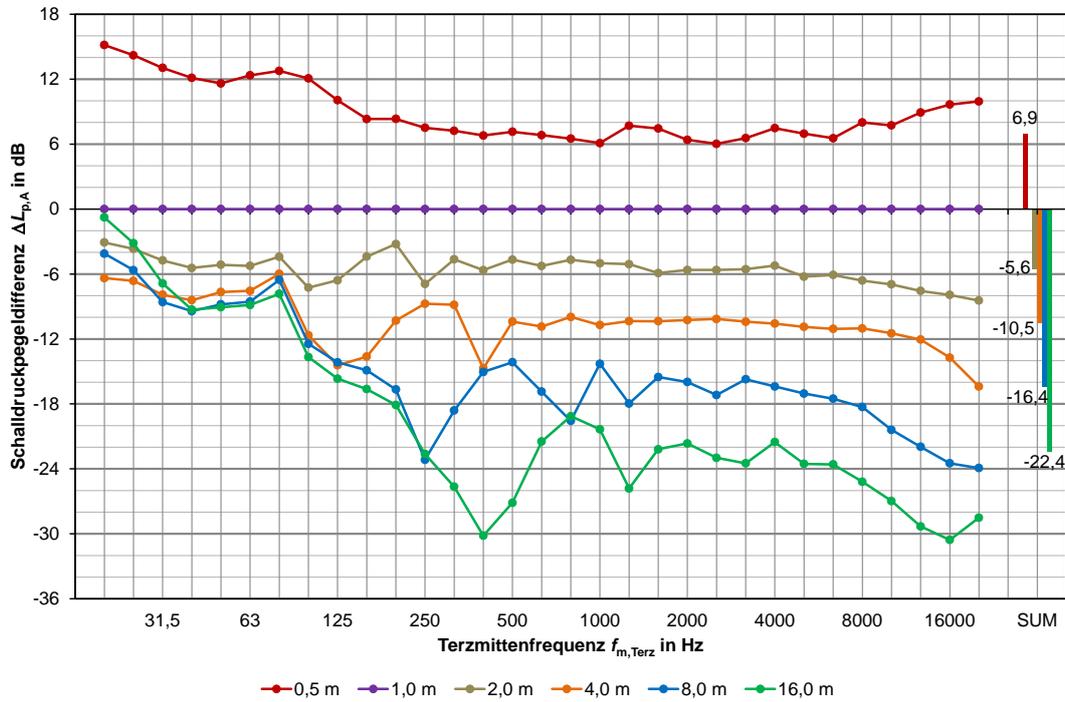
Dabei fanden zwei verschiedene Berechnungsverfahren Anwendung. Das erste Verfahren entspricht dem in DIN ISO 9613 [36] definierten energetischen Modell. Das zweite Verfahren basiert auf einer partiell kohärenten Überlagerung der einzelnen relevanten Schallpfade nach [41]. Dabei kommt der Kugelwellenreflexionsfaktor nach dem Modell von Weyl van de Pol zum Einsatz, der insbesondere im tieffrequenten Bereich relevant ist. Zur Quellbeschreibung innerhalb der Schallausbreitungsberechnungen diente die zuvor in situ messtechnisch bestimmte spektrale Schalleistung der Vergleichsschallquelle.

Die Ergebnisse der Schallausbreitungsberechnungen in Gegenüberstellung zu den Messergebnissen des spektralen Schallimmissionspegels sind in Abbildung 82 und Abbildung 83 dargestellt. In Abbildung 82 ist zu erkennen, dass die Interferenzen des gemessenen Schalldruckpegelspektrums (kontinuierliche Kurven) durch Anwendung des energetischen Schallausbreitungsmodells nach DIN ISO 9613 [36] (Einzelpunkte) nicht hinreichend genau abgebildet werden können. Durch Anwendung des kohärenten Berechnungsmodells nach [41] gelingt dies mit höherer Genauigkeit (s. Abbildung 83).

Wie in Abbildung 81 kommt es für das Mikrofon in 0,5 m Abstand zur Quelle unterhalb von ca. 250 Hz zu deutlichen Abweichungen zwischen Mess- und Berechnungsergebnissen. In den folgenden Schallausbreitungsberechnungen wurde daher zusätzlich der Nahfeldeffekt berücksichtigt. Das Ergebnis dieser Modifizierung zeigt Abbildung 84 (blaue Kennlinie).

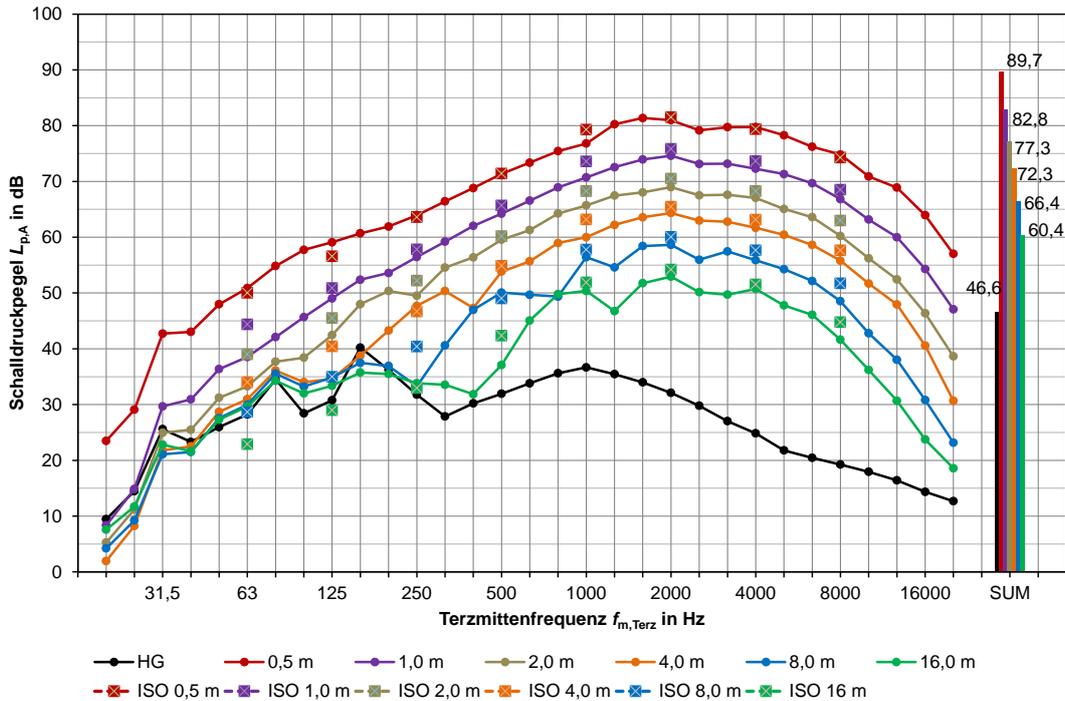
Es ist zu erkennen, dass sich die Differenz zwischen den Messergebnissen und den Ergebnissen der Schallausbreitungsberechnungen auf Basis des modifizierten Modells sichtbar verringert. Erwartungsgemäß nimmt der Einfluss des Nahfeldeffekts mit abnehmendem Abstand zur Schallquelle zu. Es zeigt sich, dass die berechneten Immissionsschalldruckspektren die Messergebnisse nicht genau abbilden. Trotzdem wird ersichtlich, dass ein Messabstand von 0,5 m, in Verbindung mit der Anwendung des Hüllflächenverfahrens, im tieffrequenten Bereich der Schallemission von LWWP zu einer fehlerhaften Bestimmung der spektralen Schalleistung führt. An Geräten mit schalltechnisch fachgerecht ausgelegten Lärminderungsmaßnahmen zur Reduzierung von Geräuschemissionen im mittleren und hohen Frequenzbereich (vgl. Abbildung 66) bewirkt dies ebenfalls eine fehlerhafte Bestimmung des A-bewerteten Gesamt-Schalleistungspegels.

Abbildung 81: Differenz des Terzspektrums des A-bewerteten Schalldruckpegels gemessen im Abstand von 0,5 m bis 16 m zur Vergleichsschallquelle und des Terzspektrums des A-bewerteten Schalldruckpegels im Abstand von 1 m zur Vergleichsschallquelle



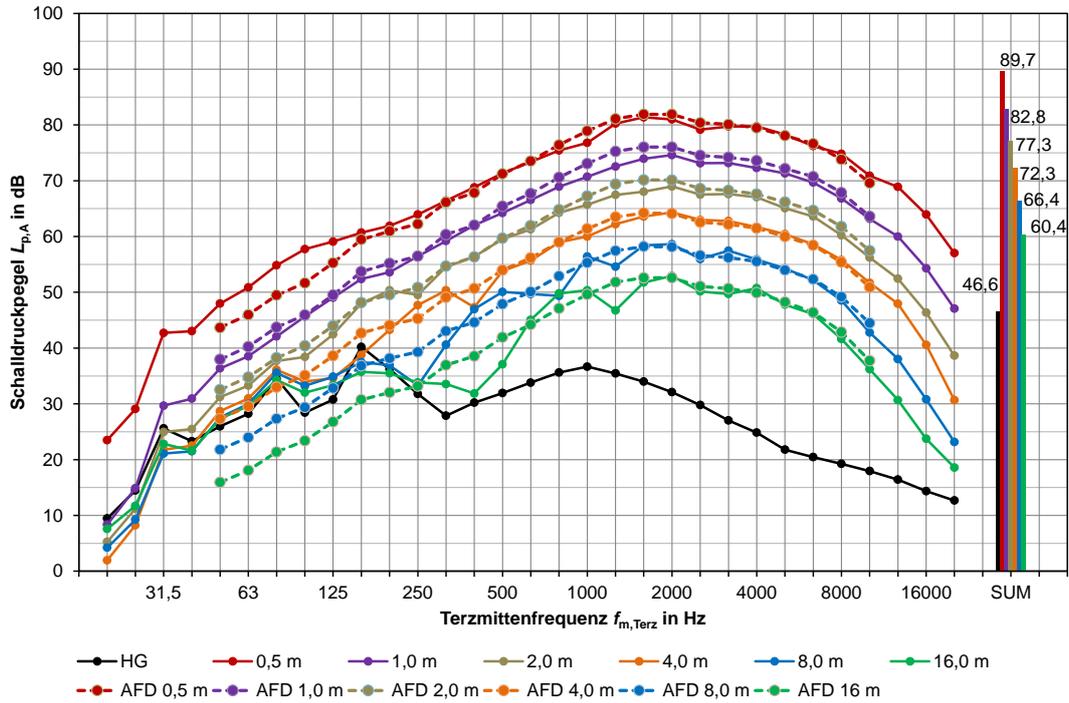
Quelle: AFD; HG: Hintergrundgeräuschpegel

Abbildung 82: Gegenüberstellung des Terzspektrums des A-bewerteten Schalldruckpegels im Abstand von 0,5 m bis 16 m zur Vergleichsschallquelle



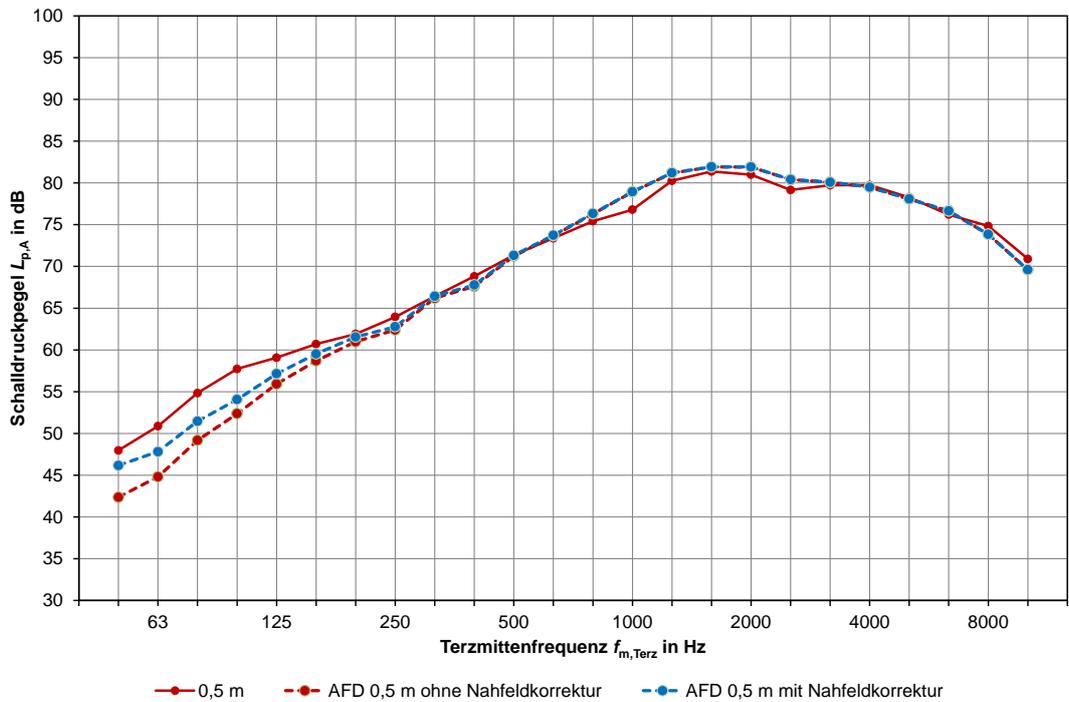
Quelle: AFD; kontinuierliche Linie: Messergebnisse; Einzelpunkte mit quadratischer Markierung: Berechnungsergebnisse nach DIN ISO 9613 [36]; HG: Hintergrundgeräuschpegel

Abbildung 83: Gegenüberstellung des Terzspektrums des A-bewerteten Schalldruckpegels im Abstand von 0,5 m bis 16 m zur Vergleichsschallquelle



Quelle: AFD; kontinuierliche Linie: Messergebnisse; gestrichelte Linie: Berechnungsergebnisse nach AFD [41]; HG: Hintergrundgeräuschpegel

Abbildung 84: Gegenüberstellung des Terzspektrums des A-bewerteten Schalldruckpegels im Abstand von 0,5 m Vergleichsschallquelle



Quelle: AFD; rote kontinuierliche Linie: Messergebnisse; rote gestrichelte Linie: Berechnungsergebnisse nach AFD [41] ohne Nahfeldkorrektur; blaue gestrichelte Linie: Berechnungsergebnisse nach AFD [41] mit Nahfeldkorrektur

7.3 Ableitung des vereinfachten Messverfahrens

Folgende Schlussfolgerungen zur Ableitung eines vereinfachten Messverfahrens zur Bestimmung des spektralen Schalleistungspegels von LWWP lassen sich ziehen:

Schallemission

- a) Die tieffrequente Schallabstrahlung von LWWP wird im Allgemeinen durch die Grundfrequenzkomponente und deren Vielfachen von Kompressor und Ventilator bestimmt. Im mittleren und hohen Frequenzbereich ist vielfach die Schallabstrahlung des Ventilators maßgeblich.
- b) Sowohl die Auswertung der exemplarischen messtechnischen Untersuchungen an LWWP als auch der bisherigen Daten der erstellten Datenbank zu Kennwerten von LWWP weisen darauf hin, dass die A-bewertete Gesamtschalleistung allein durch den Ventilator dominiert wird.

Relevante Betriebsbedingungen

- c) Für eine mögliche schalltechnische „Worst-case“-Bewertung von LWWP erscheint es sinnvoll, den Ventilator während der Vermessung der LWWP im Bereich der größten Leistungsstufe und bei maximaler Drehzahl zu betreiben. Diese Forderung stimmt mit der Forderung in DIN EN ISO 11202 [24] (vgl. Abschnitt 5.2.2.2) überein. Der Zustand maximaler Ventilator-Drehzahl kann in situ im Allgemeinen durch Gewährleistung eines hohen Wärmebedarfs, d. h. im einfachsten Fall durch einen ausreichend geleerten Zwischenspeicher des Heizsystems, realisiert werden. Auf regelbare Kompressoren sollte die Maßgabe des Betriebs bei maximaler Drehzahl zur Bestimmung der maximalen Schalleistung der LWWP ebenfalls übertragen werden (vgl. Abbildung 64).
- d) Die messtechnischen Untersuchungen an LWWP im Prüfstand sowie in situ haben gezeigt, dass die emittierte Schalleistung der LWWP nicht direkt durch die thermischen Parameter Außentemperatur und Vorlauftemperatur beeinflusst werden, wenn Ventilator und Kompressor bei konstanter Drehzahl laufen. Indirekt beeinflusst die Außentemperatur den Vereisungsgrad des Verdampfers. Die Vorlauftemperatur bestimmt neben der Außentemperatur die Geschwindigkeit mit der die Vereisung eintritt.
- e) Infolge des Vereisens des Verdampfers kommt es im Allgemeinen zur verstärkten Entstehung von Strömungsgeräuschen, die die emittierte spektrale Schalleistung der LWWP über den gesamten Frequenzbereich erhöhen. Wird der Strömungswiderstand des Verdampfers zu groß, kann der Ventilator in seinem Betriebspunkt beeinflusst werden. Eine Veränderung der Drehzahl des Ventilators führt zur Verschiebung der tonalen Komponenten des Ventilators. Die messtechnischen Untersuchungen an LWWP im Prüfstand zeigten, dass LWWP durch die Vereisung des Verdampfers nicht nur als lauter sondern infolge von verstärktem Tonalitätsverhalten der tieffrequenten Anteile auch als störender wahrgenommen werden können.
- f) Der Betriebszustand mit stark vereistem Verdampfer führt zwar zur maximalen Schallemission der LWWP, jedoch ist dieser Zustand für den Vergleich der Schalleistung verschiedener LWWP in situ nicht geeignet. Dies hat verschiedene Ursachen. Zum einen erfordert eine starke Vereisung des Verdampfers im

Allgemeinen eine Außentemperatur im Bereich von -5°C bis $+5^{\circ}\text{C}$. Dies würde die Abnahmemessungen für LWWP ins situ auf einen begrenzten Zeitraum im Jahr reduzieren. Zum anderen ist der Zustand einer bestimmten Vereisung des Verdampfers vor Ort nicht genau definierbar und damit einstellbar.

- g) Je kühler die Außentemperatur ist und je schneller der Verdampfer vereist, desto häufiger muss die LWWP in den Abtauvorgang wechseln. Die Schallemission der LWWP ist in diesem Zustand im Allgemeinen geringer als im Normalzustand. Ausschließlich kurzzeitige Impulsgeräusche infolge von umschaltenden Regelventilen durch Betrieb des Kompressors in den Reverse-Mode können sich in einigen Fällen von der sonst breitbandigen Geräuschkulisse der LWWP abheben.
- h) Es wird daher vorgeschlagen, die LWWP ins situ schalltechnisch in einem Betriebszustand bei beliebigen thermischen Parametern zu charakterisieren, bei dem sichergestellt ist, dass der Verdampfer vollständig eisfrei ist. Im Allgemeinen ist dies bei einer Außentemperatur von mindestens 7°C der Fall. Diese Forderung stimmt mit der Forderung in DIN EN ISO 11202 [24] (vgl. Abschnitt 5.2.2.2) überein. Des Weiteren sind vom Hersteller neben der emittierten Schalleistung der LWWP im eisfreien Zustand Angaben zur Schallemission bei maximal möglicher Vereisung des Verdampfers im praktischen Betrieb der LWWP zu machen. Darunter ist der Vereisungszustand zu verstehen, bei der die LWWP gerade noch im Normalbetrieb läuft, ohne in den Abtaubetrieb zu schalten. Anhand der Pegeldifferenz der beiden Prüfstands-Schalleistungen kann der maximale Arbeitsbereich der Schalleistung der LWWP bestimmt werden. Die messtechnischen Untersuchungen an LWWP im Prüfstand zeigten, dass diese Differenz Werte von mehr als 11 dB annehmen kann (vgl. 7.1.2, Abbildung 54). Durch Anwendung dieser Pegeldifferenz in Form eines Zuschlags zum ins situ bestimmten Schalleistungswert der LWWP kann eine Aussage zur maximal möglichen Schalleistung der LWWP („Worst-case“-Bewertung) vor Ort getroffen werden. Dieser Wert stellt eine potentielle Ausgangsgröße für Schallimmissionsbetrachtungen dar.
- i) Messtechnische Untersuchungen an LWWP ins situ zeigten, dass bei Beurteilung des spektralen Schalleistungsspektrums nach TA Lärm [49]/DIN 45680 [8] bzw. E DIN 45680 [10] im Allgemeinen nicht von einer tieffrequenten Belästigung durch LWWP ausgegangen werden kann. Jedoch ist zu beachten, dass sich durch Schallausbreitung von der Quelle zum Immissionsort die spektrale Zusammensetzung des Schallimmissionspegels stark verändern kann. Ursache dafür ist die frequenzabhängige Pegelminderung durch verschiedene Ausbreitungseffekte (Schirmung, Schallabsorption, Schallbeugung, Luftabsorption) deren Einfluss auf tieffrequente Geräuschanteile im Allgemeinen deutlich schwächer ausfällt als auf hochfrequente Geräuschanteile. Auf die Schallübertragung von vom Freien ins Gebäudeinnere gilt dies analog. Hinzu kommt dabei, dass tieffrequente Komponenten durch Stehwellen in Räumen zusätzlich verstärkt werden können. Damit kann am Emissionsort anhand der gemessenen Schalleistung nur eine Vorentscheidung über eine tieffrequente Belästigung durch LWWP erfolgen.

Messprozedur

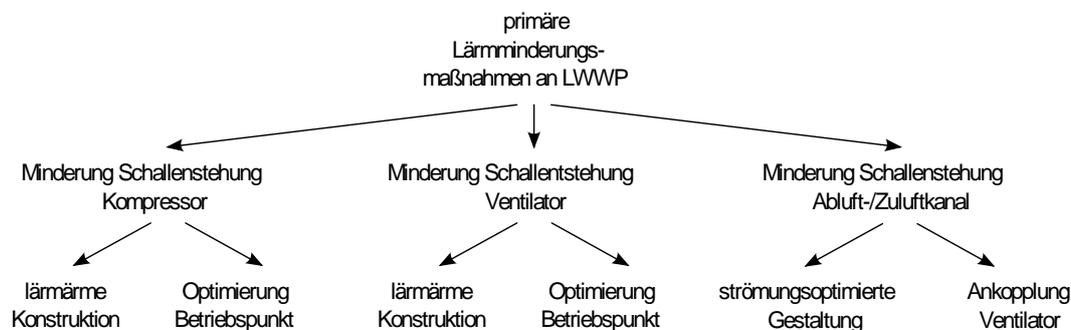
- j) Messungen des Schalleistungspegels einer LWWP in situ auf Basis des Hüllflächenverfahrens zeigten Unterschiede des A-bewerteten Schalldruckpegels auf den einzelnen Messflächen von bis zu 5 dB sowie in einzelnen Terzbändern im mittleren und hohen Frequenzbereich von bis zu 10 dB (vgl. Abschnitt 7.2.1, Abbildung 67). Dies ist auf die spezifische Richtwirkung der LWWP zurückzuführen, die insbesondere durch geräteabhängige Öffnungen des Zuluft-/Abluftkanals in Verbindung mit optimierten Lärminderungsmaßnahmen (z. B. Schallschutzhaube) verursacht wird.
- k) Die Berücksichtigung der spezifischen Richtwirkung im mittleren und hohen Frequenzbereich kann durch Anwendung des Hüllflächenverfahrens nach GK 3, d. h. durch Messung des Schalldruckpegels
- i. mit Einzelmikrofonen an definierten Punkten auf der Hüllfläche gemäß GK 3 oder
 - ii. mit Einzelmikrofon entlang von definierten Messpfaden auf der Hüllfläche
- erfolgen. Exemplarische Untersuchungen an LWWP in situ ergaben eine Differenz des A-bewerteten Gesamt-Schalleistungspegels von 1,2 dB (vgl. 7.2.1, Abbildung 75). Die Abweichung der Ergebnisse beider Verfahren liegt damit im Bereich der Messgenauigkeit.
- l) Es wird empfohlen, einen minimalen Messabstand von 1 m zum Bezugsquader einzuhalten. Dieser Abstand entspricht dem typischen Messabstand innerhalb der gültigen Normen zur Bestimmung der Geräuschemission von Maschinen und Geräten in Tabelle 7. Messtechnische Untersuchungen ergaben, dass es bei Verwendung eines Messabstands von 0,5 m unterhalb von 250 Hz zu einer Erhöhung des gemessenen spektralen Schalldruckpegels kommt. Durch kohärente Schallausbreitungsberechnungen konnte gezeigt werden, dass diese Erhöhung zum Teil durch das Nahfeldverhalten der Schallquelle verursacht wird. Dies führt bei Nichtberücksichtigung zur Bestimmung einer überhöhten Schalleistung im tieffrequenten Bereich. An Geräten mit installierten optimierten Lärminderungsmaßnahmen zur Reduzierung von Geräuschemissionen im mittleren hohen Frequenzbereich (vgl. Abbildung 66) bewirkt dies ebenfalls eine fehlerhafte Bestimmung des A-bewerteten Gesamt-Schalleistungspegels.

8 Möglichkeiten der Lärminderung an LWWP

8.1 Potentielle Lärminderungsmaßnahmen an LWWP

Grundsätzlich kann zwischen primären und sekundären Schallschutzmaßnahmen unterschieden werden. Als primäre Maßnahmen werden im Allgemeinen die Maßnahmen bezeichnet, die sich mit der Reduktion der Schallentstehung an der Quelle selbst befassen. Für LWWP betrifft dies insbesondere die lärmarme Konstruktion des Ventilators und des Kompressors. Der Zuluft-/Abluftkanal, der an den Ventilator angeschlossen ist, wird bei ungünstiger Dimensionierung und konstruktiver Ausführung ebenfalls zur Lärmquelle. Auch der Betriebspunkt des Ventilators kann dadurch ungünstig beeinflusst werden. Den primären Maßnahmen ist in der Regel der Vorzug zu geben, da sie zum einen wirksamer und zum anderen meist kostengünstiger sind als nachträgliche Maßnahmen. Einen Überblick über die potentiellen primären Lärminderungsmaßnahmen an LWWP zeigt Abbildung 85.

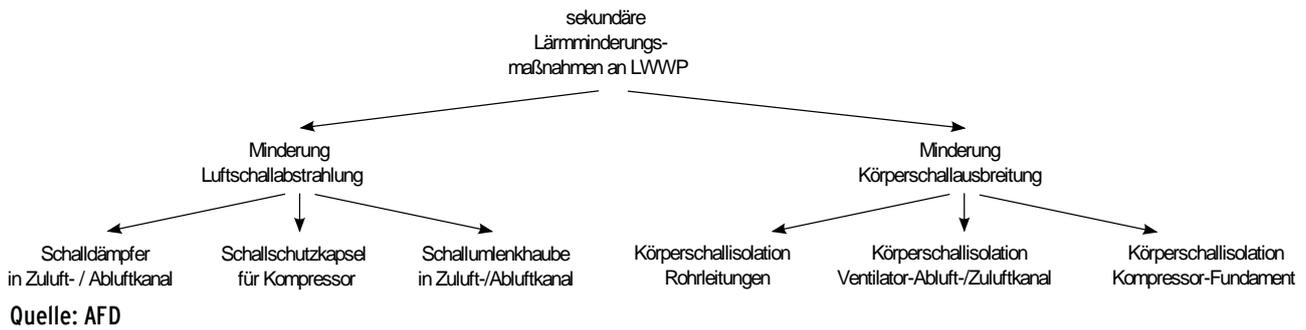
Abbildung 85: Potentielle primäre Lärminderungsmaßnahmen an LWWP



Quelle: AFD

Maßnahmen, die darauf abzielen, den Schall nach der Entstehung zu dämpfen, zu dämmen oder zu isolieren, werden als sekundäre Lärminderungsmaßnahmen bezeichnet. Klassische Beispiele sind Schalldämpfer und Schallschutzkapselungen kompletter Maschinen/ einzelner Maschinenteile zur Minderung des abgestrahlten Luftschalls sowie Körperschallisolatoren zur Minderung der Körperschallausbreitung. Schalldämpfende Elemente können besonders effektiv im Bereich des Zuluft-/Abluftkanals von LWWP in Kompaktbauweise bei Innenaufstellung eingesetzt werden. Schallschutzkapselungen mit Entdröhnbelägen können vor allem der Minderung der Schallabstrahlung des Kompressors aller Bauweisen von LWWP dienen. Im Gegensatz dazu ist die Anwendung von Schallumlenkhauben ausschließlich im Bereich des Abluft-/Zuluftkanals von LWWP in Splitbauweise sowie von LWWP in Kompaktbauweise bei Außenaufstellung zielführend. Körperschallisolatoren sollten im Bereich zwischen Kompressor und Fundament, zwischen Ventilator und Abluft-/Zuluftkanal sowie zur Schwingungsentkopplung von Rohrleitungen im Bereich des Geräteanschlusses Einsatz finden. Eine Übersicht der potentiellen sekundären Lärminderungsmaßnahmen an LWWP zeigt Abbildung 86. Innerhalb der folgenden Abschnitte soll detailliert auf die einzelnen Möglichkeiten der Lärminderung an LWWP eingegangen werden.

Abbildung 86: Potentielle sekundäre Lärminderungsmaßnahmen an LWWP



8.2 Primäre Lärminderungsmaßnahmen

8.2.1 Ventilator

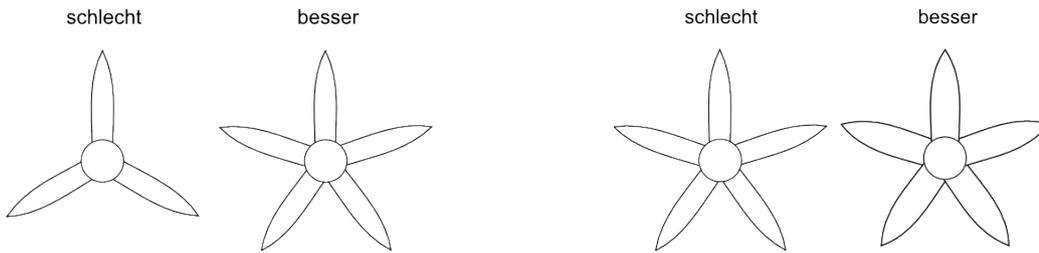
8.2.1.1 Maßnahmen zur Konstruktion lärmarmen Axialventilatoren

Für die lärmarme Konstruktion von Ventilatoren existiert eine Reihe von Maßnahmen. Prinzipiell gilt es die Relativgeschwindigkeit zwischen Schaufeln und Luft, bei gleichbleibender Leistung, möglichst gering zu halten. Ein Leitfaden zur lärmreduzierten Konstruktion von Axialventilatoren ist in [44] enthalten. Die darin vorgestellten Maßnahmen sind im Folgenden:

- Erhöhung der Flügelzahl (führt zur Anhebung der Drehklangfrequenz und somit zur Verringerung der Schallabstrahlung) (siehe Abbildung 87)
- Vergrößerung der Schaufelbreite (siehe Abbildung 87)
- Vergrößerung des Abstandes zwischen Lauf- und Leitschaufeln (siehe Abbildung 88)
- Schrägstellung der Leitschaufeln gegenüber der Laufradachse oder in Umfangsrichtung geneigte Leitschaufeln (siehe Abbildung 88)
- Vergrößerung des Flügeldurchmessers (siehe Abbildung 89)
- Wirbelablösungen an der Laufschaufel können durch Maßnahmen an deren Hinterkante reduziert werden: z. B durch profilierte Schaufeln
- strömungstechnisch günstiger Ausbildung des Einlaufs (Nabenkonus) zur Verringerung des Druckverlusts (siehe Abbildung 89)
- große Anstellwinkel
- unregelmäßige Anordnung der Leitschaufeln
- unregelmäßige Anordnung der Laufradschaufeln
- in Umfangsrichtung geschwungene Laufradschaufeln (siehe Abbildung 90)
- Verringerung des Spaltabstandes zwischen Laufrad und Gehäuse (siehe Abbildung 90)

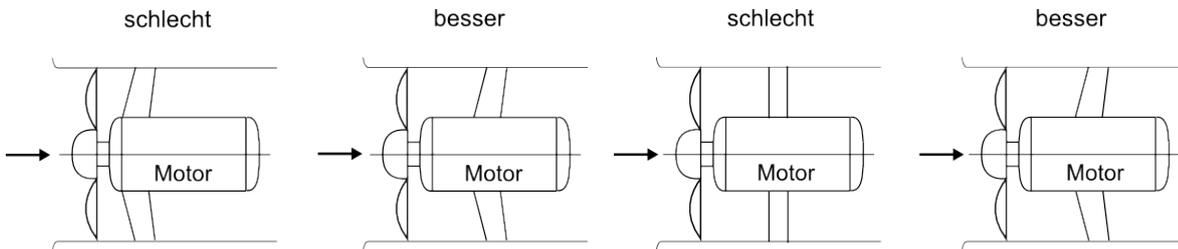
Der richtige Einbau des Ventilators und die Ausbildung des Strömungskanals (siehe Abschnitt 8.2.2) besitzen ebenso direkten Einfluss auf die Geräuschentwicklung am Ventilator. Einige der vorgeschlagenen Maßnahmen ziehen einen erhöhten Platzbedarf nach sich. Die Konstruktion des Ventilators wird bei gleicher Leistung immer einen Kompromiss aus Kompaktheit und geringer Geräuschemission darstellen.

Abbildung 87: Links: Erhöhung der Flügelzahl; Rechts: Vergrößerung der Schaufelbreite



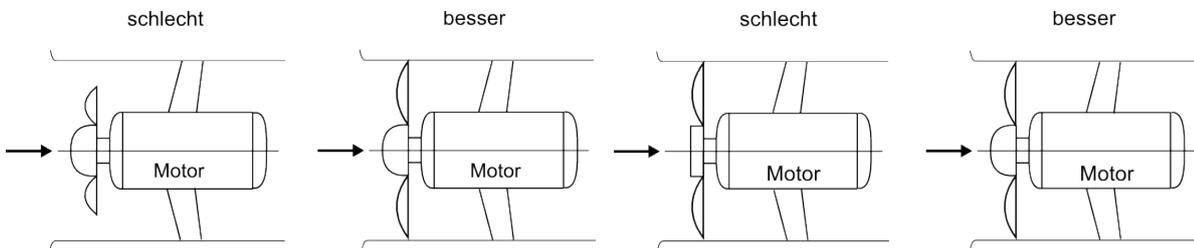
Quelle: AFD

Abbildung 88: Links: Vergrößerung des Abstands zwischen Lauf- und Leitschaufeln; Rechts: Schrägstellung der Leitschaufeln gegenüber der Laufradachse



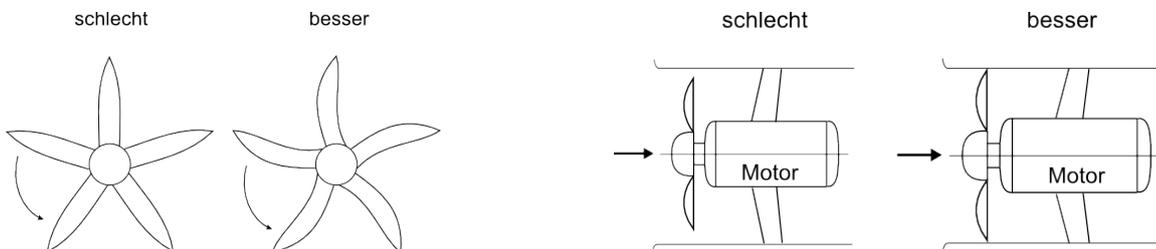
Quelle: AFD

Abbildung 89: Links: Vergrößerung des Flügeldurchmessers; Rechts: strömungstechnisch günstigere Ausbildung des Einlaufs



Quelle: AFD

Abbildung 90: Links: in Umfangsrichtung geschwungene Laufradschaufeln; Rechts: Verringerung des Spaltabstandes zwischen Laufrad und Gehäuse



Quelle: AFD

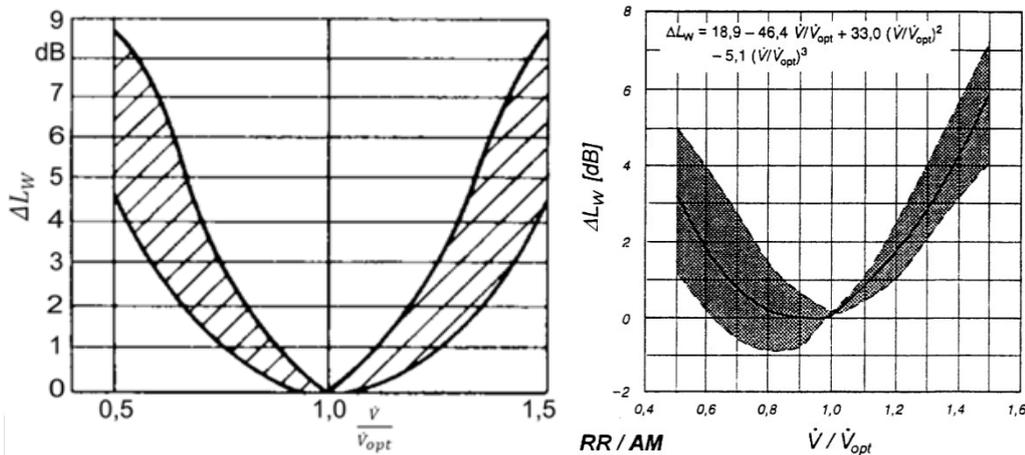
8.2.1.2 Einfluss des Betriebspunktes

Ventilatoren sind für Volumenströme bei bestimmten Druckdifferenzen ausgelegt. Arbeitet der Ventilator unter diesen Bedingungen, so spricht man vom optimalen Arbeits- oder Betriebspunkt des Ventilators. Das bedeutet, dass der Ventilator seinen maximalen Wirkungsgrad hat. Die minimale Lärmentwicklung befindet sich im Allgemeinen im oder in unmittelbarer Nähe zum optimalen Arbeitspunkt. Ein Abweichen von der optimalen Fördermenge, z. B. durch eine zusätzliche Drehzahlregelung oder eine kanalbedingte erhöhte Druckdifferenz, führt in der Regel zu einem erhöhten Schalleistungspegel des Ventilators. Der Pegelzuschlag ΔL_W bestimmt sich aus dem Schalleistungspegel im optimalen Betriebspunkt $L_{W,opt}$ und dem Schalleistungspegel im jeweiligen Betriebszustand L_W anhand von

$$\Delta L_W = L_W - L_{W,opt} \quad (7)$$

Nach [51] kann der vom Betriebszustand abhängige Pegelzuschlag die in Abbildung 91, links, dargestellten Werte annehmen:

Abbildung 91: Zuschlag des Schalleistungspegels von Ventilatoren bei Abweichung vom optimalen Volumenstrom



Quelle: Links: Witt & Sohn [51]; Rechts: Lips [44]

Schalltechnische Messungen an Axialventilatoren (mit nachgeschaltetem Leitrad) bei einer Abweichung des Volumenstroms \dot{V} vom optimalen Volumenstrom \dot{V}_{opt} in [44] zeigten vergleichbare Ergebnisse (s. Abbildung 91, rechts.). Darin ergaben sich folgende maximale Pegelzuschläge:

- Überschreitung der optimalen Fördermenge um $\frac{\dot{V}}{\dot{V}_{opt}} = 1,5$: Pegelzuschlag bis zu 7 dB
- Unterschreitung der optimalen Fördermenge um $\frac{\dot{V}}{\dot{V}_{opt}} = 0,5$: Pegelzuschlag bis zu 5 dB

Die richtige Auslegung bzw. Dimensionierung des Ventilators ist demzufolge sehr wichtig. Eine flexible Möglichkeit der optimalen Anpassung an vorherrschende Bedingungen bieten dabei Axialventilatoren mit einstellbarem Schaufelwinkel.

8.2.1.3 Angaben der Ventilator-Hersteller

Beim Kauf kommerzieller Produkte muss man sich auf die Kennzeichnungen der Hersteller verlassen. Diese geben teilweise sehr detaillierte Informationen in Form von Messergebnissen an. Eine Vergleichbarkeit der Messergebnisse ist jedoch nur gegeben, wenn die Messungen nach Norm erfolgten.

DIN EN ISO 5136 [30] legt ein Verfahren zur Bestimmung der spektralen Schalleistung im Frequenzbereich von 50 Hz bis 10.000 Hz fest, die von kanalgebundenen Ventilatoren und anderen Strömungsmaschinen unter definierten Betriebsbedingungen in einen reflexionsarm abgeschlossenen Kanal ansaug- und/oder ausblasseitig abgestrahlt wird. Das Verfahren basiert auf der Messung des Schalldruckpegels in den Zuluft-/Abluftkanälen der Ventilatoren oder anderer Strömungsmaschinen, die breitbandigen, schmalbandigen oder tonalen Dauerschall abstrahlen (typischer Messkanaldurchmesser von 0,15 m bis 2 m). Auch Kombinationen von Ventilatoren mit Schalldämpfern oder Geräte, die Ventilatoren enthalten, können anhand von [30] schalltechnisch bewertet werden.

Der Einbausituation entsprechend, kann aus der emittierten Schalleistung der Schalldruckpegel an einem beliebigen Punkt abgeleitet werden. Basieren die Herstellerangaben nicht auf Normmessungen, so ist bei der Bewertung des Schalleistungspegels zu prüfen, ob es sich um den druckseitigen/saugseitigen Schalldruckpegel oder den Schalleistungspegel handelt. Das angewandte Messverfahren, die Betriebsbedingungen zum Zeitpunkt der Messung (insbesondere der eingestellte Förderdruck und die Ventilator Drehzahl) und die eventuelle Verwendung von Berührungsschutzgittern spielen ebenfalls eine Rolle.

8.2.2 Zuluft-/Abluftkanal

Wie bereits erwähnt, ist die schalltechnische und strömungstechnische Dimensionierung und Konstruktion des Strömungskanals in Abstimmung mit dem Ventilator wichtig. Ein zu hoher oder zu niedriger Druckverlust im Kanal kann den Arbeitspunkt des Ventilators verschieben und sich somit direkt auf das akustische Verhalten des Ventilators auswirken. Darüber hinaus muss der Kanal so gestaltet werden, dass zusätzliche Strömungsgeräuschquellen vermieden werden.

Entscheidend bei der Kanalauslegung sind der Kanalquerschnitt, die Kanalform und der Einbau des Ventilators. Zusätzlich besteht die Möglichkeit sekundäre Maßnahmen, wie z. B. Schalldämpfer, zu installieren (s. Kapitel 8.3.1). Dabei ist es sinnvoll, bereits in der Planungsphase den dafür erforderlichen Platz zu berücksichtigen.

8.2.2.1 Dimensionierung und Form des Kanals

Grundsätzlich sollte die Strömungsgeschwindigkeit der Luft im Kanal aus zwei Gründen gering gehalten werden:

- Erzielung eines möglichst geringen Druckverlusts
- Vermeiden von Strömungsgeräuschen in Folge von turbulenter Strömung und Wirbeln

Als optimale Strömungsgeschwindigkeit wird nach [40] eine Kanalströmung mit mittlerer Geschwindigkeit u von 3 m/s bis 4 m/s empfohlen. Strömungsgeräusche spielen bei günstiger Kanalform und Geschwindigkeiten von kleiner 4 m/s nur eine untergeordnete Rolle, wobei geringere Strömungsgeschwindigkeiten von kleiner 3 m/s keine zusätzlichen Verbesserungen bringen. Die mindestens erforderliche Kanalquerschnittsfläche S in m^2 lässt sich aus dem

geforderten optimalen Volumenstrom \dot{V} in m^3/s und der maximal zulässigen mittleren Strömungsgeschwindigkeit u in m/s nach [1] berechnen zu

$$S = \frac{\dot{V}}{u}. \quad (8)$$

Der resultierende Druckverlust Δp ergibt sich wie folgt:

$$\Delta p = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot u^2 \cdot \zeta \quad (9)$$

mit

ρ Dichte der Luft in kg/m^3

ζ Druckverlustzahl (Widerstandsbeiwert)

Es ist ersichtlich, dass sich die mittlere Strömungsgeschwindigkeit quadratisch auf den Druckverlust auswirkt. Ein hoher Druckverlust bedeutet wiederum, dass der Ventilator über seinem optimalen Arbeitspunkt betrieben muss oder ein leistungsstärkerer Ventilator benötigt wird, was in beiden Fällen eine erhöhte Lärmemission bedeutet. Demensprechend sollte der Kanalquerschnitt ausreichend groß dimensioniert werden. Ein großer Anteil des Förderdrucks wird für das Durchströmen des Verdampfers benötigt. Eine Reduzierung des Druckverlustes im Verdampfer ist aus akustischer Sicht wünschenswert.

Weitere Einflussfaktoren stellen die Beschaffenheit und die Form des Luftkanals dar. Der Strömungswiderstand des Bauteils

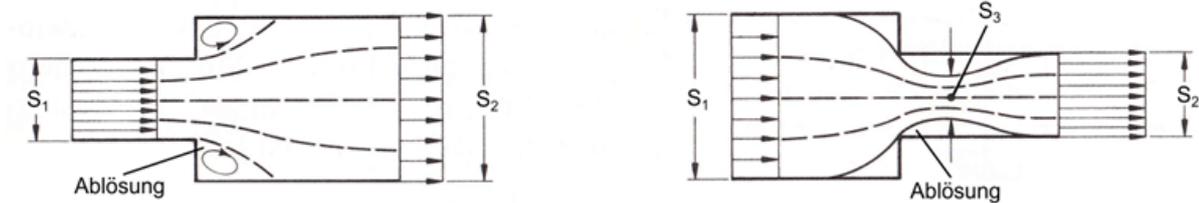
$$R = \frac{\Delta p}{\dot{V}} = \frac{1}{2} \cdot \frac{\rho \cdot u \cdot \zeta}{S} \quad (10)$$

wird durch die bauteilabhängige Druckverlustzahl ζ beschrieben. Diese erfasst Zusatzdruckverluste, die durch Sekundärströmungen hervorgerufen werden. Bauteile mit geringer Druckverlustzahl verursachen lediglich einen geringen Druckverlust und sind so konstruiert, dass keine zusätzlichen Strömungsgeräusche entstehen. Strömungsgeräusche in Folge turbulenter Strömungen resultieren aus einer plötzlichen Änderung der Strömungsführung. Bei der Konstruktion des Kanals sind daher insbesondere folgende Installationen nach Möglichkeit zu vermeiden:

- Strömungshindernisse
- abrupte Querschnittsprünge, Kanalverengungen und -vorsprünge
- scharfkantige Umlenkungen oder Kanalkrümmen
- Klappen, Lüftungsgitter

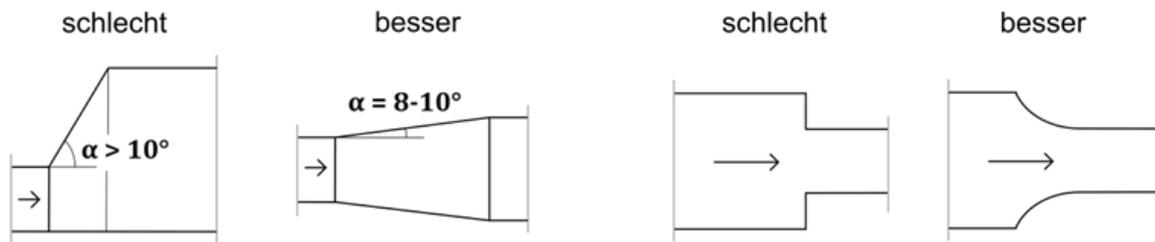
Abbildung 92 bis Abbildung 94 zeigen beispielhaft die günstige und ungünstige Konstruktion einzelner Kanalkomponenten wie Querschnittsprünge, Diffusoren, Kanalverengungen und Kanalumlenkungen aus [6], [44] und [51]. Vor allem am Kanalausgang können Strömungsgeräusche durch das Einbringen eines Diffusors weitestgehend vermieden werden (vgl. Abbildung 93, links). Bei dieser kontinuierlichen Erweiterung des Querschnitts sollte der Winkel α nicht größer als 10° betragen. Kanalumlenkungen, auch als Kanalkrümmen bezeichnet, können sich auch akustisch positiv auswirken. Sie verursachen eine gleichmäßigere Verteilung der Strömungsgeschwindigkeit der Luft im Kanal, die aufgrund des Axialventilators in Wandnähe höher ist als in der Kanalmitte. Zusätzlich wird hochfrequenter Schall an der Kanalkante reflektiert.

Abbildung 92: Wirbelablösung an Querschnittsprüngen



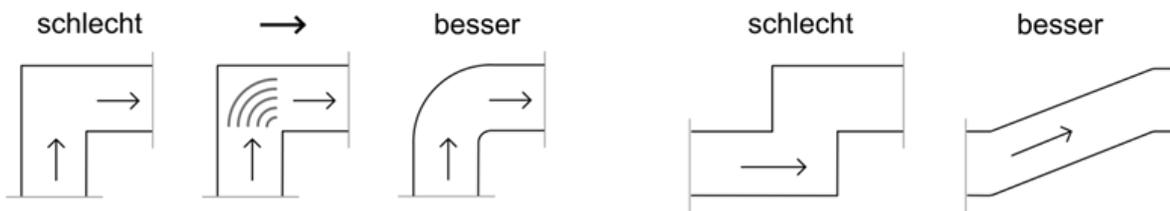
Quelle: Czichos (2000) [6]

Abbildung 93: Links: Diffusoren; Rechts: Kanalverengungen



Quellen: Lips (2008) [44]; Witt & Sohn [51]

Abbildung 94: Kanalumlenkungen

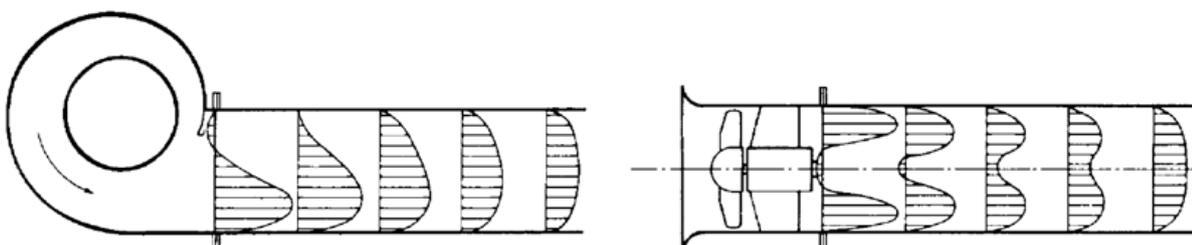


Quelle: Lips (2008) [44]

8.2.2.2 Einbau des Ventilators im Kanal

Bei der Installation des Ventilators in den Kanal ist vor allem auf eine strömungsoptimierte Luftführung vor und nach dem Ventilator zu achten. Vor allem der Ventilatoreinlauf spielt bei der lärmtechnischen Optimierung eine entscheidende Rolle. Die nicht zu vermeidende, ungleichmäßige Verteilung der Luftströmung in unmittelbarer Nähe des Ventilators (vgl. Abbildung 95) kann sich beim Einbringen von Hindernissen, Kanalkrümmern usw. akustisch besonders stark auswirken.

Abbildung 95: Strömungsverteilung bei Radial- und Axialventilatoren



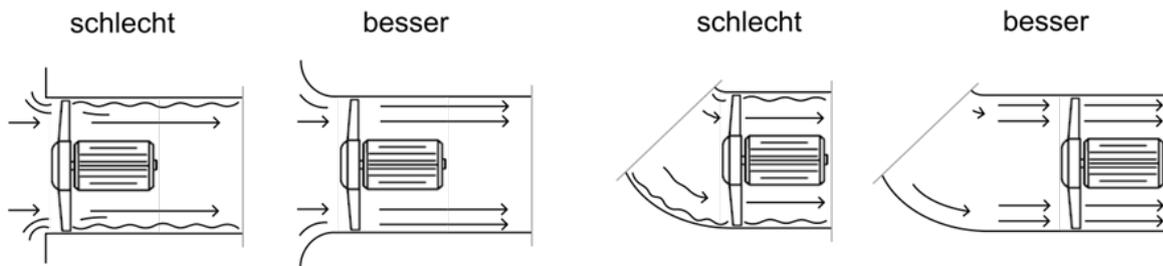
Quelle: Witt & Sohn [51]

Nach [40] gilt es bei der Installation des Ventilators Folgendes zu beachten:

- keine Wand oder Strömungsbehinderung in der Nähe des Ventilatoreinlaufs, um eine gleichmäßige Anströmung zu gewährleisten
- Einbau einer Einlaufdüse am Ventilatoreinlauf
- der Abstand von Kanalkrümmern zum Ventilator (insbesondere zum Ventilatoreinlauf) sollte mindestens einen Ventilator Durchmesser betragen
- nicht vermeidbare Strömungshindernisse sollten mindestens den eineinhalbfachen Ventilator Durchmesser vom Ventilator entfernt, möglichst schlank und strömungsoptimiert ausgeführt sein
- der Abstand von Kanalkrümmern zum Verdampfer sollte mindestens den eineinhalbfachen Ventilator Durchmesser betragen

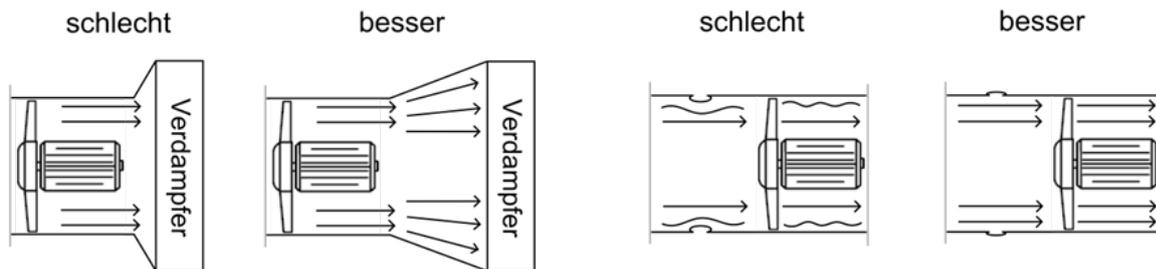
Abbildung 96 und Abbildung 97 aus [40] zeigen beispielhaft den korrekten Einbau des Ventilators in einen Strömungskanal. Der Einbau sollte so erfolgen, dass die Luftströmung möglichst ungehindert verlaufen kann.

Abbildung 96: Links: Einlaufdüse; Rechts: Abstand zwischen Krümmer und Ventilator



Quelle: Graf (2002) [40]

Abbildung 97: Links: Abstand zwischen Ventilator und Verdampfer; Rechts: Installation von vorspringenden Ausgleichsbälgen



Quelle: Graf (2002) [40]

8.2.3 Kompressor

8.2.3.1 Richtlinien und Maßnahmen zur Konstruktion lärmarmen Kompressoren

Wie in Kapitel 4.5.2 bereits erwähnt, existieren verschiedene Bauformen von Kompressoren. Aus diesem Grund sind Lärmentstehung und potentielle Schallminderungsmaßnahmen typenabhängig und können sich unterscheiden. Ein Leitfaden aus [44], soll einen allgemein gültigen Überblick über mögliche Lärminderungsmaßnahmen an Kompressoren geben:

- Einsatz von Schraubenspindel- oder Kreiselpumpen an Stelle von Zahnradschraubenpumpen (siehe Abbildung 98)
- Einsatz von Pulsationsdämpfern am Ein- und Austritt des Kompressors
- Entdröhnung des Riemenschuttkastens (falls vorhanden)
- akustisches Verschließen der Triebwerksbelüftung
- Verwendung eines geräuscharmen Getriebes bzw. Motors
- Einsatz einer geräuscharmen Schmierölpumpe (falls vorhanden)
- Reduktion der Drehzahl des Kompressors
- Verwendung eines Direktantriebs (siehe Abbildung 99)
- Einbau eines formstabilen Kurbelgehäuses (bei Hubkolben-Kompressoren)
- Vermeidung von Resonanzeffekten in angeschlossenen Rohrleitungen

In der Praxis sind gerade am Kompressor primäre Lärminderungsmaßnahmen oft nicht möglich. Es gibt jedoch eine Reihe von Möglichkeiten, Kompressorengeräusche mittels sekundärer Maßnahmen, z. B.

- körperschallentkoppelte Verbindung der Rohrleitungen zum Kompressor
- körperschallentkoppelte Aufstellung des Kompressors

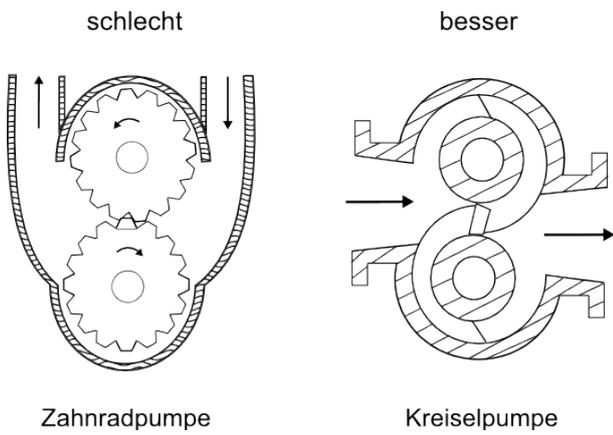
deutlich zu reduzieren. Diese werden in Abschnitt 8.3 ausführlich beschrieben.

8.2.3.2 Angaben der Kompressor-Hersteller

Ähnlich wie bei den Ventilatoren geben Hersteller häufig Schallemissionswerte ihrer Geräte an. Tatsächlich vergleichbar sind die Geräte nur, wenn sie nach Norm schalltechnisch vermessen wurden. Die standardisierte Methode zur Bestimmung des emittierten spektralen Schalleistungspegels von Kompressoren ist in DIN EN ISO 2151 [31] definiert.

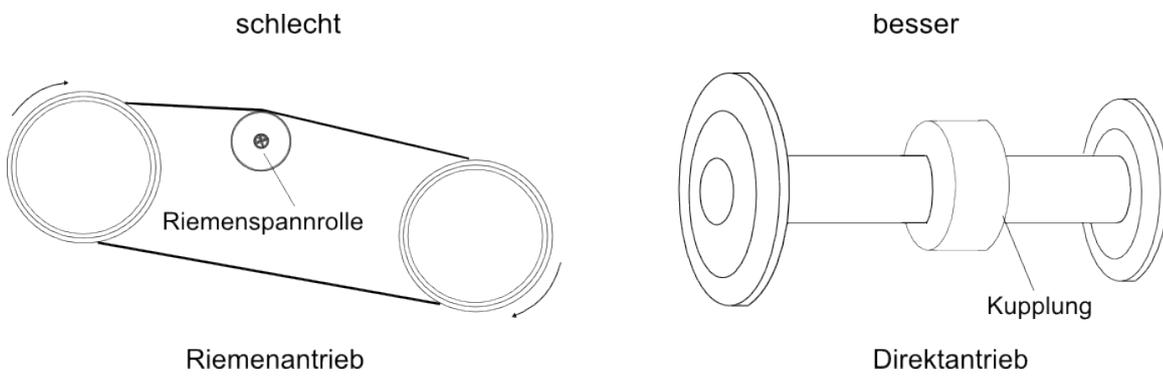
Wurde nicht nach Norm gemessen, kommt es vor, dass andere Größen als der Schalleistungspegel angegeben werden. Herstellerdaten variieren oft zwischen dem Schalleistungspegel, dem A-bewerteten Schalleistungspegel, dem Schalldruckpegel sowie dem A-bewerteten Schalldruckpegel. A-bewerteter Schalleistungspegel und A-bewerteter Schalldruckpegel können nur dann verglichen werden, wenn zusätzlich zum Schalldruckpegel die Entfernung zur Schallquelle bekannt ist (Abnahme des Schalldruckpegels mit zunehmender Entfernung zur Quelle). Diese Entfernung wird jedoch oft nicht angegeben. Der Vergleich von A bewertetem und nicht A-bewertetem Schalldruckpegel ist ausschließlich bei Kenntnis des gemessenen Terzbandspektrums möglich.

Abbildung 98: Einsatz von Kreiselpumpe an Stelle von Zahnradpumpe



Quelle: AFD

Abbildung 99: Verwendung eines Direktantriebs



Quelle: AFD

8.3 Sekundäre Lärminderungsmaßnahmen

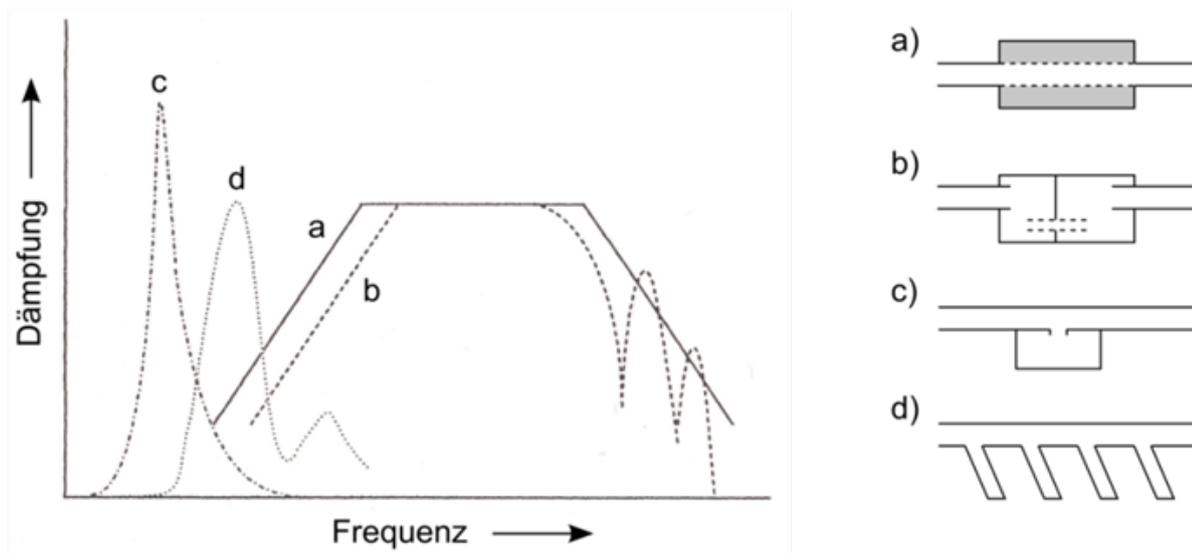
8.3.1 Schalldämpfer Zuluft-/Abluftkanal

Schalldämpfer stellen eine effektive Möglichkeit dar, um den an der Mündung von Zuluft- und Abluftkanälen von LWWP emittierten Luftschall zu mindern. Viele Hersteller bieten vor allem schalldämpfende Kanalelemente für die Installation von LWWP innerhalb von Gebäuden an. Für LWWP in Außenaufstellung kommen teilweise schalldämpfende und -dämmende Schallumlenkhauben zum Einsatz (vgl. Abschnitt 8.3.3)

Um den sich in einem Kanal ausbreitenden Schall zu mindern, kommen verschiedene Prinzipien für die Konstruktion eines Schalldämpfers in Frage. Entscheidend bei der Wahl des Schalldämpfer-Typs ist zum einen die geforderte frequenzabhängige Minderung, zum anderen der zulässige Druckverlust des Schalldämpfers. Darüber hinaus spielen Haltbarkeit, Verschmutzung und Temperaturfestigkeit eine Rolle. Abbildung 100 zeigt den charakteristischen spektralen Verlauf des Dämpfungsverhaltens verschiedener Schalldämpfer-Typen:

- a) Absorptionsschalldämpfer
- b) Reflexionsschalldämpfer
- c) Schalldämpfer mit Helmholtz-Resonatoren (Resonator aus einem Volumen und einem Röhrchen)
- d) Schalldämpfer mit $\lambda/4$ -Resonatoren (hier: abzweigendes Röhrchen)

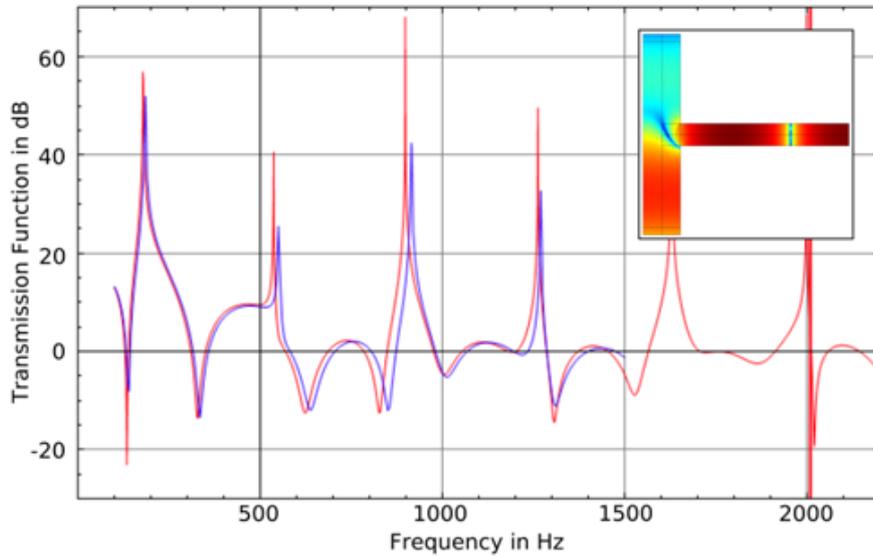
Abbildung 100: Links: charakteristischer spektraler Dämpfungsverlauf verschiedener Schalldämpfer-Typen; Rechts: Prinzipskizze einzelner Schalldämpfer-Typen



Quelle: Schirmer (1996) [48]; a) Absorptionsschalldämpfer; b) Reflexionsschalldämpfer; c) Resonanzschalldämpfer mit Helmholtz-Resonator; d) Resonanzschalldämpfer mit $\lambda/4$ -Resonator in Form eines Tannenbaum-Schalldämpfers

Die schalltechnische Auslegung von Schalldämpfern wie Absorptionsschalldämpfern oder Resonanzschalldämpfern werden von verschiedenen Akustikbüros angeboten. Dabei kommen oft analytische Verfahren (z. B. Netzwerkanalysemodelle) und numerische Werkzeuge zum Einsatz (vgl. Abbildung 101).

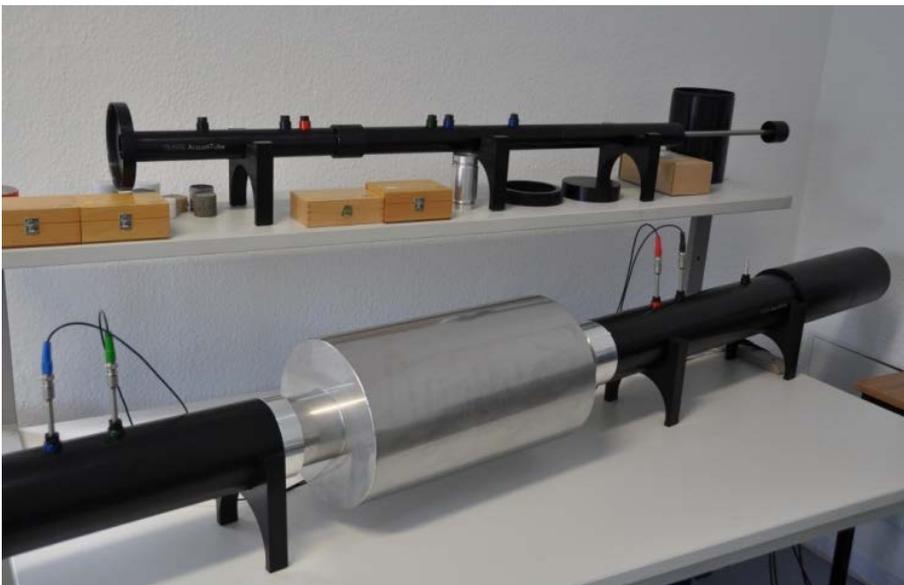
Abbildung 101: Vorhersage der spektralen Übertragungsfunktion eines $\lambda/4$ -Resonanz-Schalldämpfers



Quelle: Vergleich von analytischen (AFD 8001 - AcoustiCalc®; blaue Kurve) und numerischen (FEM; rote Kurve) Berechnungsergebnissen

Die messtechnische Überprüfung der Wirksamkeit von Schalldämpfern in Kanälen ist in DIN EN ISO 7235 [35] festgelegt, wobei Einfügungsdämpfung, Strömungsgeräusch und Gesamtdruckverlust ermittelt werden. Häufig vermessen Schalldämpferhersteller ihre Produkte nach oder in Anlehnung an diese Norm und geben die frequenzabhängige Einfügungsdämpfung an. Alternativ ermöglicht die Anwendung des Übertragungsmatrix-Verfahrens im Transmissionsrohr die messtechnische Bestimmung der spektralen Durchgangsdämpfung von Schalldämpfern (Bestimmung der schalltechnischen Wirkung des Schalldämpfers ohne Berücksichtigung des Rohrsystems, vgl. Abbildung 102).

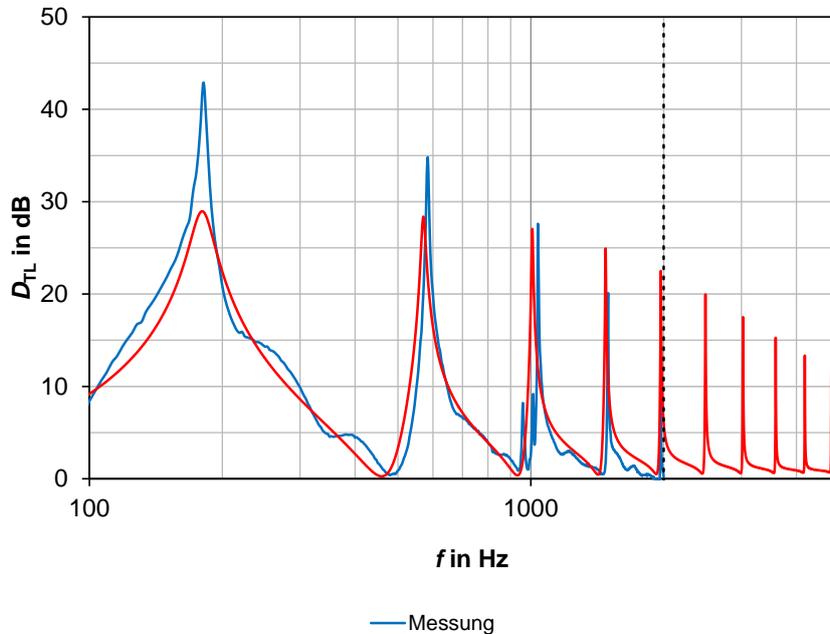
Abbildung 102: Messtechnische Bestimmung der spektralen Durchgangsdämpfung von Schalldämpfern auf Basis des Übertragungsmatrix-Verfahrens



Quelle: AFD; Transmissionsmessrohr AFD 1200 - AcoustiTube® der Gesellschaft für Akustikforschung Dresden mbH

Exemplarische Messergebnisse zeigen, dass die durch Schalldämpfer praktisch erreichbare spektrale Durchgangsdämpfung durch eine modellbasierte Auslegungssoftware hinreichend genau berechnet werden kann (vgl. Abbildung 103).

Abbildung 103: Vergleich der spektralen Durchgangsdämpfung eines Schalldämpfers aus Messung und analytischer Modellierung



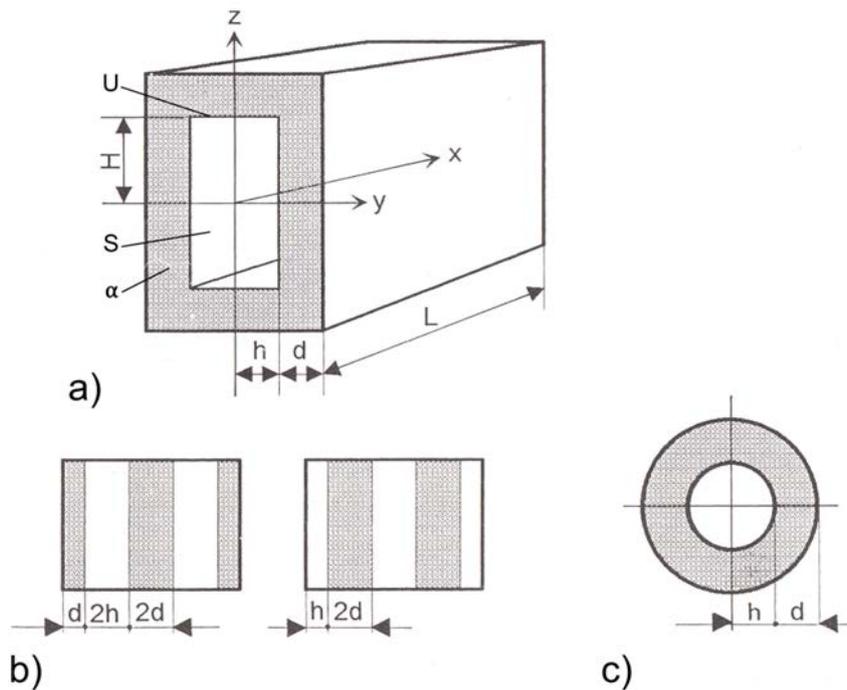
Quelle: AFD; Gemessene (blaue Kurve) und mittels Analyse-Software AFD 8001 - AcoustiCalc® modellierte (rote Kurve) spektrale Durchgangsdämpfung D_{TL}

8.3.1.1 Absorptionsschalldämpfer

Absorptionsschalldämpfer sind breitbandig wirksame Schalldämpfer mit einer hohen Dämpfung im mittleren und hohen Frequenzbereich. Die Dämpfung wird durch Einbringen von porösem Material in den Randbereich des Kanals erreicht. Absorptionsschalldämpfer eignen sich für den Einsatz an LWWP, da sie breitbandig wirken und gleichzeitig einen geringen Druckverlust aufweisen. Für die Minderung des tieffrequenten Lärms sind sie aufgrund der in diesem Fall geforderten großen Bauteilabmessung weniger geeignet.

Die Dämpfung D_L eines Absorptionsschalldämpfers der Länge L wird von seinen Abmessungen und dem Schallabsorptionsgrad α des eingebrachten Absorbermaterials bestimmt. Der Schallabsorptionsgrad eines Materials ist eine frequenzabhängige Größe zwischen Null und Eins, wobei Null keine Absorption und Eins eine vollständige Absorption des einfallenden Schalls bedeutet. Abbildung 104 zeigt verschiedene Möglichkeiten des Aufbaus eines Absorptionsschalldämpfers und dessen Abmessungen.

Abbildung 104: Grundformen von Absorptionsschalldämpfern

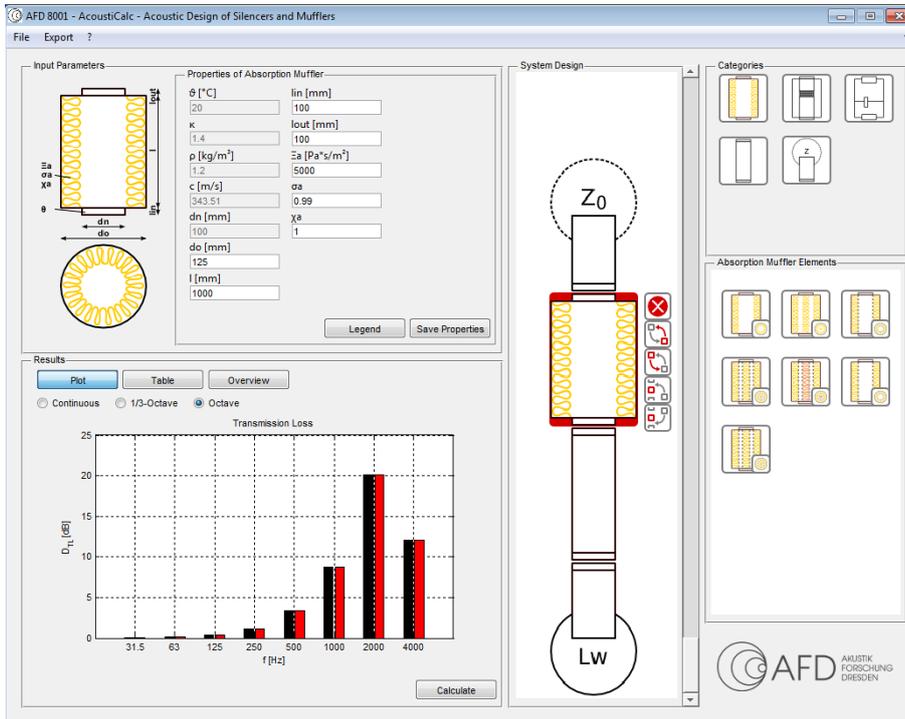


Quelle: Schirmer (1996) [48]; a) rechteckiger, allseitig ausgekleideter Kanal; b) schlitzförmiger Querschnitt mit schallharten Schmalseiten (Kulissen-Schalldämpfer); c) kreisförmiger Querschnitt (Rohrschalldämpfer)

Eine einfache Methode zur Abschätzung der Dämpfung eines Absorptionsschalldämpfers ist das Modell nach Piening (s. [48], [39]). Der Frequenzbereich wird dabei in drei Abschnitte unterteilt, wobei das Dämpfungsmaximum im mittleren Bereich zwischen einer unteren Grenzfrequenz f_u und einer oberen Grenzfrequenz f_o liegt (vgl. Abbildung 100, Kurve a)). Oberhalb von f_o nimmt die Wirksamkeit von Absorptionsschalldämpfern trotz eines hohen Absorptionsgrades des Absorbermaterials wieder ab. Dieser Effekt wird als Durchstrahleffekt bezeichnet und beschreibt die ungehinderte Ausbreitung der Schallwellen im Kanal in axialer Richtung ab einer bestimmten Frequenz. Die obere Grenzfrequenz wird daher auch als Durchstrahlfrequenz bezeichnet.

Es sei an dieser Stelle darauf hingewiesen, dass die Reflexionen am Ein- und Auslass des Schalldämpfers beim Piening-Modell nicht berücksichtigt werden. Sowohl bei Querschnittssprüngen als auch bei eingefügten Kulissen kann dies eine Rolle spielen. Prinzipiell stellt das Piening-Modell nur eine Abschätzung der Dämpfung dar. Eine genauere Auslegung und Berechnung der schalltechnischen Wirksamkeit von Absorptionsschalldämpfern kann anhand von [45] erfolgen. Dabei wird eine charakteristische Gleichung in Kombination mit spezifischen Absorbermodellen gelöst (z. B. durch Kettenbruchzerlegung). Die Gesellschaft für Akustikforschung Dresden mbH hat eine praktische und anwenderfreundliche Analysesoftware entwickelt, die diese Methode aufgreift (vgl. Abbildung 105)

Abbildung 105: Vorhersage der spektralen Durchgangsdämpfung/Einfügungsdämpfung von komplexen Schalldämpfersystemen auf Basis von Netzwerkmodellen



Quelle: AFD; Bedienoberfläche der Analysesoftware AFD 8001 - AcustiCalc® der Gesellschaft für Akustikforschung Dresden mbH

Im Hinblick auf die Optimierung der spektralen Dämpfung von Absorptionsschalldämpfern im tieffrequenten Bereich können optimierte Schallabsorptionsmaterialien zum Einsatz kommen. Dazu zählt z. B. die sogenannte metallische Hohlkugelstruktur (MHKS, vgl. Abbildung 106). Diese ist selbsttragend, formstabil und mit Hilfe standardmäßig in der Metallverarbeitung eingesetzter Verfahren mechanisch bearbeitbar.

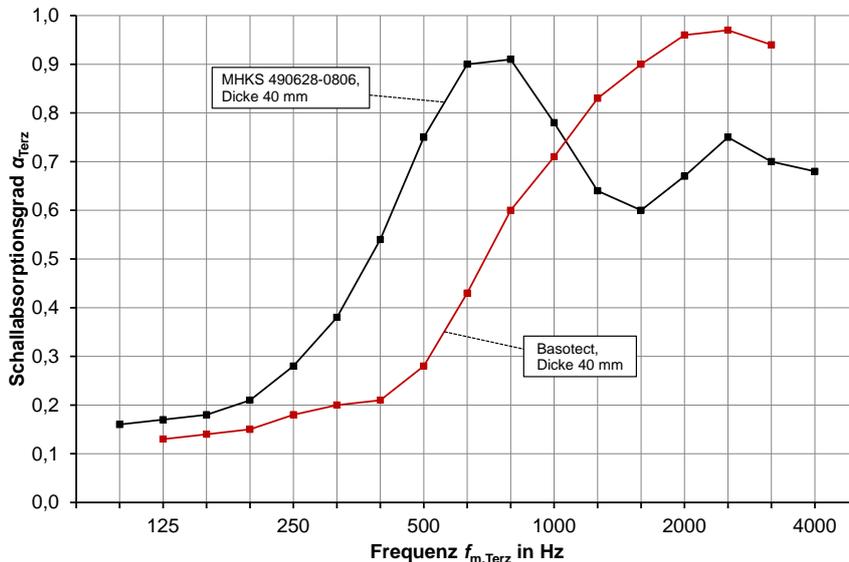
Abbildung 106: Links: mechanisch bearbeitete Metallische Hohlkugelstrukturen (MHKS); Rechts: Einsatz von MHKS innerhalb von Absorptionsschalldämpfern



Quelle: AFD

Abbildung 107 zeigt den spektralen Schallabsorptionsgrad einer 40 mm starken MHKS im Vergleich zu dem eines Melaminharzschaums (Basotect) gleicher Stärke. Darin ist zu erkennen, dass die MHKS zur Minderung tieffrequenter Geräusche besser geeignet sind als herkömmliche Absorber. Ursache für das bessere Schallabsorptionsvermögen der MHKS ist die höhere Tortuosität der Struktur bedingt durch deren kugelförmigen Gitteraufbau.

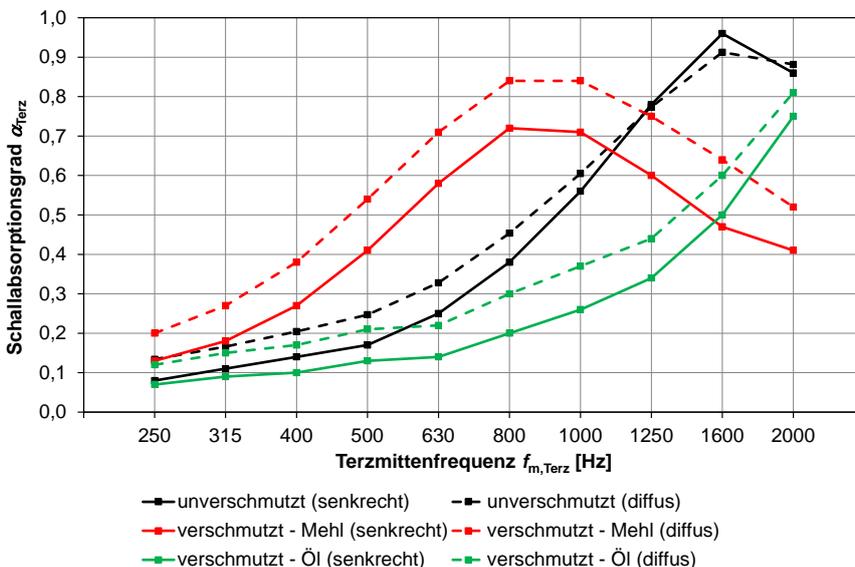
Abbildung 107: Messergebnisse des Schallabsorptionsgrads von Probekörpern aus MHKS und Melaminharzschaum



Quelle: AFD; Prüfkörperdicke: 40 mm; rot: Melaminharzschaum; schwarz: MHKS

Wie in Abbildung 108 zu erkennen ist, behält die MHKS in verschmutzten Umgebungen gegenüber herkömmlichen Absorptionsmaterialien weitgehend ihre schallabsorbierenden Eigenschaften. Bei staubartiger Verschmutzung wird der Schallabsorptionsgrad bei tiefen Frequenzen u. U. sogar noch verbessert. Nicht zuletzt besitzt die MHKS gegenüber Mineralwollabsorbieren die Vorteile der mechanischen Festigkeit, der Feuchtigkeitsresistenz und der Reinigbarkeit des Absorbers ohne Zerstörung der schallabsorbierenden Eigenschaften.

Abbildung 108: Messergebnisse des Schallabsorptionsgrads einer unverschmutzten bzw. verschmutzten MHKS

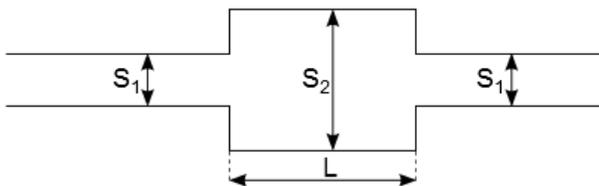


Quelle: AFD; Prüfkörperdicke: 20 mm; durchgezogene Kurve: Schallabsorptionsgrad für senkrechten Schalleinfall; gestrichelte Kurve: Schallabsorptionsgrad für diffusen Schalleinfall

8.3.1.2 Reflexionsschalldämpfer

Reflexionsschalldämpfer weisen eine breitbandige hohe Minderung des Luftschalls auf. Die Minderung wird hierbei, vereinfachend ausgedrückt, durch Schallfelddiskontinuitäten (Impedanzsprünge, z. B. durch Querschnittsprünge) hervorgerufen. Reflexionsschalldämpfer sind häufig komplexe Strukturen mit mehreren Kammern und Röhren, um eine möglichst hohe Wirkung zu erzielen. Dies verursacht jedoch in der Regel auch einen hohen Druckverlust. Im Einzelfall ist daher zu prüfen, ob der Reflexionsschalldämpfer für den Einsatz in einer LWWP geeignet ist. Abbildung 109 zeigt beispielhaft den Aufbau eines Kammer-Schalldämpfers mit den Querschnitten S_1 und S_2 und der Kammerlänge L .

Abbildung 109: Kammer-Schalldämpfer



Quelle: AFD

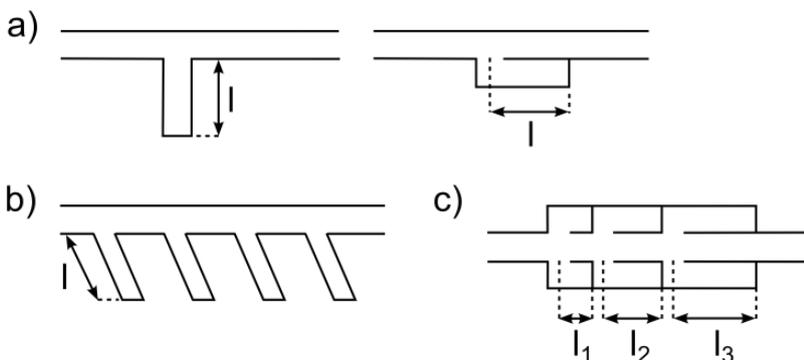
8.3.1.3 $\lambda/4$ -Resonatoren

Schalldämpfer mit $\lambda/4$ -Resonatoren wirken schmalbandig und eignen sich für die Minderung einzelner tonaler Geräuschkomponenten im tiefen und mittleren Frequenzbereich. Das Prinzip der Minderung basiert auf dem Eintrag einer Schallfelddiskontinuität (Impedanzsprung) an einer Stelle im Kanalsystem (hier: Zuluft- / Abluftkanal der LWWP). Diese Diskontinuität wird durch eine Stehwelle in einem Abzweig (Abbildung 110) erzwungen. Die Resonanzfrequenzen

$$f_n = \frac{c}{4L} (2n - 1) \quad \text{mit} \quad n = 1, 2, 3, \dots \quad (11)$$

sind abhängig von der Länge L des Resonators (vgl. [39]). Um z. B. die Drehklangfrequenz eines Ventilators von ca. 75 Hz (vgl. Tabelle 9) effektiv zu mindern, muss die Länge des $\lambda/4$ -Resonators ca. 1,14 m betragen. Abbildung 110 zeigt verschiedene Ausführungen von $\lambda/4$ -Resonatoren der Länge L .

Abbildung 110: $\lambda/4$ -Resonatoren



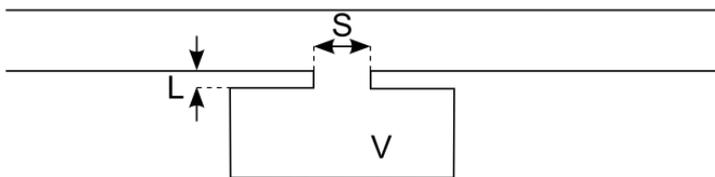
Quelle: AFD; a) einfache Stichleitung; b) Tannenbaumresonator; c) Rohrschalldämpfer mit Kammern verschiedener Länge

Abbildung 100, Kurve d) zeigt einen charakteristischen Dämpfungsverlauf eines $\lambda/4$ -Resonators. Die Breite des spektralen Dämpfungsmaximums wird vom Verhältnis der Querschnitte von Resonator und Rohrleitung bestimmt. Je größer der Querschnitt des Resonators ist, umso breiter ist das spektrale Dämpfungsmaximum. Durch mehrere Resonatoren gleicher Länge (Tannenbaumresonator, vgl. Abbildung 110 b)) kann die schmalbandige Wirksamkeit des Systems erhöht werden. Mit einer Konstruktion mehrerer $\lambda/4$ -Resonatoren verschiedener Länge (vgl. Abbildung 110 c)) ist es möglich, breitbandige Dämpfungen zu erzielen.

8.3.1.4 Helmholtz-Resonatoren

Schalldämpfer mit Helmholtz-Resonatoren (Volumen und Röhrcchen) wirken ebenfalls schmalbandig und eignen sich somit auch für die Minderung einzelner tonaler Geräuschkomponenten im tiefen und mittleren Frequenzbereich. Das Prinzip der Minderung entspricht dem Schalldämpfer mit $\lambda/4$ -Resonatoren. Die Diskontinuität wird hier jedoch durch das in Resonanz betriebene Feder-Masse-System (Volumen und Röhrcchen) erzwungen. Der Druckverlust dieser Schalldämpferart ist gering. Zum Teil wird Schallenergie durch den Einsatz von porösen Materialien und durch Strömungsverluste dissipiert. Die Resonanzfrequenz f_0 des Feder-Masse-Systems bestimmt sich aus dem Querschnitt des Resonatorhalses S , der Länge L des Resonatorhalses und dem Luftvolumen V in der Resonator kammer (vgl. Abbildung 111).

Abbildung 111: Abmessungen Helmholtz-Resonator



Quelle: AFD

Handelt es sich bei der Abdeckung des Luftvolumens lediglich um eine gelochte Platte, so entspricht die Dicke der Platte der Länge des Resonatorhalses. Da die schwingende Luftsäule im Resonatorhals Teile der Luft innerhalb und außerhalb der Kammer zum Schwingen anregt, wird dieser Effekt in Form einer sogenannten Mündungskorrektur $2\Delta L$ in die Berechnung der Resonanzfrequenz des Masse-Feder-Systems

$$f_0 = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{S}{V \cdot (L + 2\Delta L)}} \quad (12)$$

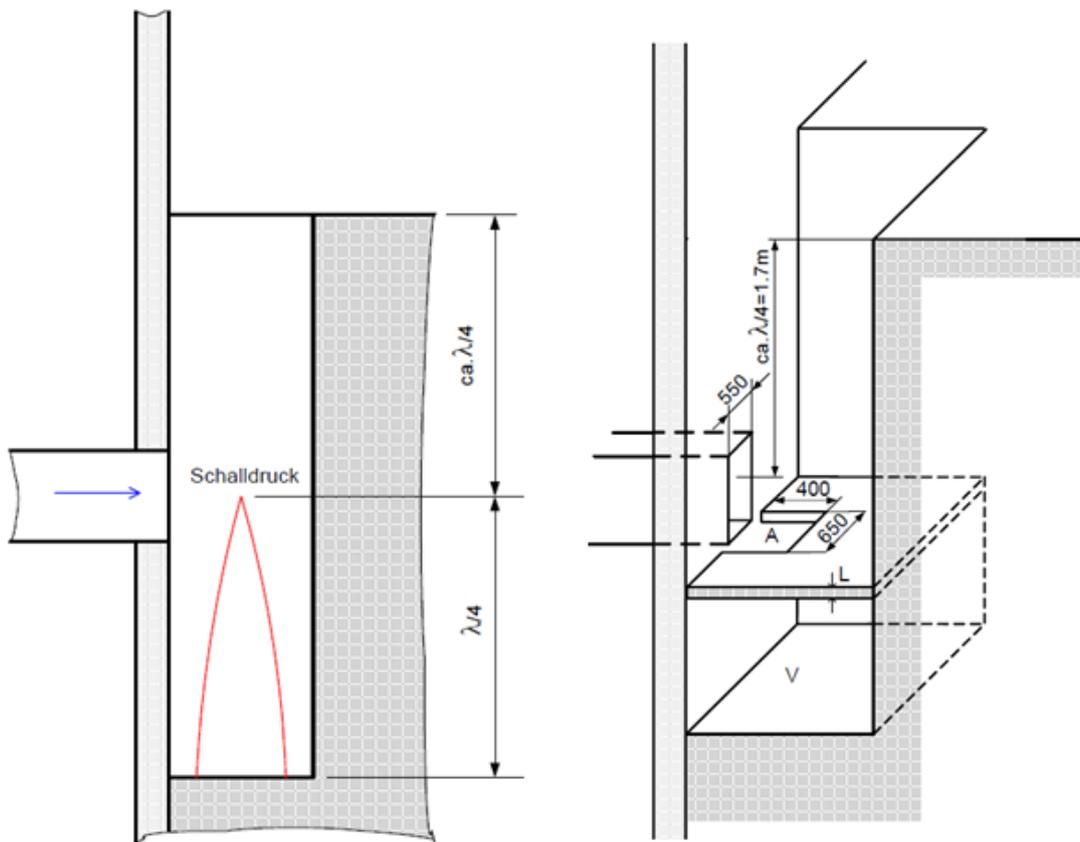
mit

$$2\Delta L \cong 0,8 \cdot \sqrt{S} \quad (13)$$

einbezogen (vgl. [38]).

Wie in Abbildung 112, rechts, vorgeschlagen, ist es möglich, einen Helmholtz-Resonator im Lichtschacht auf den Schaufeldrehklang abzustimmen. Bei gleicher Dämpfung ist der Platzbedarf eines Helmholtz-Resonators geringer als der eines $\lambda/4$ -Resonators. Ein Dimensionierungsbeispiel für einen Helmholtz-Resonator im Lichtschacht ist in [40] gegeben.

Abbildung 112: Prinzip von Resonatoren im Lichtschacht



Quelle: Graf (2002) [40]; Links: $\lambda/4$ -Resonator; Rechts: Helmholtz-Resonator

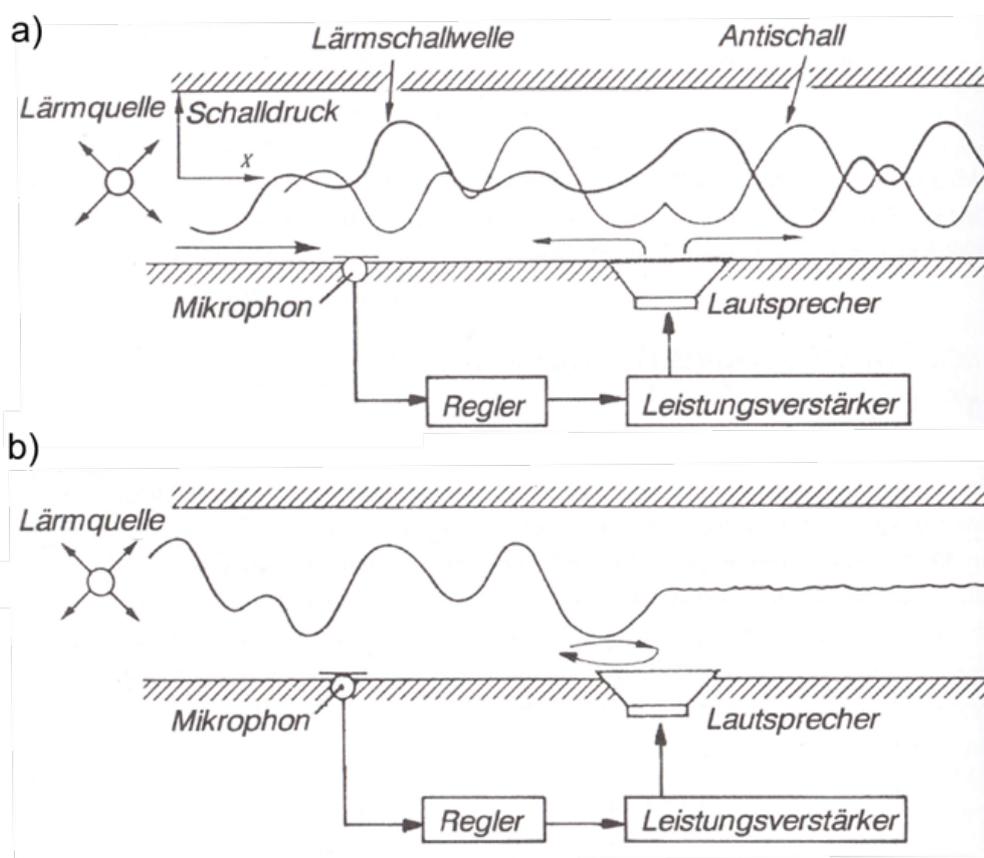
8.3.1.5 Aktive Schalldämpfer

Systeme mit aktiver Minderung, auch bezeichnet als ANC-Systeme (Active Noise Control), können vor allem im tieffrequenten Bereich effektiv zur Geräuschminderung eingesetzt werden. Im Gegensatz zu Resonatoren ist ein ANC-System nicht an eine diskrete Resonanzfrequenz gekoppelt, sodass auch breitbandige Minderungen bis in den mittleren Frequenzbereich hinein erzielt werden können.

Ein grundlegendes einfaches ANC-System besteht aus einem Mikrofon, einem Regler und einem Lautsprecher, der in den Kanal eingebaut ist (vgl. Abbildung 113, links). Ein mit Hilfe des Reglers berechnetes, um 180° phasengedrehtes Signal wird vom Lautsprecher erzeugt und als sogenannter Antischall zusätzlich zur vorhandenen Lärmschallwelle in den Kanal eingebracht. Die Interferenz aus Lärmschallwelle und Antischall ergibt ein Signal, das eine gegenüber dem Original um ein Vielfaches verminderte Amplitude (Idealfall: Auslöschung) besitzt (vgl. Abbildung 113, b)).

Aktive Systeme benötigen eine Stromversorgung. Der Vorteil eines solchen Systems liegt jedoch in der hohen breitbandigen Wirkung im tieffrequenten Bereich, bei gleichzeitig geringem Platzaufwand und geringem Druckverlust.

Abbildung 113:a) Prinzip der Überlagerung von Lärmschallwelle und Antischall im Kanal; b) Resultierendes Schallfeld nach der Überlagerung von Lärmschallwelle und Antischall



Quelle: Lips (2008) [44]

8.3.2 Schallschutzkapsel Kompressor

8.3.2.1 Dimensionierung der Kapsel

Mit Hilfe einer schalldämmenden Kapsel ist es möglich, die Schallausbreitung einer Lärmquelle einzuschränken. Die Lärmquelle wird dafür von schalldämmend und schalldämpfend ausgebildeten Kapselwänden umschlossen. Der vom Kompressor der LWWP erzeugte Lärm kann durch eine Kapselung wirkungsvoll reduziert werden. Abbildung 114 zeigt schematisch die Kapselung eines Kompressors, wobei der Kompressor stellvertretend für alle Komponenten einer LWWP steht.

Ein Maß für die schalltechnische Wirksamkeit einer Kapsel ist das Einfügungsdämmmaß

$$D_{eK} = L_{W1} - L_{W2}, \quad (14)$$

das sich aus der Differenz des abgestrahlten Schalleistungspegels der Quelle ohne Kapsel L_{W1} und des abgestrahlten Schalleistungspegels der Quelle mit Kapsel L_{W2} ergibt. Um ein möglichst hohes Einfügungsdämmmaß der Kapsel zu erreichen, müssen alle Wege einer möglichen Körperschallübertragung ausreichend Körperschallisoliert werden. Die Pegelsenkung ΔL_K durch die Kapselwand berechnet sich zu

$$\Delta L_K = R - 10 \cdot \lg \left(\frac{S_K}{\alpha \cdot S_A} \right) \text{ dB} \quad \text{für} \quad \alpha \gg \tau \quad (15)$$

mit

R Luftschalldämmmaß der Kapselwände

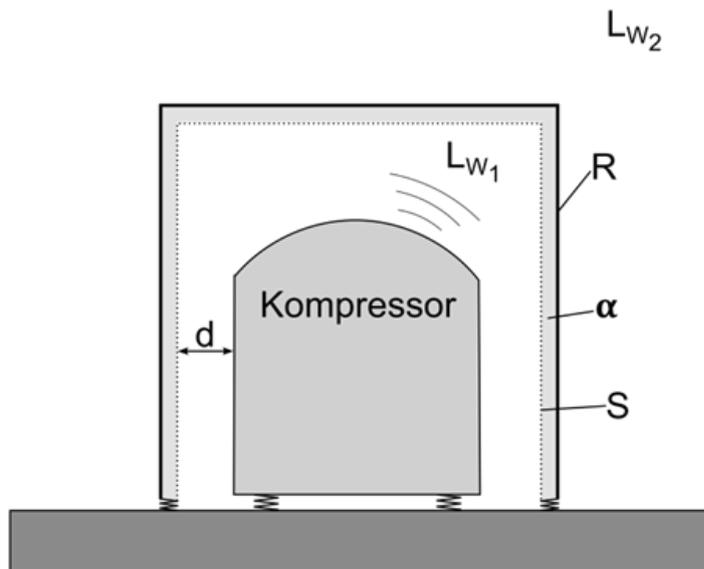
α Absorptionsgrad der schallabsorbierend ausgekleideten Kapselwände

τ Transmissionsgrad der Kapselwände

S_A Oberfläche der schallabsorbierend ausgekleideten Kapselwände ($S_A \leq S_K$)

S_K Oberfläche aller Kapselwände (ohne Öffnungen)

Abbildung 114: Gekapselter Kompressor



Quelle: AFD; d : Abstand des Kompressors zur Kapselwand; S_K : Oberfläche der Kapselwand; R : Schalldämmung der Kapselwand; α : Schallabsorptionsgrad der Kapselwand; L_{W1} : innerhalb der Kapsel emittierte Schalleistung des Kompressors; L_{W2} : außerhalb der Kapsel abgestrahlte Schalleistung

Wie aus Gleichung (15) ersichtlich ist, erfordert eine hohe Pegelsenkung durch die Kapselwand sowohl eine hohe Luftschalldämmung als auch einen hohen Schallabsorptionsgrad (dissipativer Anteil) der Kapselinnenwände. Wird die schalltechnische Wirksamkeit der Kapselwand nicht durch unzureichende Körperschallisolation oder durch Undichtigkeiten herabgesetzt, so entspricht die Pegelsenkung durch die Kapselwand der Einfügungsdämpfung der Kapsel.

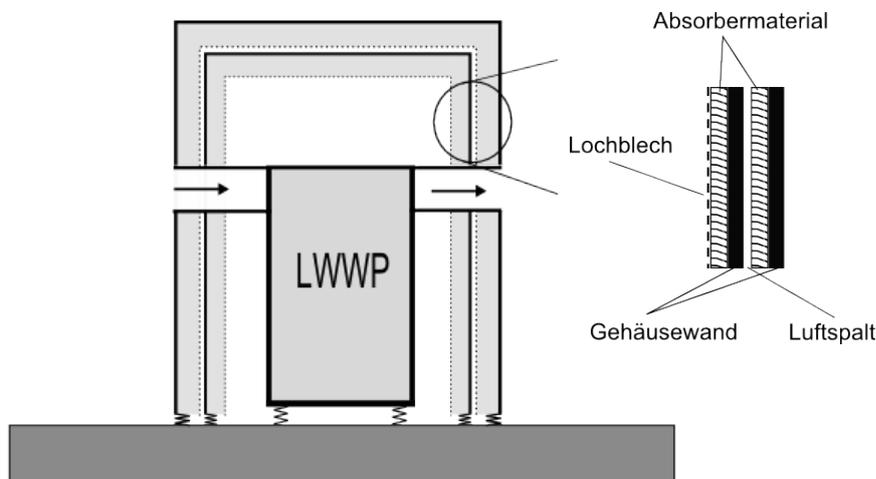
Die wichtigsten Einflussfaktoren für die Konstruktion einer wirksamen Kapsel sind dementsprechend:

- Luftschalldämmung der Kapselwand R und deren Biege-Verlustfaktor
- Schallabsorptionsgrad α des Absorptionsmaterials auf der Kapselinnenseite (dissipativer Anteil)
- Körperschallisolation der Kapselwand
- Anteil der Öffnungen und Undichtigkeiten der Kapselfläche.

Die Luftschalldämmung R ist eine frequenzabhängige Größe und sollte an die Schalleistung der Maschine L_{W1} angepasst sein. Eine wirksame Kapselwand hat ein hohes Flächengewicht, geringe Biegesteifigkeit und einen hohen Biegeverlustfaktor. Modelle zur Berechnung der Luftschalldämmung von Kapselwänden sind u. a. in [48] zu finden. Da es sich bei Kapselwänden z. T. um Bleche mit begrenzten Abmessungen handelt, ist eine Entdröhnung

notwendig. Meist ist jedoch schon die schallabsorbierende Kapselinnenauskleidung ausreichend. Ist dies nicht der Fall, so ist eine zusätzliche Entdröhnung mittels Spritzmasse oder Schwerfolie mit hohem Flächengewicht möglich (vgl. Abschnitt 8.3.2.2). Da bei LWWP tieffrequente Anteile im Spektrum als besonders kritisch behandelt werden müssen, sei an dieser Stelle angemerkt, dass u. U. eine gezielt ausgelegte Doppelwandkonstruktion zum Ziel führen kann. Maßgeblich ist hierbei jedoch, dass die Resonanzfrequenz des mechanischen Masse-Feder-Masse-Systems der Doppelwand sehr tieffrequent ausgelegt werden muss. Die beiden Einzelschalen der Doppelwand entsprechen den beiden Massen des Resonanzsystems, das Luftvolumen bzw. die schwingungsisolierende Schicht zwischen den beiden Einzelschalen verkörpert die mechanische Feder.

Abbildung 115: Doppelwandkonstruktion



Quelle: AFD

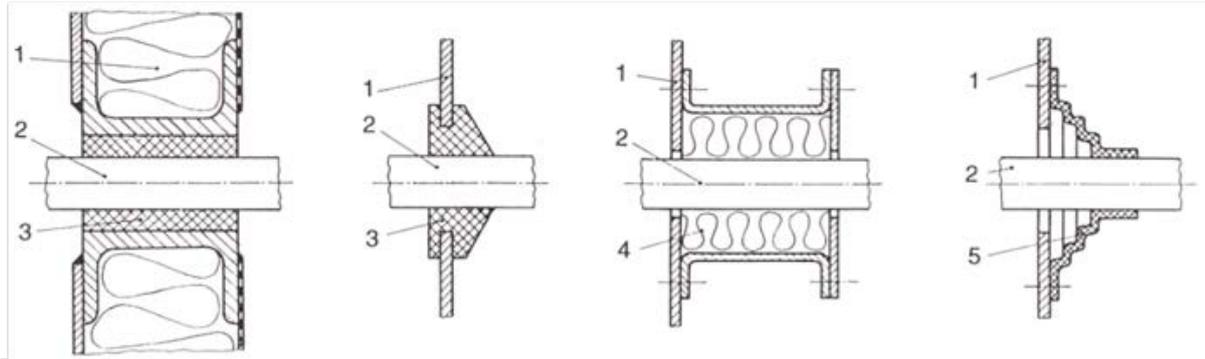
Der Schallabsorptionsgrad α des Absorptionsmaterials auf der Kapselinnenseite beschreibt die frequenzabhängige schalltechnische Wirksamkeit des Absorbers. Ohne Absorber oder ohne Entdröhnung kommt es zur maßgeblichen Verschlechterung der Wirksamkeit der Kapsel. Die Summe der Fläche aller Öffnungen und Undichtigkeiten stellt bei sonst optimalem Wandaufbau den begrenzenden Faktor dar. Die Kapsel sollte daher möglichst wenig und wenn, dann nur kleine Öffnungen haben (vgl. Tabelle 11). Besonders kritisch in Bezug auf Undichtigkeiten sind Rohrdurchführungen, da sie zusätzlich Körperschallentkoppelt von der Kapselwand eingebracht werden müssen. Einige prinzipielle Möglichkeiten von isolierenden Rohrdurchführungen werden in Abbildung 116 gezeigt.

Tabelle 11: Maximal erreichbare Einfügungsdämmung bei optimalem Wandaufbau in Abhängigkeit von der Fläche der Öffnungen

Summe der Fläche aller Öffnungen in Prozent der Gesamtkapsel­fläche	Erzielbares Einfügungsdämmmaß bei optimalem Wandaufbau in dB
0,01	ca. 40
0,1	ca. 30
1	ca. 20
10	ca. 10

Quelle: Lips (2008) [43]

Abbildung 116: Möglichkeiten zur isolierten Durchführung einer Rohrleitung durch eine Kapselwand



Quelle: Schirmer (1996) [48]; 1: Kapselwandung bzw. Kapsel aus Stahlblech; 2: Rohrleitung; 3: Formstück aus Gummi oder elastischem Kunststoff; 4: Fasermaterial, z. B. Mineral-, Basalt- oder Glaswolle; 5: Gummimanschette

Ebenso sollten Klappen und Türen mit Dichtungen versehen sein. Um Undichtigkeiten der Kapsel am Boden zu vermeiden, empfiehlt sich die Aufstellung der Kapsel auf vollständig abschließenden, weichen Gummielementen.

Zur Verringerung der direkten Körperschallübertragung von der Maschine auf die Kapselwände, sollte ein Mindestabstand

$$d \geq \frac{10^7}{m'' \cdot f^2} \text{ mm} \tag{16}$$

mit

m'' Flächengewicht der Kapselwand in kg/m^2

f niedrigste Frequenz in Hz, bei der noch Anforderung an Schalldämmmaß aufgestellt werden kann

zwischen Kompressor und Kapselwand eingehalten werden.

Die Kapselwand muss vollständig vom Kompressor und anderen schwingenden Teilen entkoppelt sein, da sonst Körperschall von der Kapseloberfläche als Luftschall in die Umgebung abgestrahlt wird. Der indirekte Weg der Körperschallübertragung über den Boden muss ebenfalls unterbunden werden.

Eine ausführliche und praxisnahe Betrachtung des Themas Kapselung mit diversen Dimensionierungsbeispielen wird in [43] gegeben. Eine vertiefende Ausführung zu verschiedenen schalldämmenden Wandaufbauten und Schallschutzkapseln ist [48] zu entnehmen.

8.3.2.2 Einsatz von Entdröhnbelägen

Großflächige, elastische Materialien, wie Bleche, weisen eine geringe Eigendämpfung auf. Ist eine Vermeidung der Anregung mittels Körperschallentkopplung nur teilweise oder gar nicht möglich, so ist eine Entdröhnung dieser Flächen durch sogenannte Entdröhnbeläge oder Entdröhnfolien notwendig (s. Abbildung 117). Diese erhöhen die Dämpfung der Materialien deutlich und verringern somit den Abstrahlgrad. Entdröhnbeläge bestehen aus einer viskoelastischen Schicht wie Gummi oder Klebstoff und optional aus einer dünnwandigen Deckschicht. Die Minderung der Schwingungsenergie erfolgt durch Umwandlung von kinetischer Energie in Wärme. Im Allgemeinen erhöht sich die Dämpfung des Gesamtaufbaus mit zunehmender Dicke des dämpfenden Belages. Bei sehr großen Verhältnissen zwischen der Dicke des Belags und der Dicke der Grundstruktur kann die Dämpfung wieder abnehmen. Der

Belag wird dort angebracht, wo die größten Schwingamplituden auftreten. Ob er auf der Innen- oder der Außenseite der schwingenden Fläche angebracht wird, spielt dabei keine Rolle.

Im Handel sind selbstklebende Folien auf Bitumenbasis oder Spachtelmassen zum Entdröhnen erhältlich. Bei Strömungskanälen ist die Auskleidung mit absorbierendem Material für die Entdröhnung in der Regel ausreichend.

Abbildung 117: Entdröhnung eines schwingenden Blechpanels

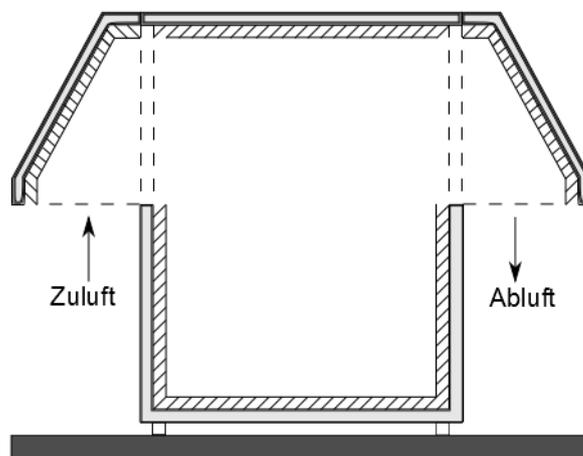


Quelle: Graf (2000) [40]

8.3.3 Schallumlenkhaube Zuluft-/Abluftstrecke

Die Schallumlenkhaube als potentielle Lärminderungsmaßnahme für LWWP bei Außen- aufstellung stellt eine Kombination aus Schallschutzkapsel mit Öffnungsflächen und schalldämpfendem Zuluft-/Abluftkanal dar (vgl. Abbildung 118). Im Gegensatz zu einer herkömmlichen Schallschutzkapsel kann jedoch durch den nach unten gerichteten Lufteinlass/- auslass eine zusätzliche Schirmwirkung erreicht werden, die mit zunehmender Frequenz steigt. Daraus resultiert eine Schallabstrahlung der LWWP mit verstärkter Richtwirkung.

Abbildung 118: Links: LWWP mit Schallumlenkhaube; Rechts: Prinzipskizze Schallumlenkhaube

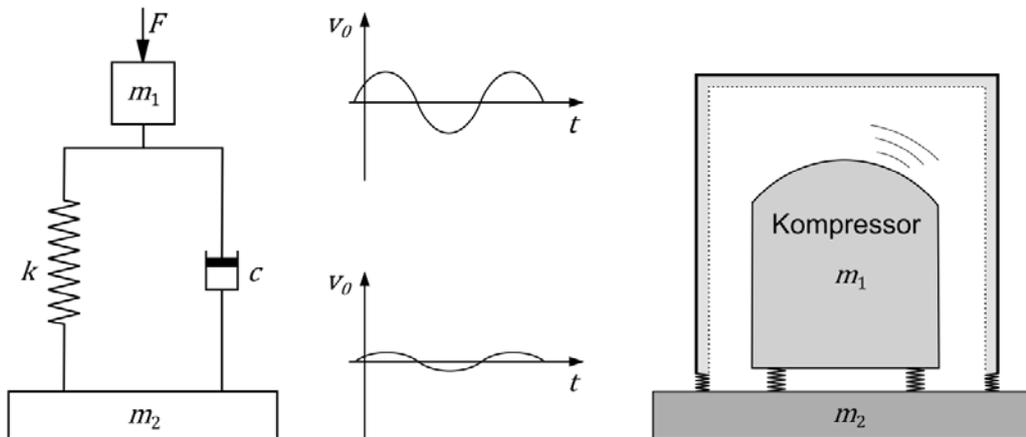


Quelle: AFD; Körperschallisolation Kompressor-Fundament

8.3.3.1 Schwingungstechnische Entkopplung des Aggregatfundaments

Die Kraftanregung des Kompressors einer LWWP führt zu einer Übertragung der Schwingungen in das Fundament, die durch den Einsatz einer Körperschallisolation reduziert werden muss. Eine Körperschallisolation kann als Feder-Masse-Systeme beschrieben werden. Federnde Elemente sind durch die Federsteifigkeit s und die Dämpfungskonstante r und charakterisiert. Die Masse m_1 wird durch die Kraft F angeregt und überträgt die Energie auf eine zweite Masse m_2 . Genau diese Übertragung soll durch die Körperschallisolation minimiert werden.

Abbildung 119: Links: kraftangeregtes Feder-Masse-System; Rechts: reales Feder-Masse-System



Quelle: AFD

Als Ausgangssituation liegt ein schwingendes System mit einem bestimmten Anregungsspektrum vor. Jedes Feder-Masse-System besitzt eine Resonanzfrequenz f_{res} , an deren Stelle die Schwingungsübertragung ihr Maximum aufweist. Entscheidend für die Körperschallisolation ist das Verhältnis der Erregerfrequenz f zur Eigenfrequenz f_{res} des Feder-Masse-Systems. Die elastische Lagerung kann dabei so ausgelegt werden, dass die Erregerfrequenzen über der Resonanzfrequenz f_{res} des Systems liegen. Diese Abstimmung wird auch als überkritische Abstimmung bezeichnet. Für den praktischen Fall ist ein Verhältnis zwischen f und f_{res} von mindestens Drei anzustreben.

Die Resonanzfrequenz f_{res} ergibt sich aus der Federsteifigkeit s des Dämpfungselementes, der Gesamtmasse m_1 des schwingenden Systems (LWWP mit Kompressor) und der Gesamtmasse m_2 des Fundaments nach [1] zu

$$f_{res} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{s \cdot \left(\frac{1}{m_1} + \frac{1}{m_2} \right)}. \quad (17)$$

Bei optimaler Aufstellung auf einem festen Fundament mit sehr großer Masse, kann die Masse m_2 vernachlässigt werden, sodass:

$$f_{res} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{s}{m_1}} \quad \text{für} \quad m_2 \geq 10m_1. \quad (18)$$

Nach [46] ergibt sich die Federsteifigkeit s aus dem Elastizitätsmodul E des Materials und den Abmessungen des Elementes zu

$$s = \frac{E \cdot S}{L_0} \quad (19)$$

mit

S Fläche des Dämmmaterials in m^2

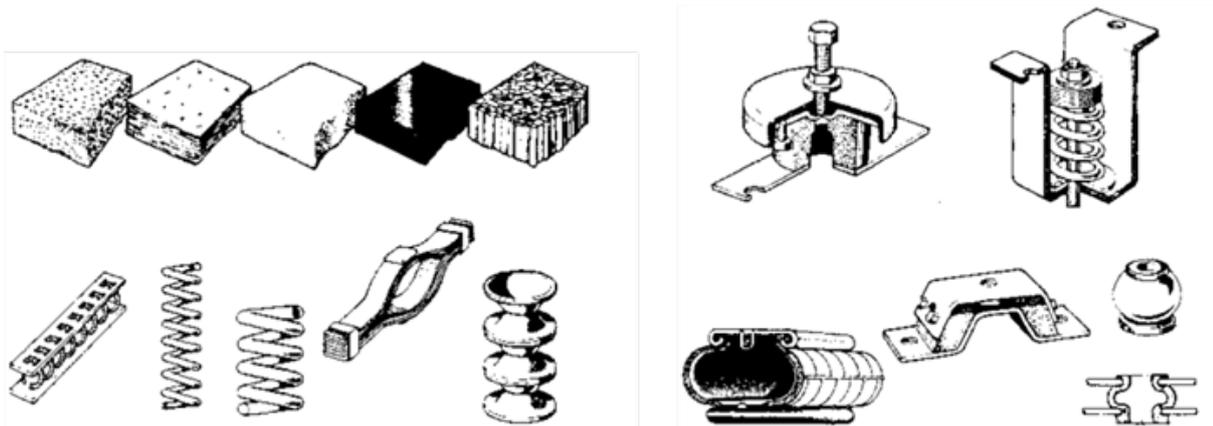
L_0 Länge der Feder (Dicke des Materials) in m .

Es wird dabei davon ausgegangen, dass der Elastizitätsmodul eine konstante Größe der Feder ist.

8.3.3.2 Praktische Auslegung der Dämpfungselemente

Aus schalltechnischer Sicht ist die Auslegung von Dämpfungselementen unkompliziert. Dämpfungselemente können z. B. aus Gummi (Elastomere) gefertigt sein. Ebenso ist der Einsatz von Stahlfedern, Stahlseitenelementen oder Luftfedern möglich. Abbildung 120 zeigt Beispiele verschiedener Federelemente.

Abbildung 120: Beispiele von Federelementen



Quelle: Möser (2009) [46]

Die Nennlast bzw. der statische Druck p_{stat} der zu isolierenden Maschine, also der LWWP, berechnet sich anhand von

$$p_{stat} = \frac{m_1 \cdot g}{S} \quad (20)$$

mit

m_1 Masse der LWWP

g Erdbeschleunigung, $g = 9,81 \text{ m/s}^2$

S Auflagefläche der Maschine in m^2 .

Ist die Forderung der maximalen Nennlast erfüllt, ist eine Berechnung der Federsteifigkeit s nach Gleichung (19) möglich, woraus sich nach Gleichung (17) bzw. (18) die Resonanzfrequenz des Systems ergibt. Der für die Berechnung der Federsteifigkeit erforderliche Elastizitäts-Modul wird von den Herstellern in der Regel angegeben. Einige Hersteller geben die Resonanzfrequenz ihrer Dämpfer direkt an. Prinzipiell ist es empfehlenswert, die berechneten Ergebnisse bzw. die vom Hersteller angegebenen Werte anhand von Schwingungsmessungen zu überprüfen.

Die sehr tiefrequenten Anregungsfrequenzen der LWWP erfordern Isolatoren mit geringer Steifigkeit. Mit Verringerung der Steifigkeit vermindert sich bei Elastomeren auch die Tragfähigkeit. Aus diesem Grund empfehlen sich für den sehr tiefrequenten Einsatz Stahl- und Luftfedern, da sie trotz geringer Steifigkeit noch über eine ausreichende Tragfähigkeit verfügen. Bei der Auslegung sollte außerdem beachtet werden, dass der Kompressor beim Hochlauf die Resonanzfrequenz des Systems durchfährt. Daher ist eine ausreichende Dämpfung des Systems erforderlich.

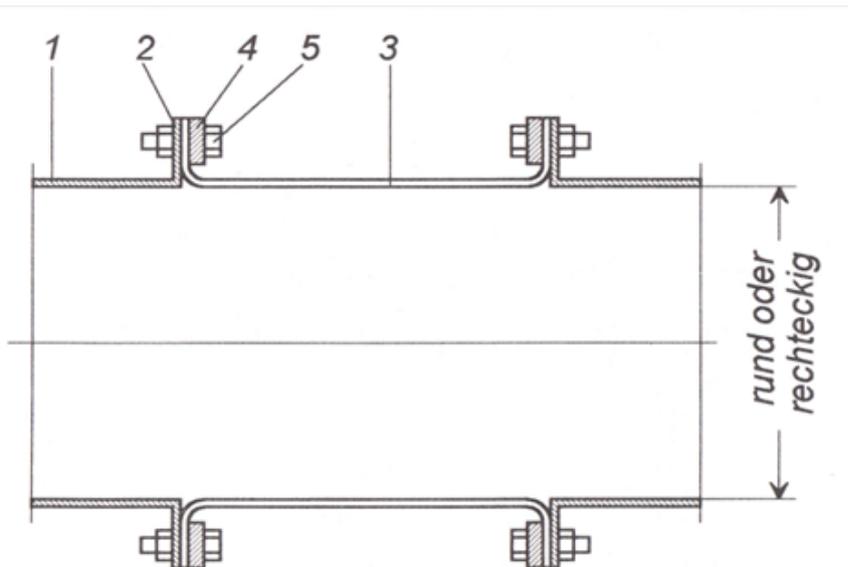
Der Einsatz von Schwingungsisolatoren ist nur dann wirksam, wenn alle Übertragungswege vollständig unterbrochen sind. Ungewollte Übertragungswege von Körperschall werden auch als Körperschallbrücken bezeichnet. Sie sind unbedingt zu vermeiden. Ist die Quelle aus schwingungstechnischer Sicht nicht vollständig von ihrer Umgebung getrennt, ist die Entkopplung vollständig oder teilweise wirkungslos. Körperschallbrücken sind harte, metallische Verbindungen, dazu zählen z. B. Schrauben, Nieten, Schweißnähte, starre Rohre usw.

Die Wirkung der Schwingungsisolation ist darüber hinaus von der mechanischen Eingangs-impedanz des Blockfundaments oder auch der Bodenplatte abhängig. Für eine exakte Angabe zu Betrag und Phase dieser Impedanz, müssten Daten zur Quellimpedanz einer LWWP vorliegen. Dazu machen die Hersteller jedoch zum gegenwärtigen Zeitpunkt keine Angaben. Aufgrund dieses Kenntnisstandes muss daher auf eine ingenieurtechnische Regel zurückgegriffen werden, wonach die Masse des steifen Unterbaus in etwa dem 10-fachen des Gerätes entsprechen soll. Bei einer Masse von 500 kg für eine LWWP ist daher für ein Blockfundament oder eine Bodenplatte aus Beton (Dichte von 2300 kg/m³) mit einem Volumen von ca. 2,2 m³ zu rechnen. Dabei ist zu beachten, dass die unterste Eigenfrequenz des Bauteiles oberhalb des Frequenzbereichs der dominanten Anteile der Schwingungsanregung durch die LWWP liegt.

8.3.4 Körperschallisolation Ventilator-Zuluft-/Abluftkanal

Um die Anregung des Luftkanals durch den schwingenden Ventilator zu verhindern, sollte dieser ebenso körperschallentkoppelt eingebaut werden. Ohne die Entkopplung kann es zur Anregung und damit zur Luftschallabstrahlung der leichten, großflächigen Bleche der Lüftungskanäle kommen. Die Körperschallentkopplung kann durch einen Kanalkompensator erfolgen. In [44] wird empfohlen ein Rohrstück aus Segeltuch, plastifiziertem Stoff oder Ähnlichem anstatt eines starren Metallrohrs einzusetzen. Abbildung 121 zeigt den möglichen Aufbau eines Kanalkompensators.

Abbildung 121: Bauart eines Kanalkompensators



Quelle: Lips (2008) [44]; 1: Blechkanal; 2: gebördelter Stutzen; 3: Kompensator; 4: Montagering; 5: Schraubenverbindung

8.3.5 Körperschallisolation Rohrleitungen

Der Eintrag von Körperschall auf Rohrleitungen durch Körperschallquellen kann durch das Einbringen einer körperschallweichen Rohrleitung verhindert werden. Sogenannte Kompensatoren wie Kunststoffmanschetten, Gummikompensatoren oder flexible Gummischläuche stellen eine Möglichkeit der Entkopplung dar.

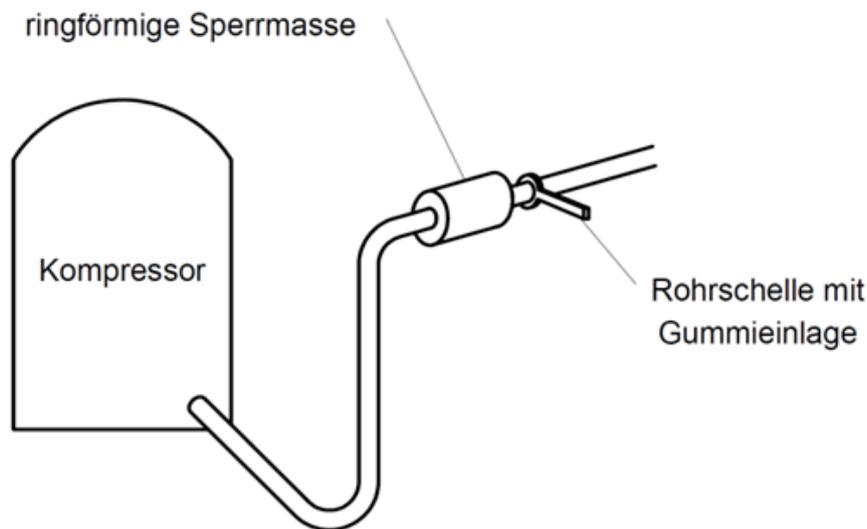
Eine weitere Möglichkeit der Körperschalldämmung ist das Anbringen sogenannter Sperrmassen. Sperrmassen sind zusätzliche, außen am Rohr angebrachte Massen, die eine Reflexion der Körperschallwellen verursachen. Es ist wichtig, dass die gegenüber der Rohrmasse relativ große Sperrmasse möglichst rings um das Rohr starr befestigt ist.

Um Körperschallübertragung von Rohren auf Wände, Decken und andere Träger zu vermeiden, ist die körperschallisierende Befestigung von Rohrleitungen notwendig. Elastische Befestigungen können aus Gummi, Federn oder deren Kombination gefertigt sein. Eine elastische Lagerung des Rohrs in der Schelle durch Filz, Kork, Vollgummi oder Zahngummi ist ebenso körperschallmindernd.

Für Decken- und Wanddurchführungen sind spezielle Muffen in verschiedenen Ausführungen erhältlich, die neben der Körperschallisolation, auch den direkten Übertragungsweg des Luftschalls verhindern. Eine ausführliche Erläuterung des Themas ist u. a. in [44] zu finden.

Abbildung 122 zeigt zwei mögliche Maßnahmen der Körperschalldämpfung an der Kältemittelleitung eines Kompressors.

Abbildung 122: Körperschallisolation bei Kältemittelleitung am Kompressor



Quelle: Graf (2000) [40]

8.4 Kosten-Nutzen-Analyse von Lärminderungsmaßnahmen an LWWP

Im folgenden Abschnitt soll eine Gegenüberstellung von Kosten und schalltechnischer Wirksamkeit kommerziell erhältlicher Lärminderungsmaßnahmen erfolgen. Um die Kosten der Lärminderungsmaßnahmen einordnen zu können, müssen im ersten Schritt die Gesamtkosten und insbesondere die Gerätekosten betrachtet werden. Dazu wurde die erstellte Projektdatenbank von LWWP um die Position der Netto-Gerätekosten ergänzt.

8.4.1 Gesamtkosten

Um die Gesamtkosten für die Anschaffung und Inbetriebnahme einer LWWP kalkulieren zu können, sind eine Reihe von Planungsdaten erforderlich. Eine Übersicht relevanter Daten gibt Tabelle 12. Basierend auf den Planungsdaten wurde durch einen Hersteller von LWWP ein Angebot für ein Gerät in Splitbauweise erstellt, das exemplarisch in Tabelle 13 übertragen wurde. Darin ist zu erkennen, dass die Gerätekosten ca. 70 % der Gesamtkosten betragen.

Tabelle 12: Planungsdaten als Voraussetzung zur Erstellung eines Gesamtkostenbeispiels

Fragestellung Anbieter	Angabe Kunde
Objektdaten	
Einfamilienhaus/Mehrfamilienhaus/Gewerbeobjekt	Einfamilienhaus
freistehend/Doppelhaus/Reihenhaus (Anzahl der Außenwände)	Reihenhaus
Altbau/Neubau	Neubau
Lage des Gebäudes (freistehend/Stadtlage/Hanglage)	Stadtlage
Windlage des Gebäudes (windstark/schwach)	windstark
Anzahl der Vollgeschosse	3
Ist ein Keller vorhanden?	ja
Ist der Keller beheizt?	nein
Ist die Kellerdecke isoliert?	nein
Ist das Dachgeschoss isoliert oder nur die Geschossdecke?	nur Geschossdecke
Ist das Dachgeschoss beheizt?	nein
Fenster: Einfachverglasung/Doppelverglasung/Isolierverglasung	Doppelverglasung
Wohnfläche	120 m ²
Anzahl der Räume	4
Anzahl der Personen	4
Vollwärmeschutz/Wärmebedarfswert (falls vorhanden)	Vollwärmeschutz
Neues Heizsystem	
Wärmepumpe ohne Kühlfunktion/mit Kühlfunktion	ohne
gewünschtes Heizsystem (Heizkörper/Fußbodenheizung/Wandheizung/Be- und Entlüftung)	Fußbodenheizung
gewünschte Wärmepumpenart inkl. Heizleistung (LWWP, SWWP, WWWP)	LWWP < 20 kW
Serviceleistungen	
Montage gewünscht?	ja
Inbetriebnahme gewünscht?	ja
Verlängerte Herstellergarantie (5 Jahre) gewünscht?	nein

Quelle: AFD

Tabelle 13: Gesamtkosten mit Kostenspezifikation auf Basis der Planungsdaten aus Tabelle 12 für eine LWWP in Splitbauweise

Kostenposition	Kosten in EUR
Gerät	
Außeneinheit: Wärmepumpe mit Ventilator und Scroll-Kompressor	4.452,00
Inneneinheit: Hydrauliktower Dual inkl. aller Elemente der Inneninstallation (Regler, Pufferspeicher, usw.)	2.435,20
Sonstiges	
Konsole zur Wandbefestigung	120,00
Wanddurchführung zur Verbindung von Außen- und Inneneinheit	244,00
Service	
Montage und Verdrahtung	3.180,00
Inbetriebnahme durch autorisiertes Servicepersonal	350,00
Summe	10.781,20

Quelle: AFD

8.4.2 Gerätekosten

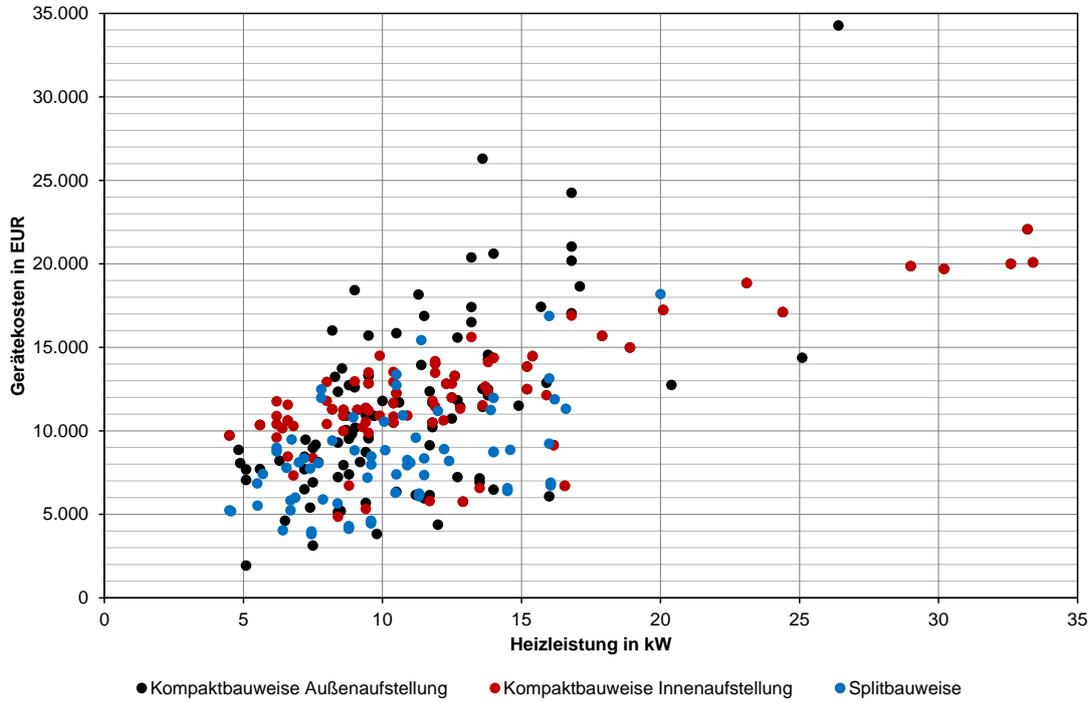
Abbildung 123 zeigt die Netto-Gerätekosten kommerziell erhältlicher LWWP in Abhängigkeit von der Norm-Heizleistung für die verschiedenen Aufstellungsbedingungen und Bauweisen. Darin ist zu erkennen, dass LWWP in Splitbauweise durchschnittlich geringere Gerätekosten verursachen als LWWP in Kompaktbauweise bei Innenaufstellung. Für die Gerätekosten von LWWP in Kompaktbauweise in Außenaufstellung lässt sich dagegen keine allgemeine Aussage treffen.

Generell steigen die Netto-Gerätekosten von LWWP mit zunehmender Norm-Heizleistung an. Durch Darstellung der mittleren Gerätekosten in Abhängigkeit von verschiedenen Leistungsbereichen der Norm-Heizleistung (s. Abbildung 124) erscheint der Zusammenhang zwischen beiden Größen linear bzw. exponentiell. Des Weiteren ist festzustellen, dass die Streuung der Gerätekosten über die verschiedenen Gerätetypen mit höherer Norm-Heizleistung zunimmt.

Abbildung 125 zeigt die Netto-Gerätekosten kommerziell erhältlicher LWWP bezogen auf die Norm-Heizleistung in Abhängigkeit von der Norm-Heizleistung für die verschiedenen Aufstellungsbedingungen und Bauweisen. Darin ist zu erkennen, dass die Gerätekosten je kW Heizleistung mit zunehmender Norm-Heizleistung sinken.

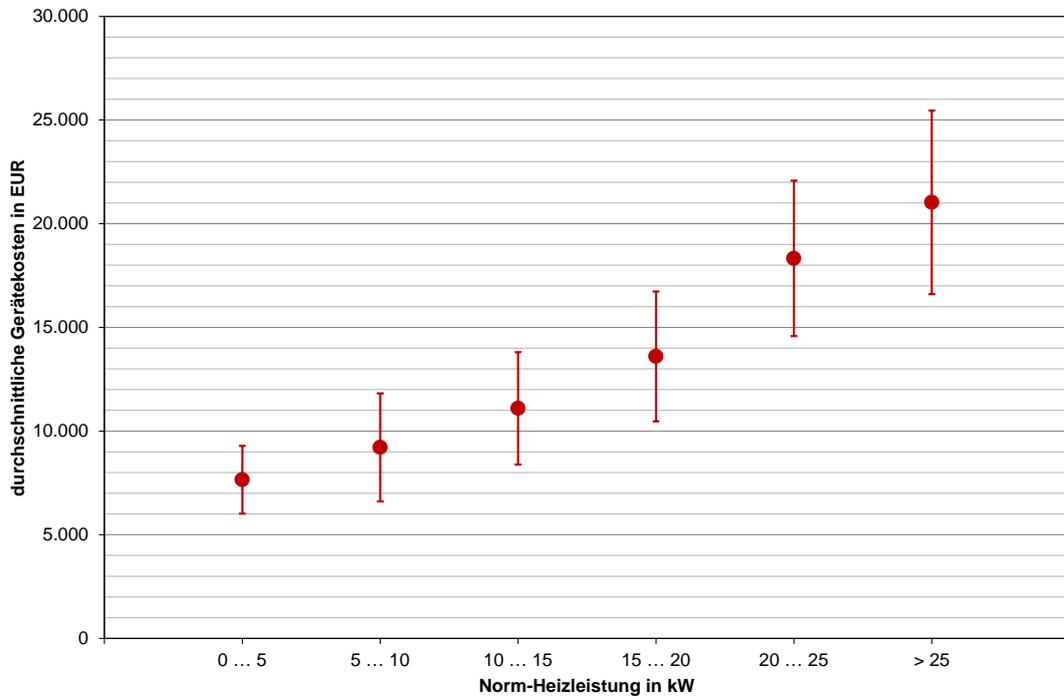
Aus Abbildung 126 bis Abbildung 128 wird ersichtlich, dass für die kommerziell erhältlichen LWWP unterschiedlicher Bauweise und Aufstellungsbedingung kein direkter Zusammenhang zwischen den Netto-Gerätekosten und der emittierten Schalleistung der LWWP (Außen) existiert. Die derzeitigen Gerätekosten der LWWP werden ausschließlich durch die Norm-Heizleistung bestimmt.

Abbildung 123: Gerätekosten kommerziell erhältlicher LWWP in Abhängigkeit von der Norm-Heizleistung für die verschiedenen Aufstellungsbedingungen und Bauweisen



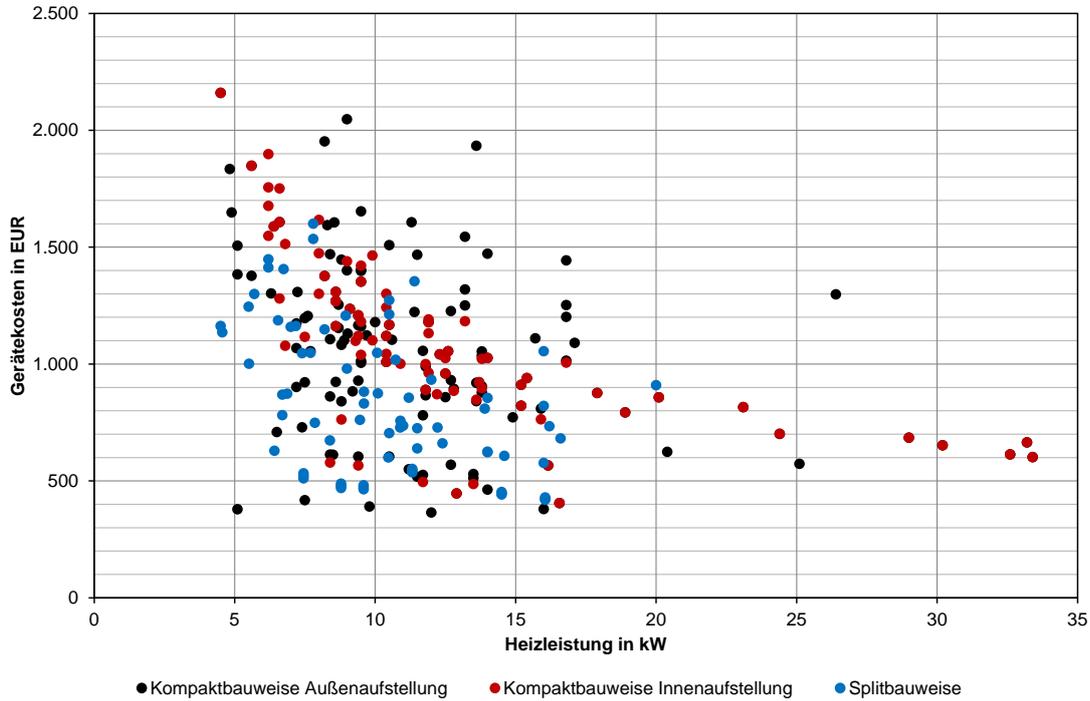
Quelle: Projektdatenbank mit Herstellerangaben und Verkaufportalangaben

Abbildung 124: durchschnittliche Gerätekosten kommerziell erhältlicher LWWP für verschiedene Bereiche der Norm-Heizleistung ohne Betrachtung von Aufstellungsbedingung und Bauweise; Angabe Standardabweichung



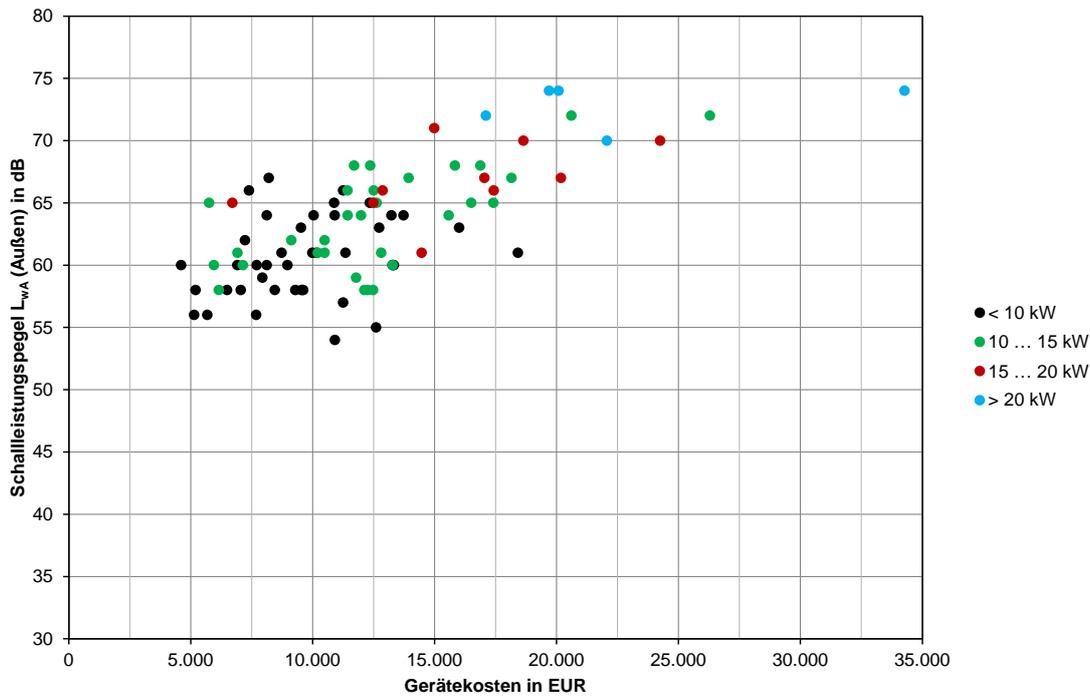
Quelle: Projektdatenbank mit Herstellerangaben und Verkaufportalangaben

Abbildung 125: Gerätekosten kommerziell erhältlicher LWWP bezogen auf die Norm-Heizleistung in Abhängigkeit von der Norm-Heizleistung für die verschiedenen Aufstellungsbedingungen und Bauweisen



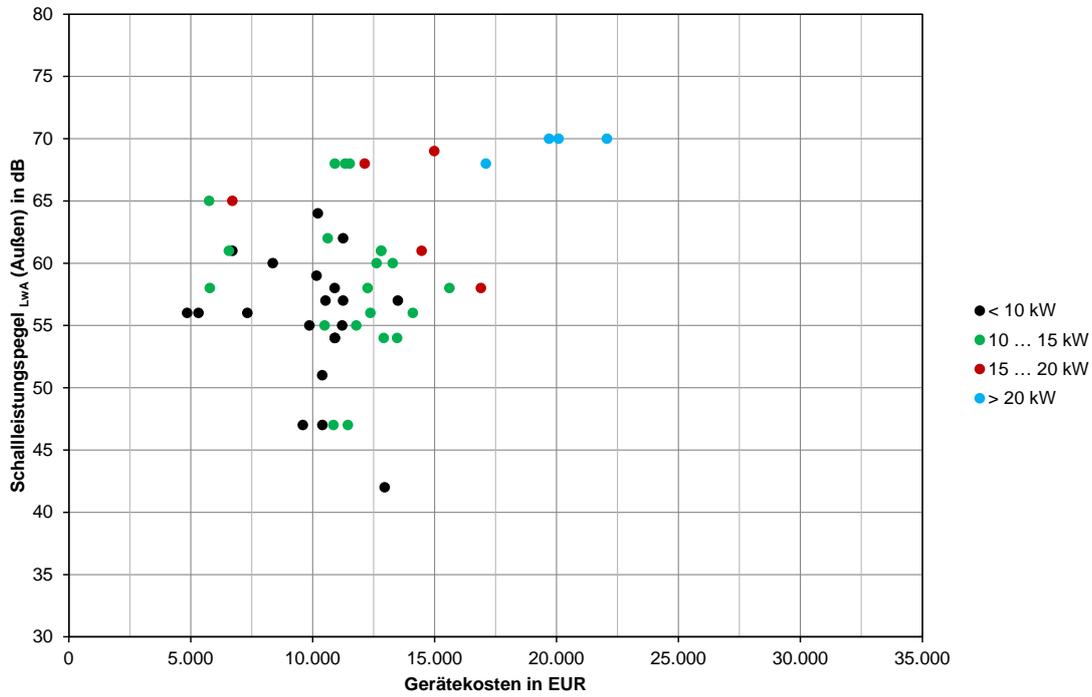
Quelle: Projektdatenbank mit Herstellerangaben und Verkaufportalangaben

Abbildung 126: A-bewerteter Schalleistungspegel (Außen) kommerziell erhältlicher LWWP in Kompaktbauweise bei Außenaufstellung in Abhängigkeit von den Gerätekosten für verschiedene Bereiche der Norm-Heizleistung



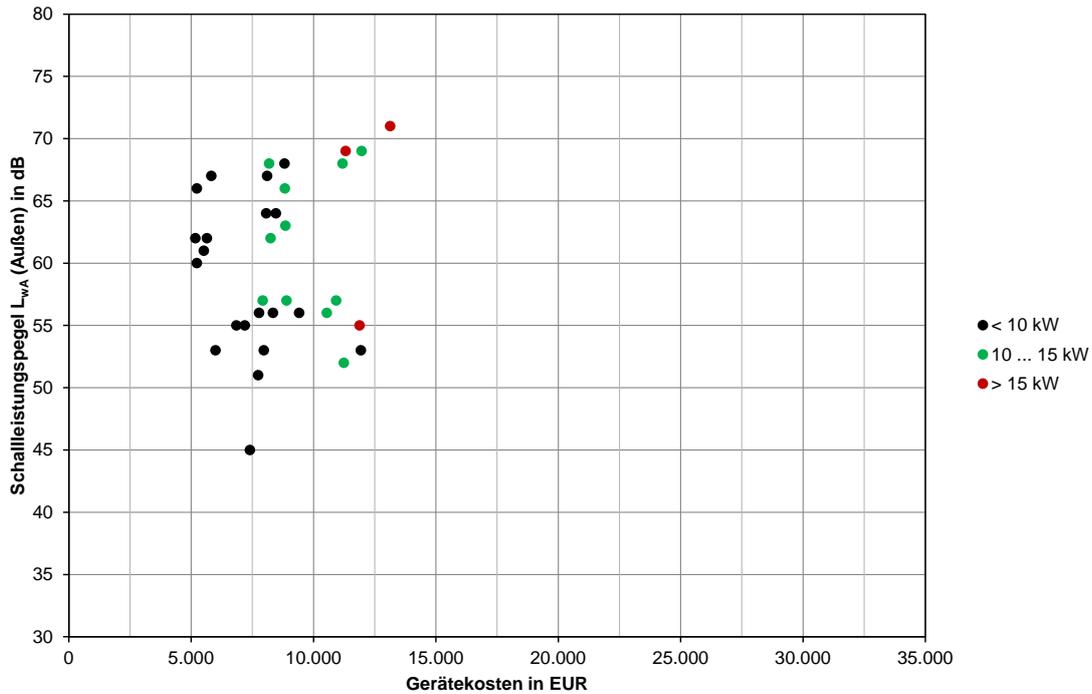
Quelle: Projektdatenbank mit Herstellerangaben und Verkaufportalangaben

Abbildung 127: A-bewerteter Schallleistungspegel (Außen) kommerziell erhältlicher LWWP in Kompaktbauweise bei Innenaufstellung in Abhängigkeit von den Gerätekosten für verschiedene Bereiche der Norm-Heizleistung



Quelle: Projektdatenbank mit Herstellerangaben und Verkaufportalangaben

Abbildung 128: A-bewerteter Schallleistungspegel (Außen) kommerziell erhältlicher LWWP in Splitbauweise in Abhängigkeit von den Gerätekosten für verschiedene Bereiche der Norm-Heizleistung



Quelle: Projektdatenbank mit Herstellerangaben und Verkaufportalangaben

8.4.3 Maßnahmenkosten

Tabelle 14 gibt einen Überblick über die schalltechnische Wirksamkeit kommerziell erhältlicher, sekundärer Lärminderungsmaßnahmen an LWWP im Vergleich zu den anfallenden Netto-Kosten. Wie in Abschnitt 8.4.1 und Abschnitt 8.4.2 gezeigt, betragen die Netto-Gerätekosten von LWWP ein Vielfaches der Netto-Kosten für Lärminderungsmaßnahmen an LWWP. Es ist davon auszugehen, dass die Netto-Kosten der in Abschnitt 8.3 beschriebenen sekundären Lärmschutzmaßnahmen an LWWP in vergleichbarer Größenordnung liegen wie die in Tabelle 14 dargestellten Netto-Kosten.

Tabelle 14: Gegenüberstellung von Kosten und schalltechnischer Wirksamkeit von kommerziell erhältlichen sekundären Lärminderungsmaßnahmen an LWWP

Lärminderungsmaßnahme	Kosten in EUR	schalltechnische Wirksamkeit in dB
Luftschalldämpfende Elemente / Zubehör		
Luftkanäle starr	100 bis 2.000	bis zu 11
Luftkanäle flexibel		
Luftumlenkhauben		
Schalldämpfer		
Luftschalldämmende Elemente / Zubehör		
Schallschutzkapseln	100 bis 800	bis zu 3
Schalldämmmatten zzgl. Lastverteilerplatten		
körperschallisolierende Elemente / Zubehör		
Dichtmanschetten	50 bis 300	keine Angaben
Dämmstreifen		

Quelle: Projektdatenbank mit Herstellerangaben und Verkaufsportalangaben

9 Datenbank

9.1 Allgemeines

Mit Hilfe der Sammlung von relevanten Leistungs- und Geräuschkennwerten in einer Datenbank wurde das Ziel verfolgt, belastbare Aussagen hinsichtlich des Stands der Technik verschiedener thermischer und schalltechnischer Parameter von LWWP zu treffen. Diese Parameter wurden zum einen durch Recherche von herstellereigenen Datenblättern und öffentlich zugänglicher Datensammlungen von Verbänden gewonnen, zum anderen durch messtechnische Untersuchungen an den Prüfständen des ILK sowie in situ erzeugt. Darüber hinaus war vorgesehen, auch weitere, für die Belastbarkeit der Datenbankaussagen relevante Daten, wie z. B. die Erhebungen zu Bürgerbeschwerden, in die Datenbank einzubinden (s. Abschnitt 9.5).

Um in Zukunft effektiver mit den Herstellerdaten arbeiten zu können, wurde die Datensammlung in eine geeignete Datenbankstruktur auf der Basis von MS Access übertragen. Eine möglichst offene Struktur der Datensammlung lässt dabei zukünftige flexible Erweiterungen zu. Darüber hinaus bietet diese Art der Datenbankstruktur die Möglichkeit der effektiven Analyse der vorliegenden Daten wie z. B. die Berechnung weiterer Leistungskenngrößen und die Erstellung von verschiedenen Statistiken. Eine Darstellung des Nutzens einer solchen Datenbank wird in den Abschnitten 4.3, 4.4 und 7.1 erkennbar.

In der folgenden Liste sind die wichtigsten definierten Datenbankparameter für Wärmepumpen zusammengestellt:

- Hersteller / Modell / Markteinführung
- Leistungsbereich: Norm-Heizleistung, Nenn-Heizleistung, Nenn-Kühlleistung
- Jahresarbeitszahl (JAZ, nach VDI 4650, Blatt 1 [50]), COP
- Antriebsart (LWWP, WWWP, SWWP)
- Bauweise / Aufstellungsort (Kompaktbauweise Außenaufstellung / Kompaktbauweise Innenaufstellung / Splitbauweise)
- Messort der Schalleistung (Innen / Außen (Ansaugen / Ausblasen / Summe))
- Schalleistungspegel / Schalleistungsspektrum / Prüfverfahren
- Kältemittelart, -füllmenge
- Wärmeübertragung (direkt / über Wärmeträger)
- Einsatzzweck (Brauchwasserbereitung, Heizung, Prozesswärme)
- Bauart des Verdichters
- Bauart des Wärmeübertragers
- Art des Expansionsventils (thermostatisch / elektronisch)
- Datenquelle mit eventuellem Link zum Dokument (Datenblatt Hersteller / Datensammlung Verband / Messung im Prüfstand bzw. in situ)
- Gültigkeit von Messdaten (Datenblatt / Experiment)
- Verfügbarkeit (öffentlich / vertraulich)
- Gerätekosten

9.2 Datenbankstruktur/Eingabemasken

Die Struktur der Datenbank wurde so organisiert, dass ausgehend von den sogenannten Grunddaten (allgemeine Angaben wie z. B. Hersteller / Modell) weitere Angaben, wie thermische und akustische Daten, in untergeordnete Ebenen gestapelt werden. Die Struktur ist flexibel und kann jederzeit erweitert oder angepasst werden (vgl. Abbildung 129). Zur Begrenzung eventueller Eingabefehler wurden verschiedene Eingabemasken mit teilweise vordefinierten Auswahlmenüs realisiert (vgl. Abbildung 130 bis Abbildung 133).

Abbildung 129: Datenbankstruktur/Darstellung der Beziehungen der wichtigsten Datentabellen zueinander



Quelle: ILK

Abbildung 130: Eingabemaske für Grunddaten mit Untersetzung der thermischen Prüfpunkte

Grunddaten

ID:	<input type="text" value="3"/>	Nennschalleistung in dB:	<input type="text"/>
Hersteller:	<input type="text" value="ITEC"/>	Norm Schalleistung:	<input type="text"/>
Modell:	<input type="text" value="SLEA 10T6"/>	Kältemittel:	<input type="text" value="R407C"/>
Typ:	<input type="text" value="Luft/Wasser"/>	Kältemittelfüllmenge in kg:	<input type="text" value="7"/>
Einsatzzweck:	<input type="text" value="Heizung/WW"/>	Verdichterbauart:	<input type="text" value="Scroll"/>
Aufstellort:	<input type="text" value="Splitbauweise"/>	Bauart des Wärmeübertragers:	<input type="text"/>
Nennleistung Heizen in kW:	<input type="text" value="10"/>	Art des Expansionsorgans:	<input type="text" value="thermostatisches Expansionsventil"/>
Norm Heizleistung:	<input type="text" value="12,33"/>	Anmerkungen:	<input type="text"/>
COP Heizen:	<input type="text" value="4,6"/>	Anlagen:	<input type="text"/>
Nennleistung Kühlen in kW:	<input type="text"/>	Nettopreis in Euro:	<input type="text"/>
Norm Kühlleistung:	<input type="text"/>		
EER Kühlen:	<input type="text"/>		

thermische Leistung

akustische Leistung

Beschwerden

Quelle: ILK

Abbildung 131: Eingabemaske für thermische Parameter

thermische Leistung

Hersteller:	<input type="text" value="Viessmann"/>	Datum:	<input type="text"/>
Temperatur Wärmequelle EIN in	<input type="text" value="21,9"/>	Quelle:	<input type="text"/>
Temperatur Wärmesenke AUS in	<input type="text" value="35,5"/>	Anmerkung:	<input type="text" value="Primärquelle1:ein;PQ2:ein;Verdichterleist. [%]:100"/>
Verdampferleistung in kW:	<input type="text"/>	Anlage:	<input type="text"/>
Kondensatorleistung in kW:	<input type="text" value="0"/>		
COP:	<input type="text"/>		
Norm:	<input type="text" value="DIN EN ISO 3741"/>		

Quelle: ILK

Abbildung 132: Eingabemaske für akustische Parameter

akustische Leistung

Wärmepumpe:	Viessmann
Betriebspunkt:	22/35
Messverfahren (Norm):	
Norm:	DIN EN ISO 3741
Entfernung:	
Umgebung:	
Summenpegel in dB:	65,3
Datum:	19.06.2009
Anmerkung:	Schallleistungspegel auf Ansaugseite; Primärquelle 1:Ein; Primärquelle 2:Ein; Verdichterleistung: 100%
Anlage:	

Quelle: ILK

Abbildung 133: Untersetzung der akustischen Daten, z. B. in Form von Oktavpegel-Spektren

akustische Daten		akustische Leistung		thermische Leistung		Oktavpegel					
ID	Hersteller/Typ	Prüfung	100 Hz	250 Hz	500 Hz	1000 Hz	2000 Hz	4000 Hz	8000 Hz	Summenpegel	Summenpe:
1	Viessmann										
2	Viessmann										
3	ITEC										
4	ITEC										
5	ITEC										
*	(Neu)										

Quelle: ILK

9.3 Datenbankabfrage

Für die Abfrage der Datenbank sind unterschiedlichste Szenarien vorstellbar. Abbildung 134 zeigt beispielhaft eine Datenbankabfrage (Auszug) von Hersteller / Modell / Markteinführung mit zugehöriger Norm-Heizleistung und COP. Eine weitere exemplarische Datenbankabfrage von Hersteller / Modell / Markteinführung LWWP mit zugehörigem Schalleistungspegel in Abhängigkeit von Aufstellungsort, Messort, Betriebspunkt und der Norm-Heizleistung ist in Abbildung 135 dargestellt.

Aufbauend auf dieser Datenstruktur sind zukünftig auch direkt an die Datenbankabfrage angekoppelte grafische Darstellungen der Abhängigkeit verschiedener Parameter (z. B. Schalleistungspegel in Abhängigkeit von der Nennleistung) vorstellbar, um eventuelle Tendenzen ablesen zu können.

Abbildung 134: exemplarische Datenbankabfrage nach Hersteller/Modell/Markteinführung der LWWP mit zugehöriger Norm-Heizleistung und COP (Auszug)

 **Abfrage Grunddaten Nennleistung Heizen** Sonntag, 21. Oktober 2012
10:18:48

Hersteller	Modell	Markt-einführung	Norm Heizleistung	COP Heizen
Alpha-InnoTec	LWC 80	2010	8	3,5
AWP	BWK 2903			3,5
Band	WP12-60/Split		13,2	3,9
Bartl	WB 4LCI		7,5	3,3
	ECO 5LCI		9,1	3,3
	ECO 6 LS/HG		10,8	3,2

Quelle: ILK

Abbildung 135: exemplarische Datenbankabfrage der LWWP nach Hersteller, Modell und Markteinführung mit zugehörigem Schalleistungspegel in Abhängigkeit von Aufstellungsort, Messort, Betriebspunkt und Norm-Heizleistung (Auszug)

 **Abfrage Schalleistung dB** Sonntag, 21. Oktober 2012
10:23:05

Hersteller	Modell	Norm Heizleistung	Markt-einführung	Aufstellort	Messort Schall	Betriebs-punkt	Summen-pegel
Alpha-InnoTec	LWC 80	8	2010				
				Innen		A2/W35	53
Bartl	ECO 5LCI	9,1					
				Innen	Außen-Summe	A2/W35	74
				Innen	Innen	A2/W35	59
	ECO 6 LS/HG	10,8					
				Splitbauweise	Außen-Summe	A2/W35	69
				Splitbauweise	Innen	A2/W35	51
	WB 4LCI	7,5					
				Innen	Innen	A2/W35	65
				Innen	Außen-Summe	A2/W35	69
Bosch	Compress 3000EHP 11 AWS B-S	11,85					
				Splitbauweise	Innen	A7/W35	43
				Splitbauweise	Außen-Summe	A7/W35	68
	Compress 3000EHP 14 AWS B-S	14					
				Splitbauweise	Innen	A7/W35	43
				Splitbauweise	Außen-Summe	A7/W35	68

Quelle: ILK

9.4 Messbedingungen zur Datenerhebung

Eine wichtige Basis für die Datensammlung der LWWP stellten neben herstellerspezifischen Datenblättern und öffentlich zugänglichen Datensammlungen die Versuchstände im ILK Dresden dar. Diese gewährleisteten die gezielte Beeinflussung sowie die messtechnische Ermittlung von thermischen und schalltechnischen Kennwerten. Für die thermischen Messungen stand ein Kalorimeter-Prüfstand (Klimazelle) zur Verfügung. Die akustischen Messungen konnten im Hallraum sowie in der Klimazelle durchgeführt werden.

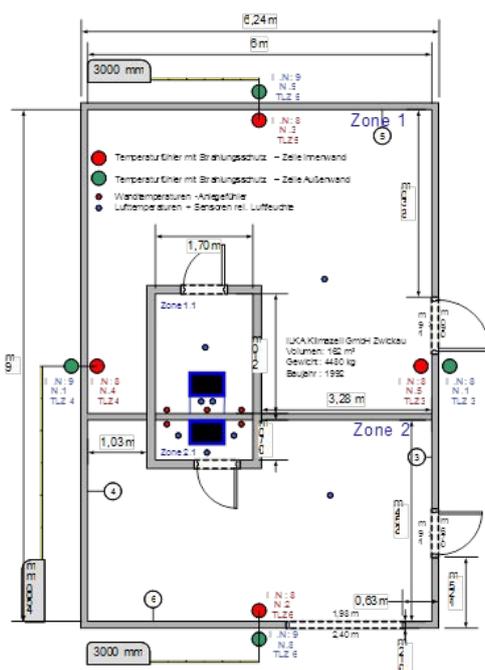
9.4.1 Thermische Messungen

Die thermische Vermessung von LWWP erfolgte in der Klimazelle im ILK Dresden (s. Abbildung 136, links), die die Anforderungen gemäß DIN EN ISO 14511 [25], [26] erfüllt. Die geometrischen Abmessungen von L x B x H = 9 m x 6 m x 3 m erlauben es, auch große Wärmepumpen darin aufzustellen und normgerecht zu vermessen. Die Integration einer kleineren Zelle in die Klimazelle ist ebenfalls möglich. Auf diese Weise können thermische Verluste nochmals verringert werden. Diese Vorgehensweise bringt jedoch eine Beschränkung der Größe der Untersuchungsgegenstände mit sich.

Die Aufstellung der zu untersuchenden Wärmepumpen wird so ausgeführt, dass eine freie Ansaugung des Verdampfers gegeben ist (vgl. Abbildung 136, rechts). Gegenheizungen und Befeuchter stellen sicher, dass die normativen Vorgaben am Lufteintritt eingeregelt und über die vorgegebene Messzeit gehalten werden. Die Sensorik (Pt100) zur Erfassung der Medientemperaturen wird luftseitig unmittelbar am Eintritt der Luft in den Verdampfer bzw. auf dessen Austrittsseite sowie wasserseitig unmittelbar am Aus- und Eintritt des Verflüssigers angebracht. Die Erfassung der elektrischen Leistungswerte erfolgt über ein Leistungsmessgerät. Mittels Datenakquisitionssystem werden alle Messdaten aufgezeichnet und in einem wählbaren Zyklus abgespeichert.

Tabelle 15 zeigt die Prüfstandsparameter der Klimazelle.

Abbildung 136: Prüfstand Klimazelle



Quelle: ILK; Links: schematischer Aufbau (Draufsicht); Rechts: LWWP in der Klimazelle

Tabelle 15: Prüfstandsparameter der Klimazelle

Messgröße	Einheit	min. Einsatzbereich	max. Einsatzbereich
Heizleistung			
Heizleistung	kW		ca. 20
quellseitig (Luft)			
Volumenstrom	m ³ /h	500	5.000
Lufttemperatur Eintritt	°C	-20	+40
mittlere Luftaustrittstemperatur	°C	-20	+40
rel. Luftfeuchte Eintritt	%	ca. 20	ca. 100
mittlere rel. Luftaustrittsfeuchte	%	ca. 20	ca. 100
senkseitig (Wasser)			
Wasservolumenstrom	l/min	5	80
Wassereintrittstemperatur	°C	+5	+45
Wasseraustrittstemperatur	°C	+5	+65
Anschlussstutzen	mm	DN 25 / DN 32	
elektrische Messgrößen			
elektrische Gesamtleistungsaufnahme Prüfling	W	ca. 500	ca. 15.000
Netzfrequenz	Hz	ca. 50	ca. 50
Spannung (phasenbez./Summe)	V	1~ 230	3~ 400
Strom (phasenbez./Summe)	A	1	25

Quelle: ILK

9.4.2 Akustische Messungen

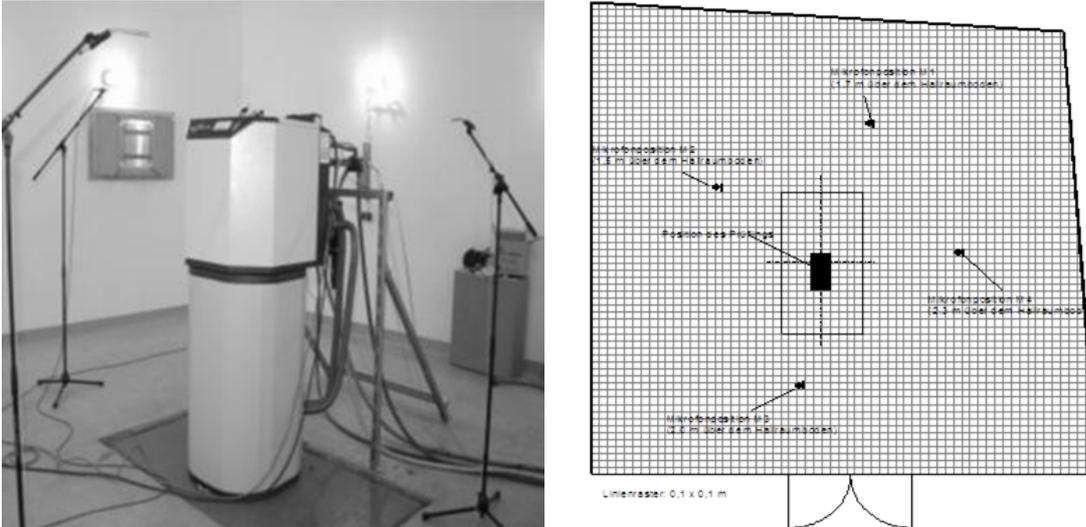
9.4.2.1 Prüfstandsmessung im Hallraum

Die Messung der Schalleistung von LWWP am Prüfstand erfolgte zum einen im Hallraum (vgl. Abbildung 137). Für das dabei eingesetzte Hallraumverfahren nach [13] (vgl. Abschnitt 5.1.1) kann eine sehr hohe schalltechnische Reproduzierbarkeit sichergestellt werden.

Der Hallraum besitzt die folgenden Prüfstandsparameter:

- normgerechte Abmessungen; Volumen: 200 m³; Oberfläche: 207,54 m²
- Nutzfrequenzbereich: Terzbänder 100 Hz bis 10 kHz
- schwingungsisoliert gelagert auf acht Stahlfederpaketen (Typ GP-8.4-2513/47K der Fa. GERB Schwingungsisolierungen GmbH & Co. KG)
- Masse: 170 t; Eigenfrequenz: 3,4 Hz
- Zu- und Abluftversorgung: bis 10.000 m³/h; Kanalanschlüsse: DN 200, DN 400, 700 x 700
- elektrischer Anschluss für Untersuchungsobjekte: 220 V / 380 V
- integriertes schwingungsisoliertes Fundament, Grundfläche 1 m x 2 m (vgl. Abbildung 137, rechts)

Abbildung 137: Prüfstand Hallraum



Quelle: ILK; Links: messtechnische Bestimmung der Schalleistung an einer LWWP durch Anwendung des Hallraumverfahrens nach [13]; Rechts: schematischer Aufbau (Draufsicht)

9.4.2.2 Prüfstandsmessung in der Klimazelle

Die Messung der Schalleistung von LWWP am Prüfstand erfolgte zum anderen in der Klimazelle durch Anwendung des Hüllflächenverfahrens gemäß DIN EN ISO 3746 [19] bzw. DIN EN ISO 3747 [20]. Zu Vergleichszwecken wurde ebenfalls das Schallintensitäts-Verfahren gemäß DIN EN ISO 9614-2 [22] angewendet (vgl. Abbildung 138).

Abbildung 138: Messtechnische Bestimmung der Schalleistung an einem Verdampfer durch Anwendung des Schallintensitäts-Verfahrens mit kontinuierlicher Abtastung in der Klimazelle



Quelle: ILK

9.5 Fragebogen zur Aufnahme von Bürgerbeschwerden bei LWWP

Innerhalb der vorliegenden Untersuchungen bestand die Bestrebung, neben Herstellerangaben und Daten aus eigenen Messungen an LWWP, ebenso Informationen mit einzuarbeiten, die infolge von Bürgerbeschwerden bei den verschiedenen Umweltämtern entgegengenommen wurden. Um eine optimale Datenerhebung mit möglichst geringem Aufwand bei der Übernahme in die Datenbank zu ermöglichen, wurde ein zweiseitiger Beschwerdebogen erstellt und durch das Umweltbundesamt angepasst (s. Anhang A). Die erste Seite des Fragebogens ist vom Beschwerdeführer auszufüllen und umfasst allgemeine Fragen wie z. B. Ort und Art / Empfindung der Lärmbelästigung. Die zweite Seite erfragt darüber hinaus technische Daten zur Wärmepumpe. Letztere Informationen können nicht vom Beschwerdeführer erbracht werden, sondern müssen vielmehr von der entgegennehmenden Behörde ausgefüllt werden.

Innerhalb der vorliegenden Untersuchungen konnten über diesen Weg bis jetzt noch keine Informationen gesammelt werden.

10 Quellenverzeichnis

1. Bundesamt für Energie: Lärmreduktion bei Luft/Wasser-Wärmepumpenanlagen Grundlagen und Maßnahmen. Oberburg, Schweiz, 2002
2. Bundesamt für Wirtschaft und Ausfuhrkontrolle (BAFA): Förderung von effizienten Wärmepumpen. Link: http://www.bafa.de/bafa/de/energie/erneuerbare_energien/waermepumpen/. Abrufdatum: 23.11.2013
3. Bundesverband Wärmepumpe e. V. (BWP): Erneuerbare-Energien-Wärme-Gesetz (EEWärmeG). Link: <http://www.waermepumpe.de/energiepolitik/aktuelle-gesetze-und-richtlinien/eewaermeg.html>. Abrufdatum: 23.11.2013
4. Bundesverband Wärmepumpe e. V. (BWP): Absatzzahlen 2012. Link: http://www.waermepumpe.de/uploads/tx_bwppublication/2013-01-17_BWP-PI_Absatzzahlen_2012_BDH.pdf. Abrufdatum: 24.11.2013
5. Bundesverband Wärmepumpe e. V. (BWP): Branchenstudie 2013. Link: http://www.waermepumpe.de/uploads/tx_bwppublication/2013_BWP-Branchenstudie_Bildschirmversion_01.pdf. Abrufdatum: 24.11.2013
6. Czichos, H.: Hütte - Die Grundlagen der Ingenieurwissenschaften. 31. Auflage (2000), Springer Verlag, Berlin
7. DIN 4109: Schallschutz im Hochbau – Anforderungen und Nachweise. November 1989
8. DIN 45680: Messung und Bewertung tieffrequenter Geräuschmissionen in der Nachbarschaft. März 1997
9. DIN 45680, Beiblatt 1: Messung und Bewertung tieffrequenter Geräuschmissionen in der Nachbarschaft – Hinweise zur Beurteilung bei gewerblichen Anlagen. März 1997
10. E DIN 45680 (Entwurf): Messung und Bewertung tieffrequenter Geräuschmissionen. August 2011
11. DIN 45681: Akustik – Bestimmung der Tonhaltigkeit von Geräuschen und Ermittlung eines Tonzuschlages für die Beurteilung von Geräuschmissionen. März 2005
12. DIN EN 60651: Schallpegelmesser. 1994
13. DIN EN ISO 3740: Akustik - Bestimmung des Schalleistungspegels von Geräuschquellen - Leitlinien zur Anwendung der Grundnormen. März 2001
14. DIN EN ISO 3741: Akustik – Bestimmung der Schalleistungspegel von Geräuschquellen aus Schalldruckmessungen – Hallraumverfahren der Genauigkeitsklasse 1. Januar 2011
15. DIN EN ISO 3743-1: Akustik – Bestimmung der Schalleistungspegel von Geräuschquellen – Verfahren der Genauigkeitsklasse 2 für kleine, transportable Quellen in Hallfeldern – Teil 1: Vergleichsverfahren in Prüfräumen mit schallharten Wänden. Januar 2011
16. DIN EN ISO 3743-2: Akustik – Bestimmung der Schalleistungspegel von Geräuschquellen aus Schalldruckmessungen – Verfahren der Genauigkeitsklasse 2 für kleine, transportable Quellen in Hallfeldern – Teil 2: Verfahren für Sonder-Hallräume. November 2009
17. DIN EN ISO 3744: Akustik – Bestimmung der Schalleistungspegel von Geräuschquellen aus Schalldruckmessungen – Hüllflächenverfahren der Genauigkeitsklasse 2 für ein im Wesentlichen freies Schallfeld über einer reflektierenden Ebene. Februar 2011

18. DIN EN ISO 3745: Akustik – Bestimmung der Schalleistungspegel von Geräuschquellen aus Schalldruckmessungen Verfahren der Genauigkeitsklasse 1 für reflexionsarme Räume und Halbräume. September 2011
19. DIN EN ISO 3746: Akustik – Bestimmung der Schalleistungspegel von Geräuschquellen aus Schalldruckmessungen – Hüllflächenverfahren der Genauigkeitsklasse 3 über einer reflektierenden Ebene. März 2011
20. DIN EN ISO 3747: Akustik – Bestimmung der Schalleistungspegel von Geräuschquellen aus Schalldruckmessungen – Vergleichsverfahren zur Verwendung unter Einsatzbedingungen. März 2011
21. DIN EN ISO 9614-1: Akustik – Bestimmung der Schalleistungspegel von Geräuschquellen aus Schallintensitätsmessungen – Teil 1: Messungen an diskreten Punkten. November 2009
22. DIN EN ISO 9614-2: Akustik – Bestimmung der Schalleistungspegel von Geräuschquellen aus Schallintensitätsmessungen – Teil 2: Messung mit kontinuierlicher Abtastung. Dezember 1996
23. DIN EN ISO 9614-3: Akustik – Bestimmung der Schalleistungspegel von Geräuschquellen aus Schallintensitätsmessungen – Teil 3: Scanning-Verfahren der Genauigkeitsklasse 1. November 2009
24. DIN EN 12102: Klimageräte, Flüssigkeitskühlsätze, Wärmepumpen und Entfeuchter mit elektrisch angetriebenen Verdichtern zur Raumbeheizung und Kühlung – Messung der Luftschallemissionen – Bestimmung des Schalleistungspegels. September 2008
(Die Abbildungen werden wiedergegeben mit Erlaubnis des DIN Deutsches Institut für Normung e. V. Maßgebend für das Anwenden der DIN Norm ist deren Fassung mit dem neuesten Ausgabedatum, die bei der Beuth Verlag GmbH, Burggrafenstraße 6, 10787 Berlin, erhältlich ist.)
25. DIN EN ISO 14511-1: Luftkonditionierer, Flüssigkeitskühlsätze und Wärmepumpen mit elektrisch angetriebenen Verdichtern für die Raumbeheizung und Kühlung – Teil 1: Begriffe. Januar 2012
26. DIN EN ISO 14511-2: Luftkonditionierer, Flüssigkeitskühlsätze und Wärmepumpen mit elektrisch angetriebenen Verdichtern für die Raumbeheizung und -kühlung – Teil 2: Prüfbedingungen. Dezember 2013
27. DIN EN 255-1 (zurückgezogen): Luftkonditionierer, Flüssigkeitskühlsätze und Wärmepumpen mit elektrisch angetriebenen Verdichtern – Heizen – Teil 1: Benennungen, Definitionen und Bezeichnungen. Juli 1997
28. DIN EN 255-2 (zurückgezogen): Luftkonditionierer, Flüssigkeitskühlsätze und Wärmepumpen mit elektrisch angetriebenen Verdichtern – Heizen – Teil 2: Prüfungen und Anforderungen an die Kennzeichnung von Geräten für die Raumheizung. Juli 1997
29. DIN 45635-35: Geräuschemessung an Maschinen – Teil 35: Luftschallemission, Hüllflächen-Verfahren, Wärmepumpen mit elektrisch angetriebenen Verdichtern. April 1986
30. DIN EN ISO 5136: Akustik – Bestimmung der von Ventilatoren und anderen Strömungsmaschinen in Kanäle abgestrahlten Schalleistung - Kanalverfahren (ISO 5136:2003). November 2009

31. DIN EN ISO 2151: Akustik – Geräuschemessnorm für Kompressoren und Vakuumpumpen – Verfahren der Genauigkeitsklasse 2 (ISO 2151:2004). Januar 2009
32. DIN EN ISO 11202: Akustik – Geräuschabstrahlung von Maschinen und Geräten – Bestimmung von Emissions-Schalldruckpegeln am Arbeitsplatz und an anderen festgelegten Orten unter Anwendung angenäherter Umgebungskorrekturen (ISO 11202:2010). Oktober 2010
33. DIN EN ISO 140-5: Akustik – Messung der Schalldämmung in Gebäuden und von Bauteilen – Teil 5: Messung der Luftschalldämmung von Fassadenelementen und Fassaden an Gebäuden (ISO 140-5:1998). Dezember 1998
34. DIN EN 14825 (Entwurf): Luftkonditionierer, Flüssigkeitskühlsätze und Wärmepumpen mit elektrisch angetriebenen Verdichtern zur Raumbeheizung und -kühlung – Prüfung und Leistungsbemessung unter Teillastbedingungen und Berechnung der jahreszeitbedingten Leistungszahl. Juni 2010
35. DIN EN ISO 7235: Akustik – Labormessungen an Schalldämpfern in Kanälen, Einfügungsdämpfung, Strömungsgeräusch, Gesamtdruckverlust. Januar 2010
36. DIN ISO 9613: Akustik - Dämpfung des Schalls bei der Ausbreitung im Freien - Teil 2: Allgemeines Berechnungsverfahren (ISO 9613-2:1996). Oktober 1999
37. EEWärmeG: Gesetz zur Förderung Erneuerbarer Energien im Wärmebereich (Erneuerbare-Energien-Wärmegesetz - EEWärmeG). August 2008
38. Fasold, W.: Schallschutz und Raumakustik in der Praxis. 2. Auflage, Huss-Medien GmbH, Berlin, 2003
39. Fuchs, H., V.: Schallabsorber und Schalldämpfer. Springer Verlag, Berlin, 2007
40. Graf, H., R.: Lärmreduktion bei Luft/Wasser – Wärmepumpenanlagen. Schlussbericht der Sulzer Innotec im Auftrag des Bundesamtes für Energie (BFE), Luzern, 2002
41. Hübel, J.; Schulze, C.: Reflexion von Schall an seitlichen Hindernissen. Forschung Straßenbau und Straßenverkehrstechnik, Bundesministerium für Verkehr, Bau und Stadtentwicklung. Nr.: Fb 0973, ISBN: 978-3-86509-714-9, 2007
42. Kollmann, F., G.: Praktische Maschinenakustik. Springer Verlag, Berlin-Heidelberg, 2006
43. Lips, W.: Lärmbekämpfung durch Kapselung, 9. Auflage, SUVA Arbeitssicherheit, Luzern, 2008
44. Lips, W.: Strömungsakustik in Theorie und Praxis. 4. überarbeitete Auflage (2008), Expert Verlag
45. Mechel, F.: Schallabsorber – Band III – Anwendungen. S. Hirzel Verlag, Stuttgart 1998
46. Möser, M.: Technische Akustik. 8. aktualisierte Auflage, Springer-Verlag, 2009
47. Müller, G.: Taschenbuch der Technischen Akustik, Springer Verlag, Berlin-Heidelberg, 2003
48. Schirmer, W.: Technischer Lärmschutz. VDI-Verlag GmbH, Düsseldorf, 1996
49. Sechste Allgemeine Verwaltungsvorschrift zum Bundes-Immissionsschutzgesetz: Technische Anleitung zum Schutz gegen Lärm – TA Lärm. August 1998

50. VDI 4650, Blatt 1: Berechnungen von Wärmepumpen – Kurzverfahren zur Berechnung der Jahresarbeitszahl von Wärmepumpenanlagen – Elektro-Wärmepumpen zur Raumheizung und Warmwasserbereitung. März 2009
51. WITT&SOHN IGW Ventilatoren: Ventilator Grundlagen. <http://www.wittfan.de>
52. Zogg, M.: Geschichte der Wärmepumpe. Verfahrens- und Energietechnik, CH-3414 Oberburg, 2008

Anhang

[A] Fragebogen zur Aufnahme von Bürgerbeschwerden bei LWWP

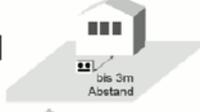
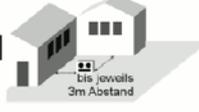
A: Fragebogen zur Aufnahme von Bürgerbeschwerden bei LWWP – Seite 1(2)

Lärmbelästigung durch Luft-Wasser-Wärmepumpen

Seite 1 – Angaben zur Belästigungssituation

Adresse Immissionsort: _____

Datum: . . .

Art der Lärmbelästigung	
Art der Belästigung	<input type="checkbox"/> Störung der Konzentration <input type="checkbox"/> gesundheitliche Beeinträchtigungen <input type="checkbox"/> Aufwachen nachts, Schlafstörungen
genaue Beschreibung _____	
Art des Geräuschs	<input type="checkbox"/> Rauschen <input type="checkbox"/> Brummen <input type="checkbox"/> Pulsieren <input type="checkbox"/> Pfeifen <input type="checkbox"/> Piepen <input type="checkbox"/> Knallen/Krachen
Zeitpunkt der Lärmbelästigung	
Dauer	<input type="checkbox"/> Dauergeräusch <input type="checkbox"/> Einzelgeräusche von kurzer Dauer
regelmäßig	<input type="checkbox"/> von 00:00 Uhr bis 00:00 Uhr <input type="checkbox"/> (ggf. von 00:00 Uhr bis 00:00 Uhr) <input type="checkbox"/> (ggf. von 00:00 Uhr bis 00:00 Uhr)
unregelmäßig	<input type="checkbox"/> eher tagsüber <input type="checkbox"/> eher nachts
wetterabhängig	<input type="checkbox"/> bei Windstille <input type="checkbox"/> bei Regen <input type="checkbox"/> sehr warm <input type="checkbox"/> bei Wind <input type="checkbox"/> bei Schnee <input type="checkbox"/> sehr kalt/Frost
Ort der Lärmbelästigung	
innerhalb Wohnbereich	<input type="checkbox"/> bei geschl. Fenster <input type="checkbox"/> bei geöffnetem Fenster
außerhalb	<input type="checkbox"/> wo Gerät sichtbar <input type="checkbox"/> außerhalb Sichtbereich zum Gerät
Maße, Lage und Umgebung der Wärmepumpe	
geschätzter Abstand meines Wohnraumes zur Wärmepumpe _____ m	
Eine der folgenden fünf Situationen entspricht in etwa der Aufstellung der Wärmepumpe	<div style="display: flex; justify-content: space-around; align-items: flex-start;"> <div style="text-align: center;"> <input type="checkbox"/>  bis 5m Abstand </div> <div style="text-align: center;"> <input type="checkbox"/>  bis 3m Abstand </div> <div style="text-align: center;"> <input type="checkbox"/>  bis jeweils 3m Abstand </div> </div> <div style="display: flex; justify-content: space-around; align-items: flex-start; margin-top: 10px;"> <div style="text-align: center;"> <input type="checkbox"/>  bis 5m Vordachhöhe </div> <div style="text-align: center;"> <input type="checkbox"/>  bis 5m Vordachhöhe </div> </div>
Abmessungen um die Wärmepumpe	<input type="checkbox"/> cm Höhe <input type="checkbox"/> cm Breite <input type="checkbox"/> cm Tiefe
Bewuchs um die Wärmepumpe	<input type="checkbox"/> einzelne Sträucher <input type="checkbox"/> blickdichte Hecke zu meinem Grundstück <input type="checkbox"/> Bäume
Bauliche Maßnahmen um die Wärmepumpe	<input type="checkbox"/> blickdichter Zaun zw. den Grundstücken <input type="checkbox"/> hohe Mauer zw. den Grundstücken <input type="checkbox"/> Schallschutzhaube oder sonstige Einhausung
Weitere Angaben	
Schallschutzmaßnahmen des Wärmepumpen-Betreibers	<input type="checkbox"/> vorhanden: _____
Welche Maßnahmen könnten nach Ansicht des Beschwerdeführers zur Lösung des Lärmproblems beitragen?	

A: Fragebogen zur Aufnahme von Bürgerbeschwerden bei LWWP – Seite 2(2)

Lärmbelästigung durch Luft-Wasser-Wärmepumpen

Seite 2 – Behördliche Angaben

Bearbeiter Immissionsschutzbehörde		
Behörde: _____	Anschrift: _____	
_____	_____	
_____	_____	
Ansprechpartner/in	Telefon: _____	
Betriebsort der Wärmepumpe		
Anschrift: _____		

Daten zur Wärmepumpe		
Hersteller _____	Nennleistung	kW
Typ _____	Aufstellungsart	
Bisher durchgeführte Maßnahmen		
Messung <input type="checkbox"/> angeordnet	<input type="checkbox"/> selbst durchgeführt	<input type="checkbox"/> Wärmepumpe überschreitet geltende Geräuschrichtwerte
Behördl. Anordnung <input type="checkbox"/> Beschränkungen des Betriebs der Wärmepumpe	<input type="checkbox"/> konstruktive Maßnahmen zur Schallminderung	<input type="checkbox"/> Baulicher Schallschutz (Änderung der Aufstellung, passiver Lärmschutz)
sonstige _____		
Dokumente / Anlagen		
Bitte fügen Sie – wenn möglich – diesem Fragebogen Messberichte, Fotos vor Ort, Planungsunterlagen der Aufstellung der Wärmepumpe o.ä. bei.		
Weitere Angaben		
Welche Maßnahmen könnten Ihrer Ansicht nach zur Lösung des Lärmproblems beitragen?		

Die Auswertung des Fragebogens dient der Durchführung des Forschungsprojekts „Ermittlung der Geräuschemission und Möglichkeiten zur Lärminderung bei Luft-Wasser-Wärmepumpen“ im Auftrag des Umweltbundesamts. Bitte übersenden Sie eine Kopie des (bei jeder entsprechenden Beschwerde) ausgefüllten Fragebogens an:

Dipl.-Ing. Christian Schulze
 Gesellschaft für Akustikforschung Dresden mbH (AFD) Tel. 0351 811 309 42
 Blumenstraße 80 Fax 0351 811 309 50
 01307 Dresden christian.schulze@akustikforschung.de

Fragen und Bemerkungen zu diesem Fragebogen werden ebenso unter der oben angegebenen Adresse beantwortet.

Sämtliche Angaben werden vertraulich behandelt und nicht an Dritte weitergegeben. Die Daten werden ausschließlich im Rahmen des Forschungsprojekts verwendet und ausgewertet. Die Ergebnisse der Auswertung finden ausschließlich in anonymisierter Form Einzug in den Abschlussbericht.

Vielen Dank für Ihre Unterstützung!