Elektrischer Kältemittelverdichter für mobile Anwendung

Experimentelle NVH Untersuchungen

Robin Langebach[1*], Tobias Walter[1], Jean Kübbeler[2],

[1] Hochschule Karlsruhe, Stiftungsprofessur für Verdichtertechnologie,
Institut für Kälte-, Klima und Umwelttechnik
Robin.Langebach@h-ka.de

[2]Pierburg GmbH, Alfred-Pierburg-Str. 1, 41460 Neuss

* Korrespondenzautor

Kurzfassung

Kältemittelkompressoren für Elektro- und Hybridfahrzeuge müssen eine Reihe an bekannten und eine Vielzahl an neuen Anforderungen erfüllen. Hierzu zählen unter anderem die Kühlung des Innenraums im klassischen AC-Modus und die Konditionierung der Batterien, um deren Leistung zu optimieren. Neben den genannten Anforderungen stehen zusätzlich eine kompakte Bauweise, ein geringes Gewicht, eine hohe Effizienz und ein gutes NVH-Verhalten im Fokus der Entwicklung. Insbesondere das NVH-Verhalten rückt durch teils erheblich geringere Geräuschemissionen der Antriebsaggregate in Elektro- oder Hybridfahrzeugen in den Vordergrund. Akustisch behagliche Geräuschemissionen auf einem Minimum sind ebenso wichtig wie die Reduktion von Schwingungsanregungen in die Struktur, welche andernfalls vom Fahrer und weiteren Insassen als störend empfunden werden können. Im Rahmen der Veröffentlichung sollen wichtige Anforderungen an einen elektrisch angetriebenen PKW-Klimaverdichter mit Blick auf das NVH-Verhalten vorgestellt und diskutiert werden. Darüber hinaus wird eine Prüfumgebung für NVH-Untersuchungen beschrieben und erste Messergebnisse vorgestellt.

Stichwörter:

PKW, Klimaverdichter, NVH, experimentelle Untersuchungen, Akustik, Schwingungen

1 Einleitung und Motivation

Kältemittelverdichter für mobile Anwendungen haben in den letzten Jahren vergleichsweise große Änderungen durchlaufen. Bedingt durch die immer stärker werdende Elektromobilität hat sich das Antriebskonzept dieser Verdichter grundsätzlich geändert. Im Bereich der Verbrennungsmotoren sind riemengetriebene Verdichter nach wie vor in Fahrzeugen anzutreffen. Für Hybrid- und reine Elektrofahrzeuge hat sich der elektrisch angetriebene Verdichter durchgesetzt. In diesem Zusammenhang haben – nach Kenntnisstand des Autors – nahezu alle Zulieferer auf die Scroll-Bauart umgeschwenkt.

Neben den damit verbundenen Schwierigkeiten bei der Entwicklung neuer Maschinen stellt ein weiterer Aspekt die Zulieferer und OEMs vor Herausforderungen – die geänderten Einträge von Schwingungen in die Struktur und Geräuschemissionen, kurz NVH. Während bei Verbrennungsmotoren regelmäßig eine permanente Geräuschquelle im Fahrzeug existiert (abgesehen von Stillstandphasen oder Start-Stopp-Automatik), emittieren Elektrofahrzeuge erheblich weniger Geräusche. Gemäß EU-Verordnung 540/2014 [1] sind Hybrid- und Elektrofahrzeuge gesetzlich verpflichtet bis 20 km/h künstliche Geräusche zu emittieren (sog. AVAS, Acoustic Vehicle Alerting System), um für Fußgänger und Fahrradfahrer gewohnt hörbar zu sein. Bei höheren Geschwindigkeiten übernehmen Roll- und Luftwiderstandsgeräusche diese Aufgabe.

Im Umkehrschluss bedeutet dies, dass der Kältemittelverdichter viel mehr in den Fokus der Betrachtungen zur akustischen Behaglichkeit rückt. Dies lässt sich an einem sehr einfachen, vergleichsweise plakativen Beispiel erläutern. Wird angenommen, dass ein Verbrennungsmotor einen Schallleistungspegel von $L_{w,1}=75\ \mathrm{dB}$ emittiert und zusätzlich ein (mechanisch angetriebener) Kältemittelverdichter als weitere Schallleistungsquelle mit $L_{w,1}=60\ \mathrm{dB}$ überlagert wird, so ergibt sich gemäß der Pegeladdition eine Erhöhung des gesamten emittierten Pegels um gerade $\Delta L_w=0{,}135\ \mathrm{dB}$. Dieser Wert ist so gering, dass er von typischen Fahrzeugnutzern praktisch nicht wahrgenommen wird. Fällt nun dieses Motorengeräusch weg, treten die Geräuschemissionen des Kältemittelverdichters in den Vordergrund. Da es sich im Allgemeinen um ein fahrleistungsunabhängiges Geräusch handelt, wird es durch die Fahrzeuginsassen als „ungewohnt“ und somit störend empfunden. In der Konsequenz sind die OEMs gezwungen, sich mit unerwünschten Geräuschen und eingeleiteten Schwingungen des Kältemittelverdichters bereits in einer frühen Phase der Entwicklung zu beschäftigen. Durch Erkennen der Ursachen und gezielte Optimierungen (sog. Primärmaßnahmen) lassen sich die im Allgemeinen recht aufwendigen, häufig erst in einem späteren Entwicklungsstadium durchgeführten Maßnahmen zur Dämmung und Dämpfung emittierter Geräusche und Schwingungen (sog. Sekundärmaßnahmen) deutlich reduzieren.

In der vorliegenden Arbeit wird auf die akustische Untersuchung eines elektrischen Kältemittelverdichters der Fa. Rheinmetall (siehe Abbildung 1) eingegangen. Im Vorfeld werden dazu grundlegende akustische Kenngrößen und Zusammenhänge erläutert und anschließend die verwendete Versuchsumgebung beschrieben.

Abbildung 1: Elektrischer Kältemittelverdichter der Fa. Rheinmetall, 800V Variante, Scroll-Bauart [8].

2 Grundlagen NVH

2.1 Akustische Kenngrößen

Eine häufig diskutierte akustische Kenngröße ist der Schallwechseldruck, häufig auch nur als Schalldruck bezeichnet. Er ist Bestandteil des lokalen Druckfelds $p(\vec{x},t)$, bestehend aus einem mittleren Umgebungsdruck p_0 und der dazu überlagerten Störung oder Fluktuation $p'(\vec{x},t)$, die als Schallwechseldruck bezeichnet wird.

$$p(\vec{x},t) = p_0 + p'(\vec{x},t)$$

Der mittlere Umgebungsdruck p_0 ist z.B. für thermodynamische Berechnungen und die Ermittlung von Stofftaten interessant. Im Bereich der Akustik ist jedoch der Schallwechseldruck $p'(\vec{x},t)$ von Relevanz. Der Schallwechseldruck ist überdies die relevante Größe, mit der das menschliche Ohr als bioakustischer Wandler beaufschlagt wird. Bedingt durch die nichtlinearen „Empfangseigenschaften" des Ohres über mehrere Größenordnungen des Schallwechseldrucks hat sich die Verwendung des logarithmischen Pegels unter Verwendung des Quadrats des Effektivwertes vom Schallwechseldruck $\tilde{p}$ mit

$$L_p = 10 \cdot log\left(\frac{\tilde{p}^2}{p_{Ref}^2}\right)$$

bewährt, welcher mit dem Referenzwert $\mathrm{p_{Ref}} = 2 \cdot 10^{-5} Pa$ genau die typische Hörschwelle berücksichtigt.

Die zweite notwendige akustische Kenngröße ist die Schallschnelle $\vec{v}'(\vec{x},t)$. Auch sie ist wiederum Bestandteil des lokalen Geschwindigkeitsfelds $\vec{v}(\vec{x},t)$ und als überlagerte Störung bzw. Fluktuation zu einer mittleren Geschwindigkeit im Feld $\vec{v}_0$ zu verstehen.

$$\vec{v}(\vec{x},t) = \vec{v}_0 + \vec{v}'(\vec{x},t)$$

Die Schallschnelle spielt im Rahmen der Geräuschmessung von technischen Geräten mit hinreichendem Abstand (Fernfeldbedingungen) eine eher untergeordnete Rolle. Dies liegt unter anderem daran, dass sie um ein Vielfaches aufwendiger zu messen ist als der Schalldruck. Darüber hinaus kann unter Fernfeldbedingungen über die Feldimpedanz Z_F ein vorteilhafter Zusammenhang zwischen Schalldruck und Schallschnelle hergestellt werden. Die Schallkennimpedanz wird unter Fernfeldbedingungen zu einer reelen Zahl Z_0, die sich leicht aus Stoffdaten (Dichte ρ und Schallgeschwindigkeit c) berechnen lässt.

$$Z_0 = \frac{\tilde{p}}{\tilde{v}} = \rho \cdot c$$

Damit wird unter den oben genannten Bedingungen die flächenbezogene, energetische Größe der Schallintensität $\vec{I}$ vergleichsweise einfach über die ausschließliche Vermessung des Schalldrucks und die Kenntnis der Stoffdaten berechenbar:

$$\vec{I} = p \cdot \vec{v} \rightarrow \tilde{I} = \frac{\tilde{p}^2}{Z_0}$$

Die für viele technische Geräte interessante, emittierte Schallleistung P stellt den Absolutwert der integrierten Schallintensität über die Hüllfläche dar.

$$P = \int_S \vec{I}\, d\vec{S}$$

Während der Schalldruck je nach Beschaffenheit der Quelle näherungsweise nach dem Abstandsgesetz $\tilde{p} \sim \frac{1}{r}$ in einem Abstand r abnimmt, bleibt die Schallleistung konstant.
Der zugehörige Schallleistungspegel L_W ist ebenfalls eine charakterisierende Größe für technische Geräte und beinhaltet als Referenzwert P_{Ref} die wahrnehmbare Schallleistung des menschlichen Gehörs.

$$L_W = 10 \cdot log\left(\frac{\tilde{P}}{P_{Ref}}\right)$$

In der Wahrnehmung des Menschen ist jedoch auch die Verwendung eines logarithmischen Schalldruckpegels unvollkommen mit Blick auf die Bewertung Lautheit eines Geräuschs (vgl. Messverfahren in DIN 45631 [4] und

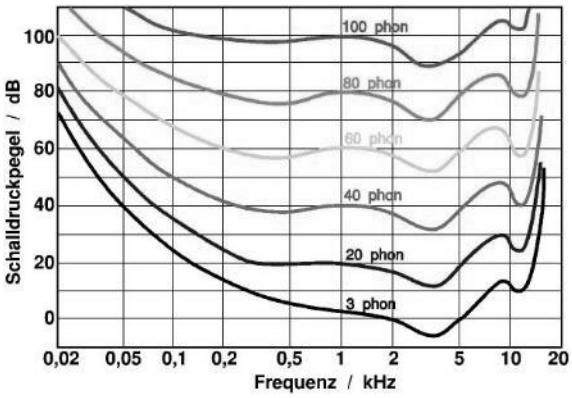

Abbildung 2: Zusammenhang von Schalldruckpegel und empfundene Lautstärke eines Geräuschs in Phon in Abhängigkeit von der Frequenz [2].

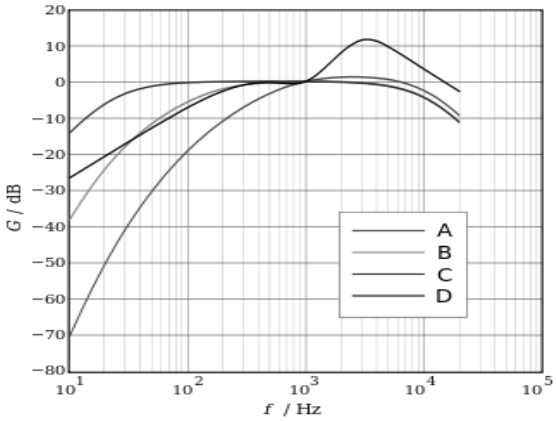

Abbildung 3: Frequenzabhängige Korrekturkurven für die akustische Gewichtung eines Geräuschs [3].

ISO 532B [5]). Daher ist es erforderlich, eine zusätzliche, frequenzabhängige Bewertung der Lautheit (Einheit phon, Linien konstanter Lautheit, siehe Abbildung 2) vorzunehmen. Dies wird mit frequenzabhängigen Korrekturkurven zur Anpassung des Schalldruckpegels durchgeführt (siehe Abbildung 3). Dazu ist zunächst eine Transformation der akustischen Kenngröße in den Frequenzbereich notwendig. Dies wird als Fourier Transformation bezeichnet und im Speziellen häufig über das Verfahren der Fast-Fourier-Transformation (FFT) umgesetzt.

Es ergibt sich daraus die Angabe eines bewerteten Pegels. Im Bereich der Fahrzeugakustik ist nach Kenntnisstand der Autoren ausschließlich die sogenannte A-Bewertung von Relevanz. Sie äußert sich in der zusätzlichen Angabe der Korrektur – z. B. $\mathrm{dB(A)}$. Andere Schreibweisen sind ebenfalls in der Literatur zu finden.

2.2 Maschinenanalyse

Wird an einem Kältemittelverdichter eine akustische Analyse durchgeführt, interessiert besonders das Verhalten über den kompletten Drehzahlbereich. Dies kann ermittelt werden durch einen Maschinenhochlauf von einer minimalen zu einer maximalen Drehzahl. In Abhängigkeit von der Drehfrequenz ergeben sich Amplitudenspitzen im jeweiligen Spektrum. Im Rahmen einer Ordnungsanalyse können diese Amplitudenspitzen den Ordnungen (Vielfachen der Drehfrequenz) zugeordnet werden. Zusätzlich können drehzahlunabhängige Amplitudenspitzen auftreten, die die Eigenfrequenzen der Maschine darstellen. Eine vorteilhafte Darstellung der Ordnungen sowie möglicher Eigenfrequenzen können mit einem Campbell-Diagramm erfolgen. Hierbei wird der betrachtete Frequenzbereich über der Maschinendrehzahl aufgetragen. Der Maschinenhochlauf kann entweder (langsam) kontinuierlich erfolgen oder durch diskretes anfahren der Frequenzen stufenartig realisiert werden. In Abbildung 4 wird exemplarisch ein solches Campbell-Diagramm dargestellt. Das Amplitudenspektrum in der jeweiligen Drehzahl entstammt dem A-bewerteten Schalldruckpegel an einer Mikrofonmessstelle. Zu bemerken ist in diesem Zusammenhang, dass die Frequenzauflösung maßgeblich von der Abtastfrequenz sowie der Anzahl der verwendeten Samples für die Kurzzeit-FFT abhängt.

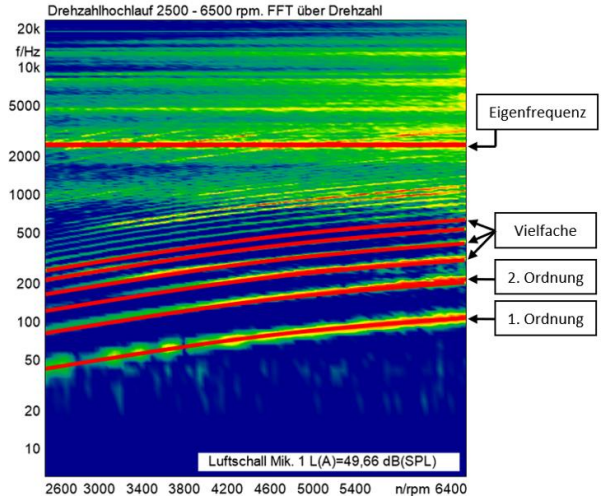

Abbildung 4: Campbell-Diagramm des A-bewerteten Schalldrucks für einen Maschinenhochlauf im Drehzahlbereich 2500-6500 U/min

2.3 Anforderungen an einen elektrischen Kältemittelverdichter

Grundsätzlich sind die Anforderungen an einen elektrischen Kältemittel Verdichter für automobile Anwendungen vielschichtig und in den Lastenheften der OEMs beschrieben. Diese sind jedoch im Allgemeinen nicht für die Öffentlichkeit zugänglich. Dies ist ein großes Hindernis in der wissenschaftlichen Diskussion.
Aus ingenieurtechnischer Sicht sollen exemplarisch folgende allgemein gehaltene Anforderungen genannt werden:

- halbhermetische Bauweise mit integriertem Elektromotor und Inverter, damit volle Drehzahlregelung
- variable Spannungsniveaus verschiedener OEMs, typisch Gleichspannung, z.B. 400 VDC/800 VDC
- kompakte, platzsparende Bauweise mit spezifischen Befestigungspunkten
- geringe Masse
- hohe volumetrische und energetische Effizienz
- breite Einsatzgrenzen für Kälte- und Wärmepumpenbetrieb
- für verschiedene Kältemittel (inklusive brennbare) einsetzbar

Was die Anforderungen an die Geräuschemissionen von Kältemittelverdichtern für Anwendungen im Automotive-Bereich angeht, ist in der Literatur nur sehr wenig dokumentiert. Lediglich in der DIN SPEC 74116:2016 [6] werden A-bewertete Luftschallpegel im Bereich von $50 \ldots 70\ \mathrm{dB(A)}$ für verschiedene Betriebspunkte angegeben.

3 Experimentelle Untersuchungen

3.1 Versuchsverdichter

Als Versuchsverdichter wurde ein Vorserienmodell der Firma Rheinmetall verwendet. Der grobe Aufbau (vgl. Abbildung 1 und Abbildung 5) umfasst die Leistungselektronik mit Inverter (1), die Antriebseinheit mit Elektromotor (2), die Scroll-Verdichtungseinheit (3) sowie den Hochdruckdeckel mit Ölabscheidung (4). Folgende konkrete Eigenschaften können dem Modell zugeordnet werden:

- Hubraum: 34 ccm
- Kältemittel: R134a oder R1234yf
- Versorgungsspannung: 360 V; 800V
- Drehzahlbereich: 800 – 8600 1/min
- Kälteleistung: 7,8 kW @3/20bar, @8600rpm
- Massenstrom: 250 kg/h

3.2 Versuchsumgebung und Durchführung

Um den Kältemittelverdichter realistischen Bedingungen ähnlich den späteren im Kfz zu unterziehen, werden sogenannte thermodynamische Belastungseinheiten eingesetzt. Im konkreten Fall wurde eine kommerziell verfügbare Belastungseinheit der Firma IPETRONIK IPE-LOAD-O1A-AC verwendet. Diese kann sowohl für elektrisch als auch für mechanisch angetriebene Verdichter verwendet werden. Sie stellt den Kältemittelkreislauf im Kfz nach und arbeitet nach dem Prinzip des gekoppelten Gasdreiecks mit einem Vollverflüssigungskreislauf. Damit können der Verdampfungs- und Kondensationsdruck sowie die Überhitzung eingestellt werden. Korrespondierend dazu ergibt sich über die Drehzahl des Verdichters der zugehörige Massenstrom. Dieser wurde mit einem Coriolis-Massenstromsensor ebenso erfasst.
Da die kältetechnischen Größen für die akustischen Untersuchungen hier nur bedingt von Interesse waren, wird auf eine weitere Beschreibung verzichtet. Es war lediglich notwendig, die Drücke sowie die Überhitzung bei variabler Drehzahl des Verdichters einzustellen.
Die Belastungseinheit und der Verdichter wurden bei allen Versuchen mit dem Kältemittel R134a betrieben.

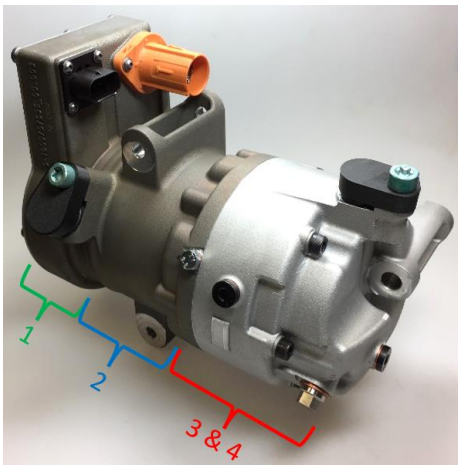

Abbildung 5: Versuchsverdichter der Fa. Rheinmetall mit Kennzeichnung der wesentlichen Baugruppen [8].

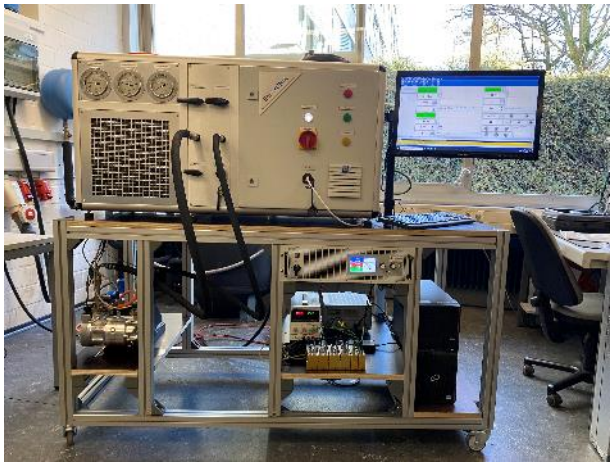

Abbildung 6: Versuchsumgebung zur Vermessung eines eKMV im schalltoten Raum der Hochschule Karlsruhe.

Die thermische Belastungseinheit wurde außerhalb des Freifeldlabors aufgestellt. Über flexible Schlauchleitungen konnte der Verdichter im Inneren des Freifeldlabors auf dem Maschinenfundament betrieben werden. An dieser Stelle ist zu bemerken, dass die Wellschläuche von ca. 5 m Länge druck- als auch saugseitig erhebliche Druckverluste im Normalbetrieb erzeugen. Hinzu kommt der Massenstromsensor, welcher ebenso prinzipbedingt die Druckverluste nochmals erhöht. In der Konsequenz ist es notwendig, drehzahl- und damit massenstromabhängig Korrektur-Offsets für die jeweiligen Drücke innerhalb der Belastungseinheit und am Verdichter aufzunehmen. Über die mitgelieferte Software IPEmotion kann dies vergleichsweise komfortabel umgesetzt werden. Anpassungen sind grundsätzlich möglich, solange die maximalen und minimalen Drücke nicht über- bzw. unterschritten werden.
Während des Betriebs der Belastungseinheit werden die Überhitzung sowie der Verdampfungs- und Kondensationsdruck permanent nachgeregelt. Für das stabile Anfahren eines Betriebspunkts benötigt die Regelung teilweise wenige Sekunden bis mehrere Minuten. Diese Zeitskalen sind insbesondere dann von Bedeutung, wenn ein Maschinenhochlauf von minimaler auf maximale Drehzahl gefahren wird. Hier müssen die entsprechenden Gradienten der Drehzahl angepasst werden, um ein korrektes Ausregeln auch im transienten Betrieb zu gewährleisten.

Mit Blick auf die Anforderungen für den akustischen Prüfaufbau wurde angelehnt an die DIN EN ISO 3744 [7] vorgegangen. Der Verdichter wurde auf einem Schwingfundament mittels eines VDA-Adapters in einem akustischen (Halb-)Freifeld montiert und mit den oben beschriebenen flexiblen Schlauchleitungen an die thermische Belastungseinheit angebunden. Als reflektierende Ebene haben sich harzbeschichtete Hartfaserplatten bewährt, die ein nahezu ideales Reflexionsverhalten im interessanten Frequenzbereich aufweisen.
Zur Ermittlung der Schalldrücke wurden zehn Mikrofone in definierter geometrischer Anordnung (Halbkugelform) um den montierten Verdichter angeordnet. Die Mikrofone sind vorpolarisierte ½“ Freifeldmikrofone vom Typ 4189 von Brüel & Kjaer und besitzen eine Empfindlichkeit von50 mV/Pa im Frequenzbereich 6,3 Hz – 20 kHz. Damit beschreibt jedes der Mikrofone den angenommenen Schalldruck in einem zugeordneten Flächenelement, was später die Integration zur Schallleistung ermöglicht. Die entsprechend anzuwendenden Formeln zur Pegelberechnung in Abhängigkeit von der Hüllfläche finden sich in der DIN EN ISO 3744 [7] und sind üblicherweise in standardmäßig verwendeten Softwarepaketen bereits implementiert. Für die hier diskutierten Messungen wurde das Softwarepaket ArtemiS® von HEADacoustics® verwendet. Die Anordnung der Mikrofone und des Verdichters ist in Abbildung 7 dargestellt.
Neben den Mikrofonen wurden zusätzlich noch Beschleunigungssensoren am Verdichtergehäuse aufgebracht. Dieses Vorgehen ist üblich, um zusätzliche Informationen über die Vibrationen an der Struktur selbst zu erhalten. Diese können später auch vergleichend mit den gemessenen Schaldrücken herangezogen werden. Insbesondere nach Transformation der Mikrofon-Zeitsignale in den Frequenzbereich ergeben sich hier wertvolle Erkenntnisse

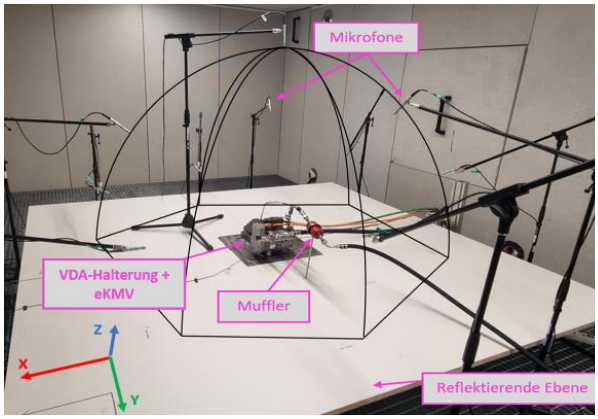

Abbildung 7: Versuchsumgebung im schalltoten Raum der Hochschule Karlsruhe.

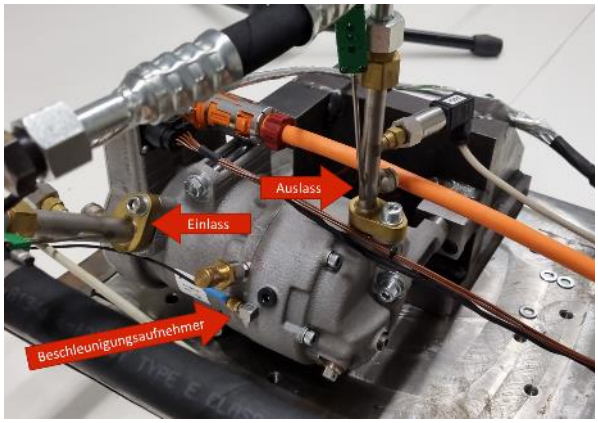

Abbildung 8: Detailansicht Elektrischer Kältemittelverdichter der Fa. Rheinmetall.

mit Blick auf Eigenfrequenzen, die vom Verdichter selbst herrühren oder gegebenenfalls durch den Versuchsaufbau (z. B. reflektierende Ebene) hervorgerufen werden. In Analysen wurde eine Abtastrate von 48 kHz gewählt sowie für jedes FFT-Ensemble 8192 Samples verwendet. Als Fensterfunktion ist in diesem Fall ein Hanning-Fenster verwendet worden.

Für die Analyse der Druckpulsationen werden üblicherweise noch geeignete Drucksensoren am Einlass und am Auslass des Verdichters angebracht. Im konkreten Fall wurde nachgeschaltet zur Auslassstrecke noch ein Pulsationsdämpfer (Muffler) angebracht. Dieser reduziert den Eintrag von Vibrationen bedingt durch Druckpulsationen in die Struktur nach dem Verdichter.

Sowohl die Drucksensoren als auch die Beschleunigungssensoren wurden zeitsynchron zu den Mikrofonen erfasst. Auf eine Auswertung bzw. ein Vergleich mit den erzeugten Drucksignalen wird im Rahmen dieser Ausarbeitung jedoch verzichtet. Gleichwohl ist sie in der Praxis gängig.

3.3 Exemplarische Versuchsergebnisse

Im Folgenden ist exemplarisch auf ein Versuchsergebnis (hier Campbell-Diagramm des Mikrofons Nr. 10) für eine Drehzahlrampe von 1000-8500 U/min mit einem Gradienten von 50 U/s^2 beim Druck von 3 auf 20 bar dargestellt. Der Schalldruckpegel des Mikrofons ist A-bewertet. Aus der Analyse lassen sich folgende Schlüsse ziehen:

Die Ordnungsanalyse zeigt den erwarteten Verlauf der ersten sowie der höheren Ordnungen korrespondierend zur Drehzahl. Das zugehörige Amplitudenspektrum zeigt jeweils im Bereich der Ordnungen erhöhte Werte des Schalldruckpegels. Außerdem kommt es in der ersten Ordnung ab 6000 U/s zu Erhöhungen der Schalldruckamplituden, welche deutlich hörbar waren (Markierung A). Der Effekt klingt in Richtung maximale Drehzahl wieder ab. Ob es sich in diesem Fall um eine Amplitudenverstärkung bedingt durch die erhöhte Schallemission des Verdichters handelt oder um einen überlagerten Effekt mit der Versuchsanordnung kann nur durch eine Detailanalyse und ein Vergleich mit den angebrachten Beschleunigungssensoren geklärt werden.

Überdies auffällig ist eine deutliche Überhöhung der Schalldruckamplituden einer höheren Ordnung >10 (Markierung B). Auch die Herkunft dieses Effekts kann zum

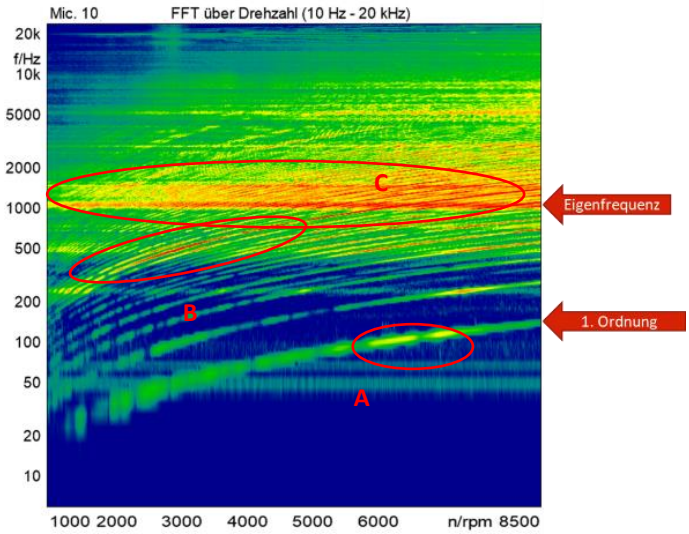

Abbildung 9: Campbell-Diagramm (hier: relativer, A-bewerteter Schallleistungspegel an einem Mikrofon) einer Versuchsfahrt über das komplette Drehzahlband.

gegenwärtigen Zeitpunkt nur vermutet werden. Denkbar sind hier Einflüsse aus der Mechanik (Abwälzen von Wälzkörpern des Hauptlagers) oder des Elektromotors (Anzahl Magnete/Pole).
Es zeigen sich ebenfalls offensichtliche, durch den Betrieb angeregte Eigenfrequenzen. Diese sind besonders ausgeprägt im Frequenzband 1-2 kHz. Eine Verschiebung der Eigenfrequenzen sowie gegebenenfalls eine Dämpfung kann durch strukturelle Modifikationen und andere Optimierungen (z. B. eine geänderte Materialauswahl) am Verdichter erzielt werden.
Überdies können noch erhöhte Amplituden des Schalldrucks bei ca. 50 Hz drehzahlunabhängig festgestellt werden. Hierbei ist zu vermuten, dass es sich um Einflüsse der Netzfrequenz (50 Hz-Brummen) handelt.

4 Zusammenfassung und Ausblick

Kältemittelkompressoren für Elektro- und Hybridfahrzeuge müssen eine Reihe an bekannten und eine Vielzahl an neuen Anforderungen erfüllen, die im in den Lastenheften der OEMs beschrieben werden. Diese sind jedoch im Allgemeinen nicht für die Öffentlichkeit zugänglich. Es kann jedoch gefasst werden, dass neben üblichen konstruktiven und topologischen Anforderungen, günstige Güte- bzw. Wirkungsgrade und auch akustische Zielwerte erreicht werden müssen. NVH-Untersuchungen werden damit neben der kältetechnischen Optimierung zu einem integralen Bestandteil des Entwicklungsprozesses. Die elektrisch angetriebenen Kältemittelverdichter unterliegen ausgiebigen Untersuchungen der Vibration sowie des Luftschalls. Grundsätzliche Messverfahren, mögliche Prüfaufbauten und die Methodik sind dabei gut dokumentiert, z.B. in der DIN EN ISO 3744. Akustische Orientierungswerte gibt die DIN SPEC 74116. Darüberhinausgehende OEM-spezifische Anforderungen sind nicht öffentlich.
Um im Zuge der aktuellen Entwicklungen ebenfalls Forschungsbeiträge zu leisten, wurde an der Hochschule Karlsruhe eine Prüfumgebung zur kältetechnischen als auch akustischen Untersuchung von elektrisch angetriebenen Kältemittelverdichtern aufgebaut und in Betrieb genommen. Erste Überprüfungsmessungen zeigen sehr positive Ergebnisse des Prüfaufbaus in jedweder Hinsicht. Gezeigt hat sich während der Messungen, dass der Prüfaufbau auch hinsichtlich des NVH-Verhaltens gut verstanden sein muss. Nur so wir gewährleistet, dass Ergebnisplot tatsächlich nur Effekte des Verdichters beinhalten und nicht als Gemenge aus Verdichter und Prüfstand-Eigenheiten verstanden werden müssen. Insbesondere die Fundamentierung und Aufhängung des Verdichters sind wichtig, ebenso wie die korrekte Gestaltung der schallreflektierenden Ebene unter dem Verdichter. Überdies fordern dynamische Messungen des Betriebszustands (z.B. n-Rampen) eine gute Abstimmung der thermodynamischen Belastungseinheit mit Blick auf die dynamische Druck-Temperatur-Anpassung. Hier spielen Druckverluste in den vergleichsweise langen Anschlussleitungen eine große Rolle genauso wie die zwischengeschaltete Massenstrommessung.
Im Ausblick soll mit der Prüfumgebung konsequent an neuen Ansätzen zur kältetechnischen und akustischen Optimierung von Kältemittelverdichtern gearbeitet werden. Zukünftig ist der Umbau der Prüfumgebung auch für brennbare Kältemittel geplant.

5 Danksagung

Unser Dank gilt der Pierburg GmbH für die Unterstützung bei der Arbeit, dem Verbund der Stifter der Hochschule Karlsruhe für das großzügige finanzielle Engagement bei der Erstausstattung sowie der IPEtronik GmbH & Co. KG. für den Prüfstand und den Support beim Aufbau der Prüfumgebung.

6 Literaturverzeichnis

[1] Verordnung (EU) Nr. 540/2014 des Europäischen Parlaments und des Rates vom 16. April 2014 über den Geräuschpegel von Kraftfahrzeugen und von Austauschschalldämpferanlagen sowie zur Änderung der Richtlinie 2007/46/EG und zur Aufhebung der Richtlinie 70/157/EWG Text von Bedeutung für den EWR (OJ L 158 27.05.2014, p. 131, ELI: http://data.europa.eu/eli/reg/2014/540/oj)

[2] Bildquelle „db2phon"; The original uploader was Skyhead at German Wikipedia. (https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Akustik_db2phon.jpg), gekennzeichnet als gemeinfrei

[3] Bildquelle „Acoustic weighting curves“; Lindosland at English Wikipedia. Image recalculated with Mathematica to match article definitions by Inductiveload (https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Acoustic_weighting_curves.svg), gekennzeichnet als gemeinfrei

[4] DIN 45631/A1:2010-03 Berechnung des Lautstärkepegels und der Lautheit aus dem Geräuschspektrum - Verfahren nach E. Zwicker - Änderung 1: Berechnung der Lautheit zeitvarianter Geräusche, Ausgabedatum 2010-03, https://dx.doi.org/10.31030/1555185

[5] DIN ISO 532-1:2022-03 Acoustics - Methods for calculating loudness - Part 1: Zwicker method (ISO 532-1:2017, Corrected version 2017-11), https://dx.doi.org/10.31030/3248850

[6] DIN SPEC 74116:2016-03 Road vehicles - R744-Air-conditioning systems - Electric coolant compressor, Publication date 2016-03, https://dx.doi.org/10.31030/2412492

[7] DIN EN ISO 3744:2011-02 Akustik - Bestimmung der Schallleistungs- und Schallenergiepegel von Geräuschquellen aus Schalldruckmessungen - Hüllflächenverfahren der Genauigkeitsklasse 2 für ein im Wesentlichen freies Schallfeld über einer reflektierenden Ebene, Ausgabedatum 2011-02, https://dx.doi.org/10.31030/1642409

[8] Bildquelle Kältemittelverdichter, mit freundlicher Genehmigung der Rheinmetall Automotive AG, Unternehmenspräsentation

7 Nomenklatur

Größe	Beschreibung	Einheit
L_w	Schallleistungspegel	dB
L_p	Schalldruckpegel	dB
p	Druck	Pa
T	Temperatur	K
v	Geschwindigkeit	m/s
Z_F, Z_0	Akustische Feldimpedanz	kg/m^2 s
I	Schallintensität	W/m^2
P	Schalleistung	W
S	Fläche	m^2
r	Radius um eine Schallquelle	m
ρ	Dichte	kg/m^3
c	Schallgeschwindigkeit	m/s
n	Drehzahl	U/min

Indizes Akzente	Beschreibung
$\vec{\ }$	Vektor
$\sim$	Effektivwert
x_o, x_{Ref}	Mittlerer Wert, Referenzwert der Größe x
x'	Fluktuation, lokale Schwankung der Größe x