

# LUFO V-3 - Abschlussbericht

## Vib-Com: Vibrationswahrnehmung und Akzeptanzkriterien

Verbundprojekt:UHBR2Noise

HAP3: Vib-Com

AP 3.3: Vibrationswahrnehmung und Akzeptanzkriterien

FKZ 20K1709C

Laufzeit: 01.04.2019 – 31.03.2022



Carl von Ossietzky Universität Oldenburg

Ammerländer Heerstr 114-119

26129 Oldenburg

Louis Krause, Dr. Stephan Töpken, Prof. Dr. Ir. Steven van de Par

Gefördert durch:



aufgrund eines Beschlusses  
des Deutschen Bundestages

# Inhalt

<b>1. KURZE DARSTELLUNG</b>	<b>1</b>
1.1. Aufgabenstellung	1
1.2. Voraussetzungen des Vorhabens	2
1.3. Planung und Ablauf des Vorhabens	2
1.4. Wissenschaftliche und technischer Stand zu Beginn des Vorhabens	3
1.4.1. Charakterisierung von Vibrationen	3
1.4.2. Wahrnehmungsschwellen von Ganzkörpervibrationen	5
1.4.3. Kurven gleicher Empfindung für Ganzkörpervibrationen	11
1.4.4. Differentielle Wahrnehmungsschwelle für Ganzkörpervibrationen	15
1.4.5. Multimodaler Einfluss von Schall, Vibrationen und weiteren Faktoren auf das Komfortempfinden	18
1.4.6. Einfluss der Dauer von Vibration auf das Komfortempfinden	22
1.4.7. Literaturverzeichnis	25
1.5. Zusammenarbeit mit anderen Stellen	29
<b>2. EINGEHENDE DARSTELLUNG</b>	<b>30</b>
2.1. Erzielte Ergebnisse im Einzelnen	30
2.1.1. AP 3.3.1 Identifikation komfortrelevanter Signalparameter	30
2.1.2. AP 3.3.2 Akzeptanzkriterien: Spezifische Angenehmheit von Ganzkörpervibrationen	67
2.2. Positionen des zahlenmäßigen Nachweises	103
2.3. Notwendigkeit und Angemessenheit der geleisteten Arbeit	103
2.4. Verwertbarkeit und Verwertungsplan	104
2.4.1. Wissenschaftliche Verwertung	104
2.4.2. Wirtschaftliche Verwertung	104
2.5. Fortschritt bei anderen Stellen	105
2.6. Veröffentlichungen	106

# 1. Kurze Darstellung

## 1.1. Aufgabenstellung

Neue UHBR-Antriebe sind aufgrund der erhöhten Effizienz gegenüber aktuellen Triebwerken Kandidaten für zukünftige Flugzeuggenerationen. UHBR-Antriebe können jedoch potentiell zu deutlich anderen Schall- und Vibrationssignaturen in der Kabine als bisherige Triebwerke führen. Diese können sich mitunter negativ auf den empfundenen Komfort in der Kabine oder sogar auf die Akzeptanz bei der Abnahme von Flugzeugen auswirken und einer passagierfreundlichen Kabine entgegenstehen. Für eine erfolgreiche Integration neuartiger UHBR-Antriebe ist es entsprechend notwendig, neben der technischen Charakterisierung des Kabinendruckeinflusses auf die Schallübertragung (HAP 1) und die turbulente Anregung im Bereich hoher Druckgradienten (HAP 2) wahrnehmungsbezogene Akzeptanzkriterien für die Schall- und Vibrationssignaturen von UHBR-Antrieben zu entwickeln.

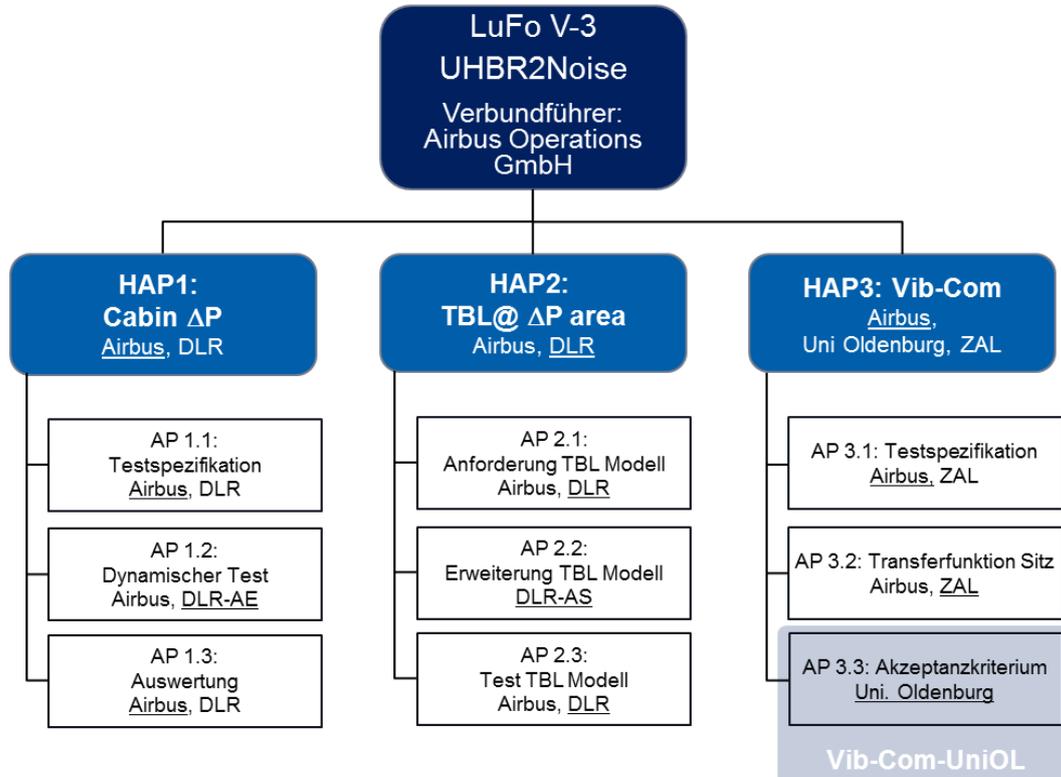


Abbildung 1: Projektstrukturplan des Verbundprojektes UHBR2Noise

Das Ziel des Hauptarbeitspakets HAP 3 (Vib-Com, Abb. 1) sind Methoden und Tools zur Vorhersage von Sitzvibrationen sowie eine Charakterisierung von Akzeptanzkriterien für wahrgenommene Vibrationen auf Flugzeugsitzen. Das Ziel des Arbeitspakets AP 3.3 ist eine Identifikation bewertungsrelevanter Vibrationssignalparameter und Quantifizierung des Einflusses der wichtigsten Vibrationssignalparameter auf die Akzeptanzbewertung.

## 1.2. Voraussetzungen des Vorhabens

Das Forschungsvorhaben ist eine Fortführung der Forschung zur Vibrationswahrnehmung und Fahrzeugakustik im Bereich angewandter Psychoakustik in der Abteilung Akustik an der Carl von Ossietzky Universität Oldenburg.

In dem Forschungsvorhaben wurde für die Durchführung von Experimenten zur Wahrnehmung von Ganzkörpervibrationen eine bestehende Vibrationsplattform mit einem Flugzeugsitz ausgestattet.

Aufgrund der Corona-bedingten Einschränkungen wurden sämtliche Experimente auf dem Teststand in Oldenburg durchgeführt und der ursprünglich für den zweiten Teil des Projektes geplante Einsatz des MAVIS-Teststandes am DLR Göttingen kam nicht zum Einsatz.

## 1.3. Planung und Ablauf des Vorhabens

Das Forschungsvorhaben bestand aus zwei Arbeitspaketen, die sukzessive aufeinander aufbauten (siehe Zeit-/Meilensteinplan in Abb. 2). In AP 3.3.1 wurden auf Basis von Literaturrecherche und Subjektivtests die für die Komfortbewertung wichtigsten Vibrationssignalparameter identifiziert (MS 3.3.1). In AP 3.3.2 wurde dann deren Einfluss in umfassenden weiteren Subjektivtests mit einer größeren Personenzahl quantifiziert und Akzeptanzkriterien bestimmt (MS 3.3.2).



- Zufällige Schwingung (z.B. weißes Rauschen)

Um eine solche Schwingung zu charakterisieren kann die Amplitude der Auslenkung gemessen werden. Das Bestimmen der Vibrationsauslenkung stellt sich jedoch oft als kompliziert dar. Eine weitere Möglichkeit ist es die Amplitude der Geschwindigkeit zu bestimmen. Diese bietet einen direkten Zusammenhang zur Energie der Schwingung. Obwohl dies viele Vorteile bietet, hat sich das Messen der Beschleunigungsamplitude durchgesetzt [2]. Ein Großteil der heutzutage verwendeten Messinstrumente ist für die Bestimmung der Beschleunigung konzipiert, so dass sich als Einheit zur Quantifizierung von Vibrationen die Einheit  $\frac{m}{s^2}$  etabliert hat.

Ein statistisches Maß zur Beschreibung von Vibrationen ist der Effektivwert der Beschleunigung oder auch kurz r.m.s. (Abk. für engl. „Root Mean Square“). Mathematisch lässt sich dieser durch Gl. 1 ausdrücken.

$$a_{r.m.s.} = \sqrt{\frac{1}{T} \int a^2(t) dt} \quad (1)$$

Der r.m.s kann sowohl in der Einheit  $\frac{m}{s^2}$  aber auch auf einer logarithmischen Skala in dB angegeben werden. Wird eine Referenzbeschleunigung nach DIN EN ISO 1683 von  $10^{-6} \frac{m}{s^2}$  genutzt, ergibt sich der Beschleunigungspegel durch Gl 2. Dabei beschreibt  $a_{r.m.s}$  den Effektivwert der gemessenen Beschleunigung und  $a_0$  den Referenzpegel von  $10^{-6} \frac{m}{s^2}$ .

$$L_{vib} = 20 \cdot \log_{10} \left( \frac{a_{r.m.s.}}{a_0} \right) \text{ dB} \quad (2)$$

Weitere statistische Parameter zur Beschreibung von Vibrationen sind zum Beispiel der „crest factor“ (kurz CF), der nach Gl. 3 definiert ist. Anhand dessen können ohne Betrachtung des zeitlichen Verlaufs Signale miteinander verglichen und gezeigt werden, welches Signal mehr extreme Schocks enthält [1].

$$CF = \frac{\max(a(t))}{r.m.s(a(t))} \quad (3)$$

Ein weiterer Parameter, der nur für die Beschreibung von Ganzkörpervibrationen genutzt wird, ist die „Vibration Dose Value“ (kurz VDV). Dieser wurde aufgrund von experimentellen Erkenntnissen entwickelt, die gezeigt haben, dass der Diskomfort mit der vierten Potenz vom Vibrationspegel abhängt (siehe Kapitel 6) ist nach Gl. 4 definiert [1]. Im Gegensatz zum r.m.s. wird nicht durch das Zeitintervall T geteilt. Somit

nimmt der VDV niemals ab, sondern nimmt für Signale ungleich null stetig zu. Durch die vierte Potenz werden Schocks stärker gewichtet als durch den r.m.s.

$$VDV = \sqrt[4]{\int_0^T a^4(t) dt} \quad (4)$$

#### 1.4.2. Wahrnehmungsschwellen von Ganzkörpervibrationen

Um festzustellen, ab welchen Beschleunigungspegeln Vibrationen vom Menschen wahrgenommen werden können, wurden einige Studien zur Bestimmung der Wahrnehmungsschwelle von sinusförmigen Ganzkörpervibrationen in vertikaler und horizontaler Anregungsrichtung durchgeführt. Im Jahr 2002 untersuchte Bellmann [3] die Detektionsschwelle von vertikalen Ganzkörpervibrationen mit Hilfe einer Vibrationsplattform der Universität Oldenburg. Abbildung 3 zeigt die mittleren gemessenen Detektionsschwellen inklusive Standardabweichung für Frequenzen in einem Bereich zwischen 5 Hz und 200 Hz. Es zeigt sich, dass die Detektionsschwelle für niedrige Frequenzen abfällt und die Versuchspersonen für tiefe Vibrationsfrequenzen am sensitivsten sind. Die minimale Detektionsschwelle liegt bei einer Frequenz von 5 Hz und einem Beschleunigungspegel von circa 83,5 dB und steigt dann bis 8 Hz auf einen Wert von 88 dB an. Für Frequenzen zwischen 8 Hz und 63,5 Hz bleibt die Detektionsschwelle fast konstant und fällt für Frequenzen > 63,5 Hz leicht ab. Weitere Studien in denen Detektionsschwellen von vertikalen Ganzkörpervibrationen untersucht wurden sind zum Beispiel Schwendicke [4] oder Merchel et al. [5]. Diese Studien zeigen vergleichbare Verläufe der Detektionsschwellen im Vergleich zu Bellmann.

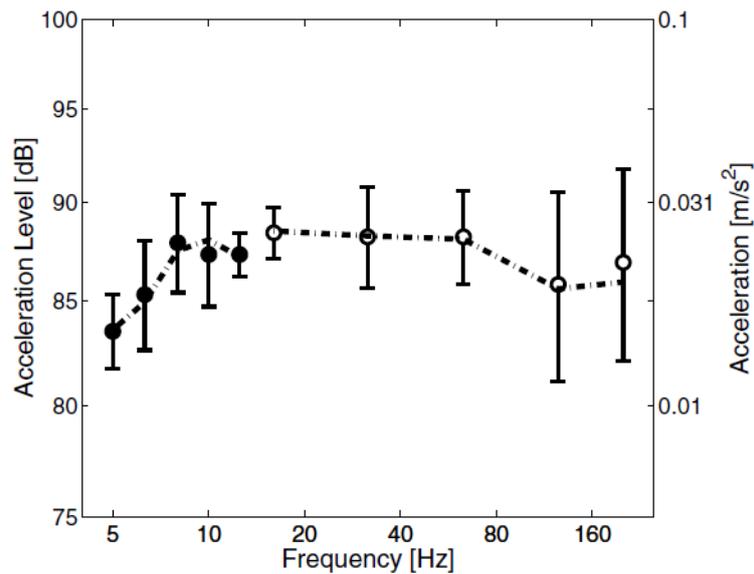


Abbildung 3: Mittlere Wahrnehmungsschwellen für sinusförmige vertikale Ganzkörpervibrationen inklusive interindividuelle Standardabweichung für 17 Versuchspersonen nach Bellmann [3].

Morioka [6] untersuchte im Jahr 2006 die Detektionsschwellen aller drei Raumrichtungen (Abbildung 4). Die Fühlschwellen für vertikale Ganzkörpervibrationen liegen in einem ähnlichen Bereich wie die Schwellen nach Bellmann. Für einige Frequenzen wurden jedoch leicht unterschiedliche Detektionsschwellen ermittelt. Dies lässt sich durch die Wahl eines anderen Sitzes erklären. Im Vergleich zur Studie von Bellmann wurde eine Sitzfläche aus Holz verwendet, die eine geschwungene Form besitzt, um einen Kontakt mit den Sitzknochen zu gewährleisten. Außerdem besaß der Sitz in der Studie von Morioka keine Rückenlehne und die Füße wurden auf einer stationären Fußstütze abgestellt. Vergleicht man die Detektionsschwellen der drei Raumrichtungen nach Morioka zeigt sich, dass diese unter 10 Hz übereinanderliegen. Für Frequenzen über 10 Hz zeigt sich, dass die Fühlschwelle für alle drei Raumrichtungen ansteigt. Für die horizontalen Richtungen steigen diese jedoch deutlich schneller an. Der Mensch besitzt also für vertikale (z-Richtung) Ganzkörpervibrationen die größte Sensitivität.

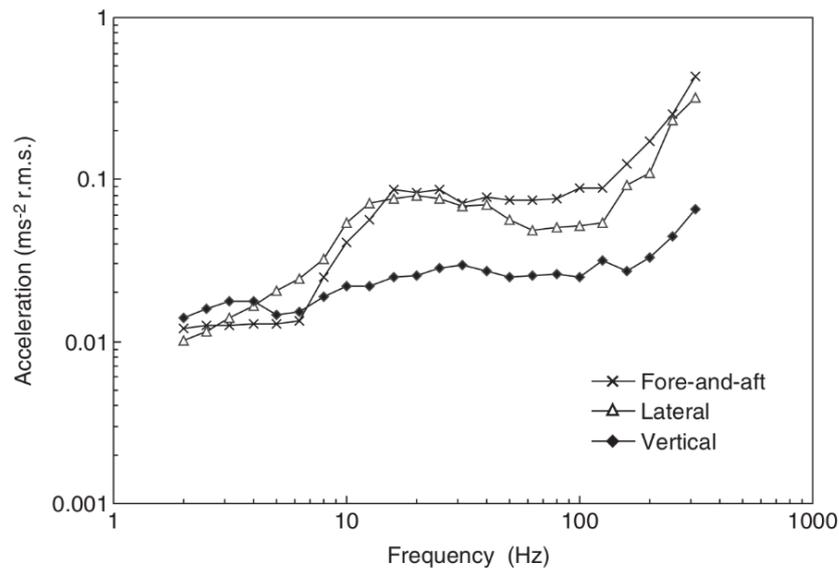


Abbildung 4: Mittlere Wahrnehmungsschwellen für sinusförmige Ganzkörpervibrationen in vertikaler (◆) und lateraler ( $\Omega$ ) Richtung und vorne-hinten (x) nach Morioka [6].

Im Jahr 2008 verglich Morioka [7] die absoluten Detektionsschwellen für Ganzkörper-, Hand- und Fußvibrationen. In Abbildung 5 sind diese für Vibrationen in vertikaler Richtung dargestellt. Es zeigt sich, dass die größte Sensitivität für Ganzkörpervibrationen einer Frequenz von 5 Hz ermittelt wurde. Dabei beträgt der mittlere Beschleunigungspegel 83,3 dB. Die Sensitivität für Hand- und Fußvibrationen ist für niedrige Frequenzen deutlich kleiner und steigt Richtung hoher Frequenzen an. Die minimale Detektionsschwelle für Fußvibrationen liegt bei einer Frequenz von 100 Hz und beträgt 88,4 dB. Für Handvibrationen liegt diese im Bereich um 150 Hz und beträgt 86,7 dB.

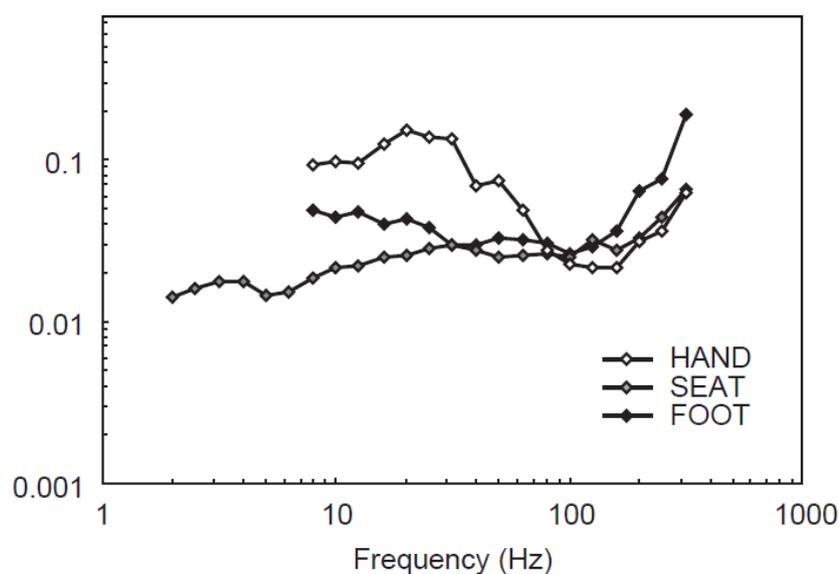


Abbildung 5: Mittlere Wahrnehmungsschwellen für sinusförmige vertikale Hand-, Ganzkörper- und Fußvibrationen nach Morioka [7].

Eine obere Schwelle, die die gesundheitliche Unbedenklichkeitsgrenze beschreibt, kann schwierig bestimmt werden, da diese vor allem von der Dauer der Vibrationsaussetzung abhängig ist und Versuchspersonenexperimente gesundheitliche Schäden zu Folge hätten. Dennoch gibt es einige Versuche solche Grenzen festzulegen. Abbildung 6 zeigt einen Vergleich der Expositionsgrenze nach ISO 2631:1985[8] (--) und Auslösewerten (-) basierend auf einer VDV von  $15 \frac{m}{s^{1,75}}$  nach BS 6841[9]. In horizontaler Richtung geben beide Normen für niedrige Frequenzen die niedrigste Grenze an. So liegt diese zum Beispiel für eine Expositionsdauer von 1 Minute bei circa  $4 \frac{m}{s^2} r. m. s.$  (132 dB). Für höhere Frequenzen steigen die Grenzwerte linear an. In vertikaler Richtung besitzen Frequenzen im Bereich von 5 bis 10 Hz die niedrigsten Grenzen. Hier sind für eine Expositionsdauer von 1 Minute Werte von  $5 \frac{m}{s^2} r. m. s.$  (134 dB) nach ISO 2631:1985 beziehungsweise  $3,9 \frac{m}{s^2} r. m. s.$  (132 dB) nach BS 6841 angegeben. Für niedrigere und höhere Frequenzen steigen die Expositionsgrenzen an. Für eine kurze Expositionsdauer von 1 Sekunde liegt der Auslösewert nach BS 6841 für Frequenzen zwischen 5 und 16 Hz bei  $10,7 \frac{m}{s^2} r. m. s.$  (141 dB). Der Dynamikbereich von Vibrationen mit Frequenzen im Bereich zwischen 2 und 80 Hz, die durch den Menschen ohne gesundheitliche Bedenken wahrgenommen werden können, liegt also in einer Größenordnung von 60-70 dB. Im Vergleich dazu liegt der Dynamikbereich des menschlichen Gehörs für einen 1 kHz Ton bei circa 130 dB (Die Hörschwelle für einen 1 kHz Ton liegt nach ISO 226 [10] bei einem Schalldruckpegel von 2,4 dB und die Schmerzgrenze nach Fastl & Zwicker [11] bei circa 135 dB.)

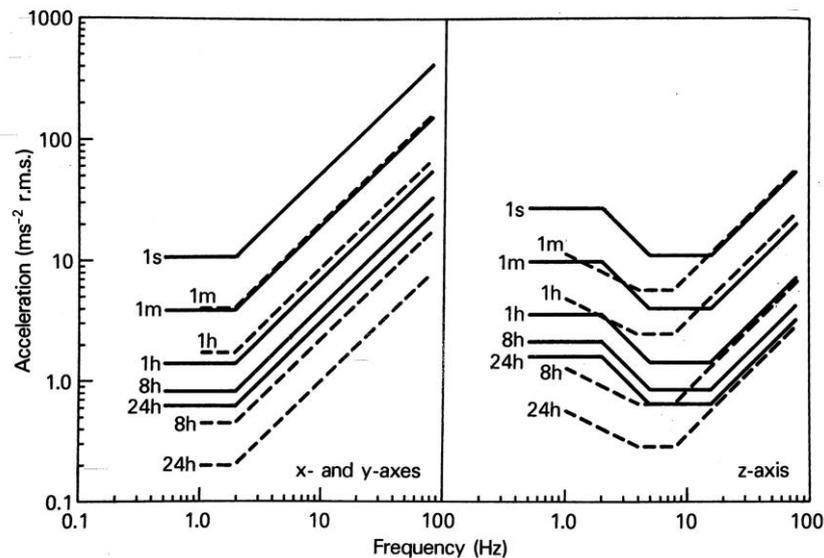


Abbildung 6: Expositionsgrenzen für horizontale und vertikale Ganzkörpervibrationen nach ISO 2631:1985 [8] (---) und Auslösewerten basierend auf einem VDV von  $15 \frac{m}{s^{1,75}}$  nach BS 6841 [9] (-).

In der Psychoakustik werden schon lange Maskierungsexperimente genutzt, um die Frequenzselektivität des auditorischen System zu beschreiben. So lässt sich dadurch zum Beispiel zeigen, dass das menschliche Gehör komplexe Geräusche anhand mehrerer Frequenzbänder analysiert, die auf die Funktionsweise der Basilarmembran zurückzuführen sind [11]. Für spektrale Maskierungseffekte bei Ganzkörpervibrationen gibt es im Gegensatz dazu nur wenige Untersuchungen. Im Jahr 2006 untersuchten Bellmann & Ewert die maskierten Schwellen für vertikale Ganzkörpervibrationen [12]. Es wurden Schwellen für sinusförmige Zielvibrationen mit einer Frequenz von 4, 8, 16 und 32 Hz, die durch ein schmalbandiges Vibrationsrauschen maskiert werden, gemessen (Abbildung 7). Der Maskierer mit einem fixen Pegel von 100 dB besaß eine Breite einer  $\frac{1}{2}$  Oktave in Abhängigkeit der fixen Zielvibration und eine Mittenfrequenz im Bereich von -2 bis +2 Oktaven relativ zur Zielvibration. Abbildung 5 zeigt die über die vier Versuchspersonen gemittelten Maskierungsmuster für Zielfrequenzen von 4 Hz ( $\circ$ ), 8 Hz ( $\Delta$ ), 16 Hz ( $\square$ ), 32 Hz ( $\nabla$ ). Die Abszisse zeigt die Mittenfrequenz des Maskierers und die Ordinate den Vibrationspegel der Zielvibration. Die gestrichelte Linie zeigt die Detektionsschwelle ohne zusätzlichen Maskierer. Es zeigt sich, dass die Maskierung am größten ist, wenn der Maskierer die gleiche Mittenfrequenz wie die Zielvibration besitzt, wobei durch Verschieben der Mittenfrequenz um -2/3 Oktaven nur eine minimale Änderung der Schwelle zur „on-frequency“-Kondition festgestellt wurde. Für niedrigere Maskierfrequenzen fallen alle Kurven stark ab und auch für Frequenzen, die über der Zielfrequenz liegen, kann ein starker Abfall der Schwelle erkannt werden. Auch in

einer Studie von Morioka, 2015 konnte eine maximale Maskierung gemessen werden, wenn Maskierer- und Zielvibration die gleiche Mittenfrequenz besitzen. Mit größerem Abstand der Maskierermittenfrequenz zur Zielfrequenz sinkt auch hier die Maskierung. Diese Maskierungseffekte können möglicherweise durch die Verarbeitung von Vibrationen durch unterschiedliche sensorische Systeme (somatosensorisch, vestibulär, visuell) und durch die frequenzabhängige Wahrnehmung von Vibrationen an unterschiedlichen Körperstellen erklärt werden [13].

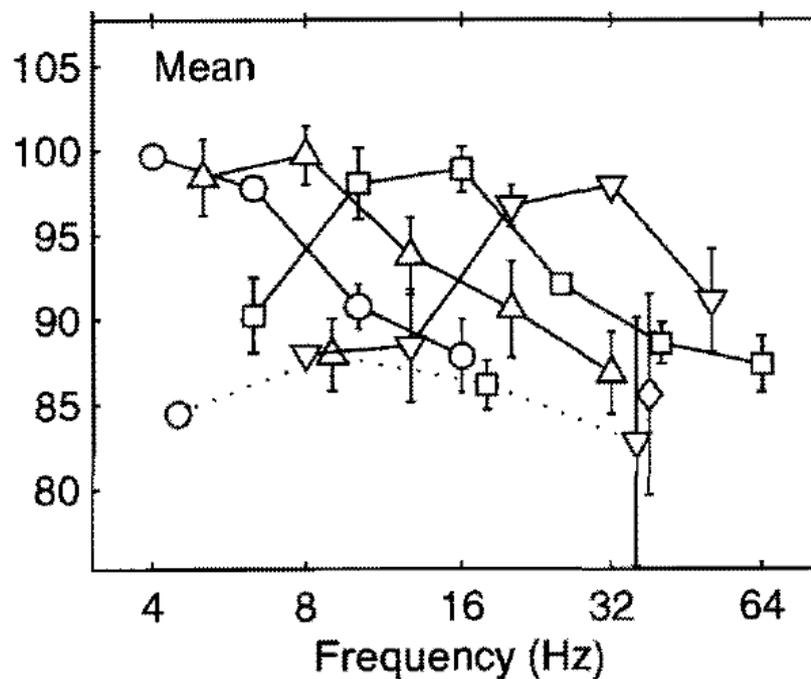


Abbildung 7: Mittlere maskierte Detektionsschwellen von vertikalen sinusförmigen Ganzkörpervibrationen nach Bellmann mit Vibrationsfrequenzen von 4 Hz (°), 8 Hz (Ω), 16 Hz (□), 32 Hz (▽). Die Vibrationsschwelle ist dabei in Abhängigkeit der Vibrationsmittenfrequenz des Maskierers dargestellt. Der Maskierer besitzt eine Breite von einer halben Oktave und wird in jeder Frequenzkondition relativ zur Zielvibrationsfrequenz um -2 bis +2 Oktaven verschoben (in einem Bereich zwischen 3,15 Hz und 80 Hz). Die gestrichelte Linie stellt die unmaskierte Detektionsschwelle der sinusförmigen Vibration dar [12].

### 1.4.3. Kurven gleicher Empfindung für Ganzkörpervibrationen

Im auditorischen Bereich besitzen Töne mit gleichem Schalldruckpegel aber unterschiedlicher Frequenz oftmals eine voneinander abweichende Lautheit, also eine unterschiedlich empfundene Lautstärke. Für unterschiedliche Pegel können, durch Vergleiche von Tönen unterschiedlicher Frequenz mit einem 1 kHz Referenzton, Kurven gleicher Lautheit bestimmt werden [11]. Auch im vibratorischen Bereich werden Schwingungen gleichen Pegels aber unterschiedlicher Frequenz oft als nicht gleich stark wahrgenommen. Dies führt zu unterschiedlicher Bewertung von Schwingungen durch den Menschen abhängig von deren Frequenz. Um dies zu verdeutlichen, können Kurven gleicher Intensität oder gleichen Komforts gemessen werden. Merchel et al. bestimmten im Jahr 2011 Kurven gleicher Intensität für Pegel von 100, 105, 110, 115 und 120 dB [14]. Dabei wurden sinusförmige vertikale Vibrationen mit Frequenzen von 10, 50, 100, 150, 200 und 250 Hz mit einer Referenzvibration mit einer Frequenz von 20 Hz verglichen. Abbildung 8 zeigt die gewonnenen Kurven gleicher Intensität. Es ist zu erkennen, dass die Kurven für tiefe Frequenzen annähernd parallel verlaufen, wobei es für hohe Frequenzen Abweichungen zwischen den Kurven gibt. Eine Erklärung dafür kann der immer größer werdende Abstand zur Referenzfrequenz sein, was ein Einstellen auf gleiche Intensität erschwert, da die Stimuli sich relativ stark in ihrem Charakter unterscheiden. Die Kurven besitzen einen ähnlichen Verlauf wie die Kurve der Wahrnehmungsschwelle nach Morioka (Abbildung 4).

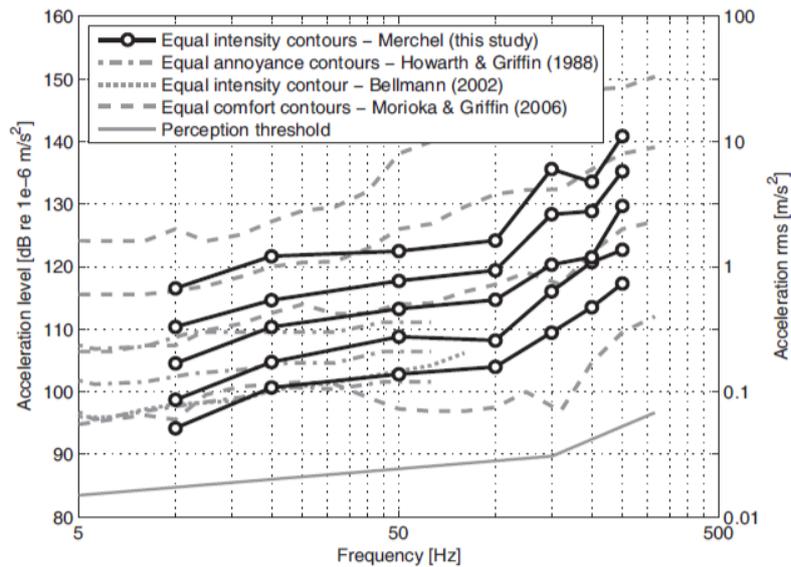


Abbildung 8: Vergleich mehrerer Wahrnehmungskonturlinien, gemessen durch unterschiedliche Labore, für sinusförmige Ganzkörpervibrationen [14].

Kurven gleichen Komforts sind eine weitere Möglichkeit die Bewertung von Vibrationen zu beschreiben. Morioka & Griffin untersuchten diese für vertikale und horizontale Schwingungen [6]. In Abbildung 9 ist zu erkennen, dass genau wie bei der Wahrnehmungsschwelle die vertikalen Kurven für Frequenzen  $> 10$  Hz deutlich unter den horizontalen liegen. Horizontale Vibrationen dürfen bei gleichem Komfort höhere Beschleunigungen aufweisen als vertikale Vibrationen. Entsprechend tragen die vertikalen Beschleunigungen bei gleicher Beschleunigung stärker zum (Dis-)Komfort bei als die horizontalen Beschleunigungen. Der größte Diskomfort wird für alle Anrichtungsrichtungen für niedrige Frequenzen im Bereich zwischen 2 Hz und 5 Hz erzeugt. Die Grafik (c) in Abbildung 9 zeigt die Kurven gleichen Komforts für Vibrationen in vertikaler Richtung für unterschiedliche Pegel. Diese hängen stark von der Frequenz und vom Pegel der Vibration ab. Für niedrige Pegel zeigen diese einen ähnlichen Verlauf wie die Wahrnehmungsschwelle. Für Frequenzen größer 20 Hz besitzen die Kurven stark approximiert eine konstante Beschleunigung. Mit steigendem Empfindungspegel ändert sich die Beschleunigung der Kurven im Bereich zwischen 16 Hz und 315 Hz proportional zur Frequenz, so dass diese sich auch als Kurven konstanter Geschwindigkeit beschreiben lassen. Diese und vergleichbare Ergebnisse weiterer Studien sind konsistent mit Ergebnissen über das biodynamische Antwortverhalten des Menschen auf Ganzkörpervibrationen [6].

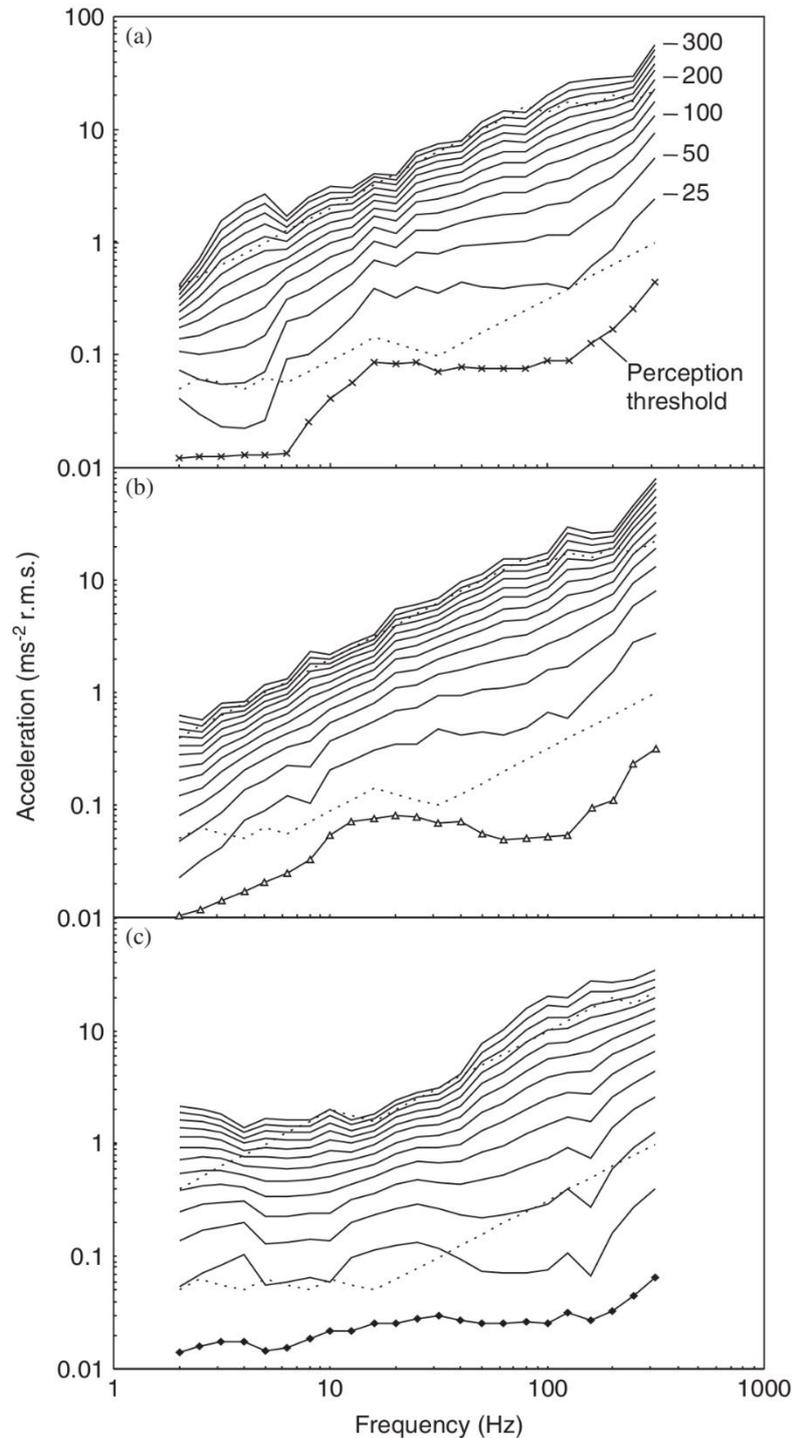


Abbildung 9: Kurven gleichen Komforts (-) und mittlere Wahrnehmungsschwelle (Symbol) für (a) vorne-hinten, (b) laterale und (c) vertikale sinusförmige Ganzkörpervibrationen nach Morioka & Griffin [6].

Kurven für den von Ganzkörpervibrationen hervorgerufenen Diskomfort finden sich auch in Griffin 1990[2], die für die vertikale Richtung über 15 Hz einen Anstieg mit der Frequenz zeigen (Abbildung 10), d.h. die Beschleunigung kann bei gleichem Komfort

für höhere Frequenzen größer sein. Morioka (2006) [6] hat diese älteren Kurven entsprechend bestätigt.

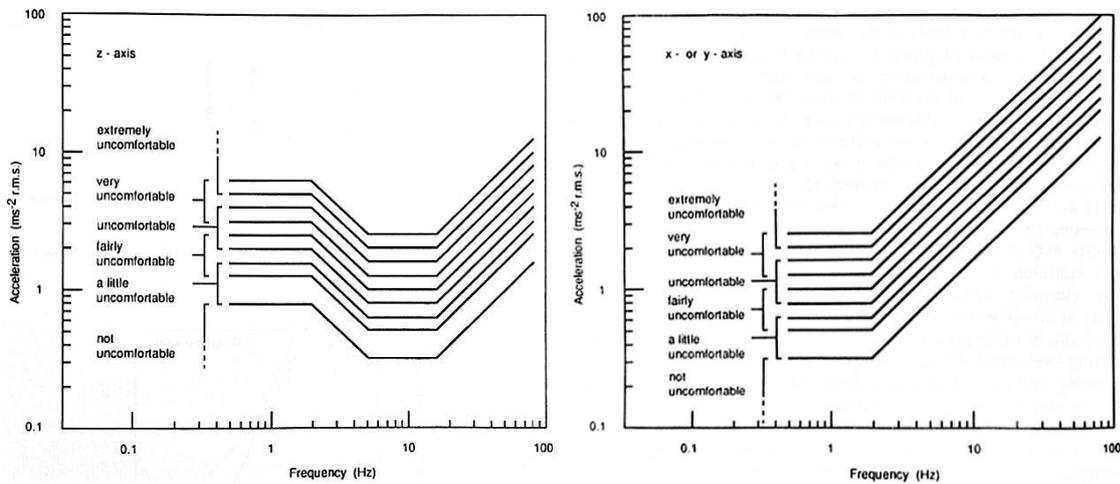


Abbildung 10: Kurven gleichen Komforts für Ganzkörpervibrationen in z-Richtung (links) und x- oder y-Richtung (rechts) nach Griffin [2].

Analog zur A-Gewichtung bei Schalldruckpegeln bieten aktuelle Normen (z.B. ISO 2631-1:1997 [15]) Frequenzgewichtungsfunktionen als erste Näherung für die Wahrnehmung von Vibrationen. Dabei wird kein Unterschied zwischen Wahrnehmungsschwelle, Vibrationskomfort und Gesundheitseinfluss gemacht und für alle drei Fälle dieselben Gewichtungsfunktionen angegeben. Diese zeigen ähnliche Verläufe wie die Daten von Morioka & Griffin, besitzen jedoch nur eine sehr grobe Frequenzauflösung und berücksichtigen dabei nicht die temporalen Eigenschaften der Vibrationen. Abbildung 11 zeigt die Frequenzgewichtungsfunktionen aus der Norm ISO 2631-1:1997[15]. In dem Frequenzbereich von 10 Hz bis 80 Hz weisen die Gewichtungskurven für vertikale ( $w_k$ ) und horizontale ( $w_d$ ) Vibration einen Unterschied von bis zu 15 dB auf. Vertikale Vibrationen werden stärker gewichtet als Vibrationen in horizontaler Richtung. Insgesamt fallen die Kurven in diesem Frequenzbereich für steigende Frequenzen ab, d.h. höhere Frequenzen werden weniger stark gewichtet als tiefe Frequenzen. Der für ein hedonisches Komfort-Urteil relevante kombinierte Einfluss von Schall und Vibrationen wird von dieser Norm nicht beschrieben.

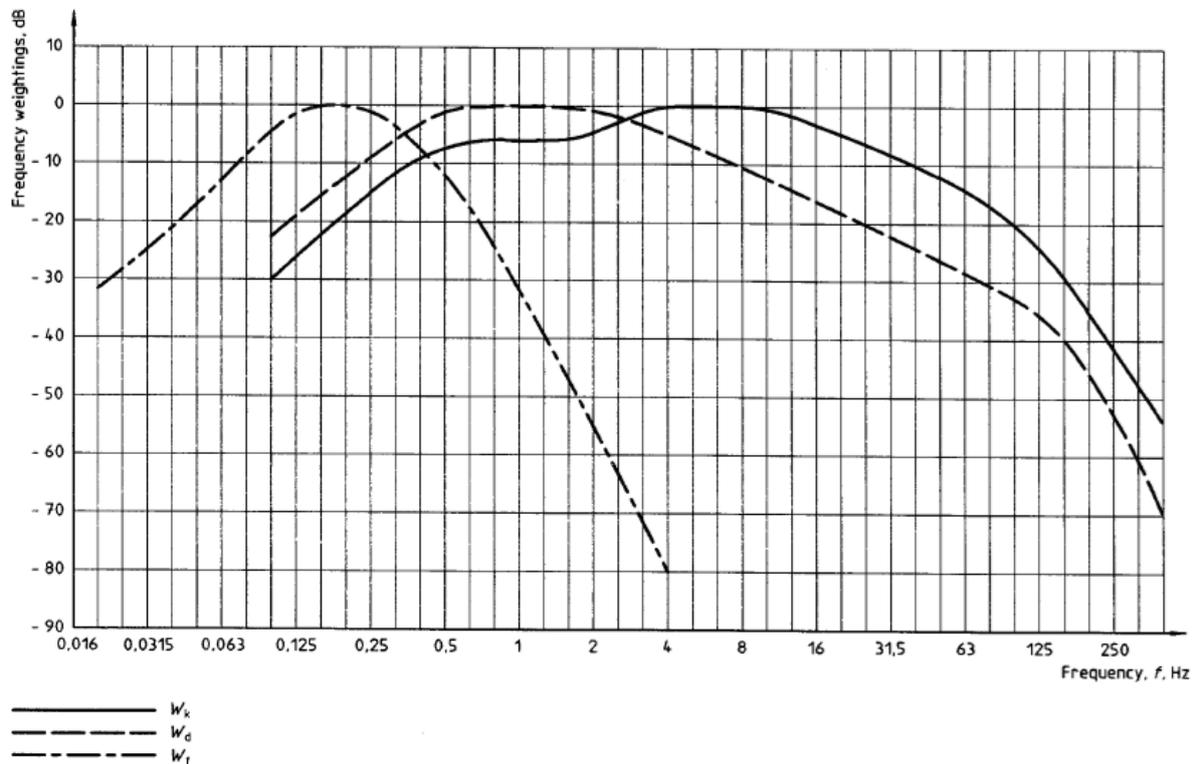


Abbildung 11: Frequenzgewichtungen für die Wahrnehmung, Komfort und Gesundheitseinfluss von Ganzkörpervibrationen in vertikaler ( $w_k$ ) und horizontaler Richtung ( $w_d$ ) nach ISO 2631-1:1997. Zusätzlich die Frequenzgewichtungsfunktion  $w_f$  für den Einfluss von vertikalen Ganzkörpervibrationen auf eine Reisekrankheit nach ISO 2631-1:1997 [15].

#### 1.4.4. Differentielle Wahrnehmungsschwelle für Ganzkörpervibrationen

Die differentielle Wahrnehmungsschwelle, kurz JND (engl. für „just noticeable difference“), beschreibt die kleinste Änderung eines physikalischen Parameters, der durch eine Versuchsperson wahrgenommen wird. In der Psychoakustik wird zum Beispiel häufig der JND der Frequenz JNDF oder des Pegels JNDL bestimmt. Im Bereich der vibratorischen Wahrnehmung ist die Bestimmung der JNDs deutlich seltener der Fall und wurde nur durch einzelne Studien untersucht. So zeigte Bellmann im Jahr 2002 mit einem 3-AFC-Verfahren mit 16 Versuchspersonen, dass der JNDL im Bereich zwischen 5 und 50 Hz keine Frequenzabhängigkeit besitzt und bei einem Pegel der Referenzvibration von 96 dB (nach Bellmann circa 10 dB über der Wahrnehmungsschwelle) der JNDL bei  $(1,5 \pm 0,1)$  dB liegt [3]. Bei einem 3-AFC-Verfahren haben die Personen die Aufgabe, aus drei Intervallen das zu wählen, was sich in der wahrgenommenen Intensität unterscheidet. Morioka & Griffin bestimmten

1999 einen JNDL von circa 1 dB [16]. Im Jahr 2009 untersuchte Forta den Einfluss der Vibrationsfrequenz und des Beschleunigungspegels auf den JNDL von vertikalen Ganzkörpervibrationen mithilfe einer 2IFC-Methode [17]. Hier haben Personen die Aufgabe, aus zwei Darbietungen die auszuwählen, die sich in ihrer Intensität unterscheidet. Dabei wurde der gleiche Aufbau wie in Morioka, 2006 [6] verwendet. In Abbildung 12 ist die relative differentielle Wahrnehmungsschwelle für drei unterschiedliche Beschleunigungspegel in Abhängigkeit von der Vibrationsfrequenz dargestellt. Diese variiert zwischen 0,09 (circa 0,75 dB) für 2,5 Hz und 0,2 (circa 1,6 dB) für 315 Hz. Für den niedrigen und hohen Beschleunigungspegel konnten signifikante Unterschiede zwischen einzelnen Frequenzkonditionen gemessen werden. Für einen Beschleunigungspegel von 94 dB ist zu erkennen, dass die differentielle Wahrnehmungsschwelle Richtung hoher Frequenz ansteigt. Für den mittleren Beschleunigungspegel konnten keine signifikanten Unterschiede festgestellt werden. Die differentielle Wahrnehmungsschwelle zeigt nur für eine Frequenz von 2,5 Hz und 315 Hz eine signifikante Abhängigkeit vom Beschleunigungspegel der Vibration. In der Studie von Bellmann [3] wurden leicht höhere differentielle Wahrnehmungsschwellen für Frequenzen von 20 Hz und 40 Hz festgestellt. Eine Erklärung der Unterschiede ist die Verwendung unterschiedlicher Versuchsaufbauten. Durch den zusätzlichen Kontakt des Rückens und der Füße im Experiment von Bellmann ändert sich die Verteilung der wahrgenommenen Vibration im Körper. Dies könnte ein Grund für die höheren differentiellen Wahrnehmungsschwellen nach Bellmann im Vergleich zur Studie von Forta, 2009 und Morioka, 1999 sein [17].

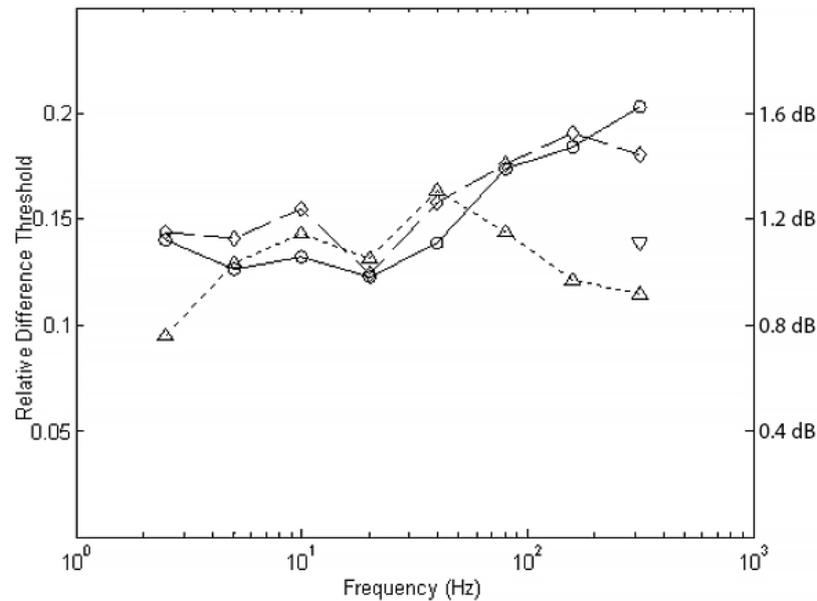


Abbildung 12: relative differentielle Wahrnehmungsschwellen für Pegelunterschiede von vertikalen sinusförmigen Ganzkörpervibrationen in Abhängigkeit der Vibrationsfrequenz für drei unterschiedliche Beschleunigungspegel ( $\circ$  94 dB,  $\diamond$  106 dB,  $\triangle$  118 dB) nach Forta, 2009 [17].

Die differentielle Wahrnehmungsschwelle der Frequenz JNDF wurde ebenfalls durch Bellmann im Jahr 2002 betrachtet. Dieser nutzte ein 3-AFC-Verfahren und bestimmte für 6 Versuchspersonen den JNDF in einem Frequenzbereich zwischen 5 Hz und 40 Hz. Abbildung 13 zeigt den frequenzabhängigen JNDF gemittelt über alle Versuchspersonen. Dieser steigt von circa 0,4 Hz bei 5 Hz auf circa 12 Hz bei 40 Hz. Zusätzlich wird eine Regressionskurve gezeigt, die eine gute Abschätzung des JNDs im Bereich zwischen 5 Hz und 40 Hz liefert. Die bestimmte Abhängigkeit lautet  $\Delta f = 0,34 \cdot f - 1,25 \text{ Hz}$ . Für Frequenzen außerhalb des Bereichs kann dadurch jedoch keine Vorhersage getroffen werden [3].

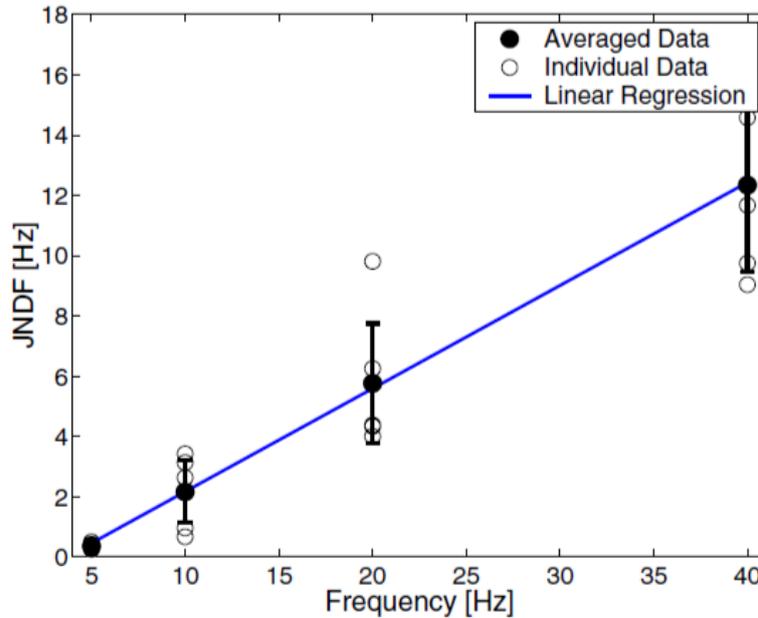


Abbildung 13: Mittlere differentielle Wahrnehmungsschwelle nach Bellmann für Frequenzunterschiede von vertikalen Ganzkörpervibrationen in Abhängigkeit der Vibrationsfrequenz. Zusätzlich ist eine lineare Näherungskurve der Daten eingezeichnet [3].

#### 1.4.5. Multimodaler Einfluss von Schall, Vibrationen und weiteren Faktoren auf das Komfortempfinden

In realen Situationen, wie z.B. in Flugzeug- oder Fahrzeugkabinen, treten Ganzkörpervibrationen in der Regel gepaart mit breitbandigen Geräuschen auf. Es stellt sich die Frage, inwiefern eine kombinierte Betrachtung von Schall und Vibrationen bei der Bewertung des Komfortempfindens notwendig ist.

In einer Studie von Fleming und Griffin aus dem Jahr 1975 wurden Versuchspersonen gleichzeitig einem 10 s langem 1 kHz-Ton mit unterschiedlichem Schalldruckpegel und einer 10 Hz Vibration mit unterschiedlichem Beschleunigungspegel ausgesetzt und wurden jeweils befragt, ob sie lieber den Schalldruckpegel des Tons oder den Beschleunigungspegel der Vibration verringern würden. Anhand der Daten konnte eine Kurve gleichen Einflusses des Schalldruckpegels des Tons und des Beschleunigungspegels der Vibration auf das Wohlbefinden ermittelt werden. Abbildung 14 zeigt die Prozentsätze der sitzenden Versuchspersonen, die eine Reduktion des Schalldruckpegels des 1 kHz-Tons einer Reduktion des Beschleunigungspegels der 10 Hz Vibration in der Studie von Flemming & Griffin vorzogen.

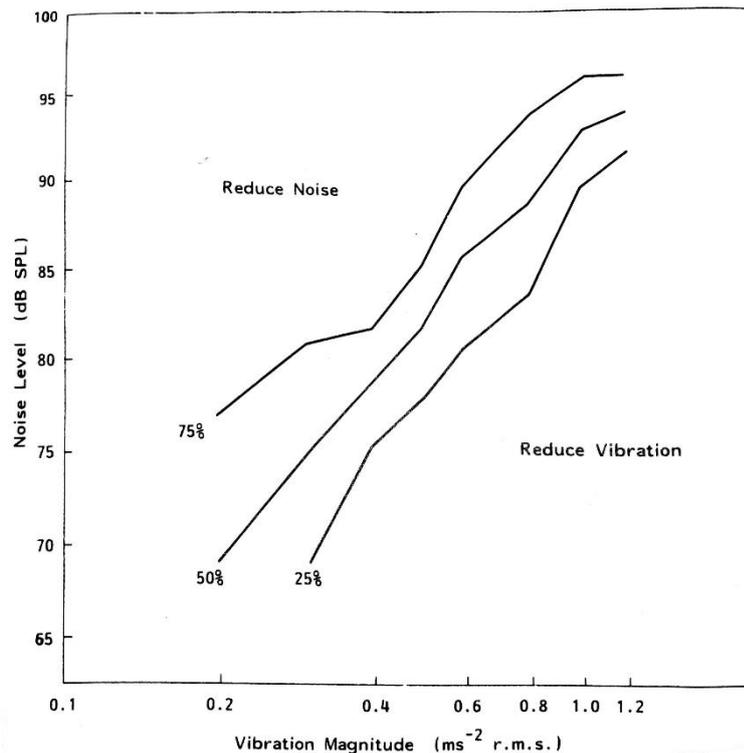


Abbildung 14: Prozentsätze der sitzenden Versuchspersonen die eine Reduktion des Schalldruckpegels des 1 kHz Tons einer Reduktion des Beschleunigungspegel der 10 Hz Vibration vorziehen um das Empfinden zu verbessern [2].

Eine Studie von Huang & Griffin [18] aus dem Jahr 2012 untersuchte ebenfalls den Einfluss des Geräuschpegels und Vibrationspegels auf den relativen Diskomfort. Dabei zeigten sich vergleichbare Ergebnisse mit den Ergebnissen aus Griffin [2]. Zusätzlich konnte gezeigt werden, dass bei einer Bewertung des Diskomforts Vibrationen mit hohem Beschleunigungspegel den Diskomfort, der durch Geräusche mit niedrigem Schalldruckpegel entsteht, maskieren. Auch andersherum zeigt sich, dass Geräusche mit hohem Schalldruckpegel den Diskomfort, der durch Vibrationen mit niedrigem Beschleunigungspegel entsteht, maskieren. Es zeigt sich weiterhin, dass die Bewertung von Vibrationen stärker durch Geräusche beeinflusst wird als eine Bewertung der Geräusche durch Vibrationen. Die Übertragbarkeit der Studien auf die Situationen in einem Flugzeug ist aufgrund der genutzten Signale jedoch sehr begrenzt. Einige weitere Studien beschreiben den Einfluss von Schall auf die Bewertung von Vibrationen (z.B. Fothergill, 1972; Miwa & Yonekawa, 1973; Dempsey et al., 1976; Howarth & Griffin, 1989), den Einfluss von Vibrationen auf die Bewertung von Schall (z.B. Sandover, 1970; Dempsey et al., 1976, Howarth & Griffin, 1989), die relative Unangenehmheit durch eine Kombination aus Schall und Vibrationen (z.B. Hempstock and Saunders, 1972, 1973; Clarke & Osborne, 1975; Kjellberg et al., 1985; Howarth & Griffin, 1989) oder die absolute Unangenehmheit durch unterschiedliche Kombinationen aus Schall und Vibrationen (z.B. Janssen, 1969; Innocent and

Sandover, k 1972; Dempsey et al., 1976; Kirby et al., 1977; Leatherwood, 1979; Leatherwood and Barker, 1984; Leatherwood et al., 1984; Irwin, 1985; Howarth and Griffin, 1989) [2].

Parizet, 2007 [19] zeigt, dass die Präferenz für Schall und Vibrationen in PKW-Leerlaufsituationen besser durch eine Kombination aus ungewichteten Beschleunigungswerten und der Lautheit vorhersagen lassen, als wenn die Frequenzgewichtung der ISO 2631 [8] angewandt wird.

Ein Einfluss von zusätzlichen Vibrationen auf die Lästigkeit von Turboprop-Szenarien wurde in einer Simulatorstudie von Clevenson, 1982 [20] untersucht. In dieser Studie beeinflussten zusätzliche Vibrationen der Armlehnen (120 Hz,  $a=1 \text{ m/s}^2$  r.m.s.) die Lästigkeitsbewertung der Szenarios nicht. Zusätzliche Kabinenvibrationen (30 Hz und höhere harmonische,  $a=1.5 \text{ m/s}^2$  r.m.s.) führten sogar zu einer Reduktion der bewerteten Lästigkeit um einen Skalenpunkt auf einer Skala von 0 (keine Lästigkeit) bis 8 (maximale Lästigkeit) gegenüber einer Situation, in der nur Geräusche dargeboten wurden. Erklärt wurde dies durch eine mögliche Aufmerksamkeitsverlagerung auf die Vibrationen und weg von dem Geräusch oder eine Art Maskierung der Geräuschwahrnehmung durch die Vibrationen.

Ingvarsson und Västfjäll [21] haben Boden- und Sitzvibrationen in Flugtests und im Labor auf vier bi-polaren Skalen (übersetzt: angenehm-unangenehm, schwach-stark, weich-hart, gleichförmig-unregelmäßig) bewerten lassen. Im Flugtest waren die wahrgenommenen Unterschiede zwischen verschiedenen Sitzpositionen größer als die Unterschiede zwischen verschiedenen Flugphasen für einen festen Sitz. Die geringen Korrelationen zwischen Bewertungen und physikalischen Vibrationsmessungen werden mit einer dominanten Vibrationskomponente bei 95 Hz erklärt, die in allen Fällen ähnlich auftrat. Für die Flugtests wurden horizontale Vibrationen ausgewertet, in den Labortests wurden jedoch Vibrationen in vertikaler Richtung untersucht. Die Veröffentlichung macht keine klaren Aussagen zu den Ergebnissen der Studie und verweist darauf, dass weitere Untersuchungen nötig sind. Die Autoren empfehlen Untersuchungen zur Vibrationswahrnehmung multi-modal, d.h. einschließlich zugehöriger Geräusche durchzuführen, was in den Labortests ihrer Studie nicht der Fall war.

Für Turboprop-Kabinengeräusche und sinusförmiger, lateraler Schwingungen konnte Västfjäll einen Einfluss der Vibrationen auf affektive Reaktionen finden, die abhängig von der Schwingungsfrequenz sind [22]. In deren Studie konnten zusätzliche Vibrationen bei 16 Hz oder bei 95 Hz für ein Gesamturteil zu- oder abträglich sein, je

nachdem wie das Geräusch allein wahrgenommen wurde. Der Haupteinfluss lag in der Studie jedoch bei dem Geräuschcharakter.

In anderen Bewertungskontexten haben Studien eine Erhöhung der Lästigkeit für kombinierte Ganzkörpervibrationen und Schall gefunden. Howarth and Griffin konnten zeigen, dass die Lästigkeit durch Schall und Vibrationen für Zugvorbeifahrten von der Stärke beider Stimuli abhängt [23]. Für eine Bewertung der Vibrationen gab es eine Interaktion für unterschiedliche Schallpegel, wohingegen bei der Bewertung des Schalles kein Einfluss durch zusätzliche Vibrationen auftrat.

Auch Sköld und Koautoren fanden einen Einfluss von Vibrationen auf die Wahrnehmung von Fahrzeuggeräuschen von Vollastbeschleunigungen in einem Simulator [24]. In deren Studie führte die Anwesenheit von Vibrationen zu einem höheren Kräfteindruck, wobei der Vibrationspegel keine Rolle spielte. Eine Erhöhung des Vibrationspegels führte jedoch zu höheren Unangenehmheitsurteilen.

Ein Ranking komfortrelevanter Umweltfaktoren in der Flugzeugkabine findet sich in einer Studie von Bouwens [25]. In der Umfrage waren 167 Probanden zwischen 19 und 61 Jahren aufgefordert die Wichtigkeit verschiedener Umweltfaktoren für zwei unterschiedliche intendierte Aktivitäten (Schlafen und Nutzung des In-Flight Entertainment-Systems) retrospektiv zu beurteilen. Für die Aktivität „Schlafen“ war der Faktor Sitz am wichtigsten, gefolgt von dem Faktor Geräusch. Für die Aktivität „In-Flight Entertainment“ waren Sitz und Geräusch zusammen am wichtigsten. Der Faktor Vibrationen war jeweils unter den weniger wichtigen Faktoren.

Weitere Studien für Fahrzeuggeräusche und Vibrationen zeigen, dass es abhängig von dem jeweiligen akustischen und vibratorischen Signalpegel [26] bzw. der Signatur [27] ist, ob es zu einer Verstärkung aber auch Abschwächung des resultierenden Gesamtkomforts kommt. Insbesondere können zusätzliche Vibrationen mit hohem Pegel zu einer Abwertung des Geräuschkomforts führen [26].

Genuit und Fiebig konnten ebenfalls zeigen, dass Vibrationen für eine Bewertung der Angemessenheit der Geräusche für langsame Fahrt und auch die wahrgenommene Qualität beim Motorstart sowohl zuträglich als auch abträglich sein kann [28].

Zusammenfassend zeigen die oben genannten Studien, dass eine Vorhersage des vibro-akustischen Komforts auf Basis von Standards nur sehr eingeschränkt möglich ist und von der Kombination der spezifischen Vibrations- und Schallsignale abhängt, wie diese wahrgenommen werden. Eine ausgewogene Zusammensetzung von Schall und Vibrationen erscheint für den Komfort wichtig.

In einer Studie von Menegon [29] wurde eine Komfortskala für Flugzeugsitze entwickelt. Einige der Items aus dem Fragebogen lassen sich auch für Laborexperimente nutzen und können Bewertungen des vibro-akustischen Komforts sinnvoll ergänzen.

Hoffmann [30] konnte mit Sinussweeps zeigen, dass zur Beschreibung von Ganzkörpervibrationen über 25 Hz weniger Begriffe genutzt werden als für tieffrequente Vibrationen unter 25 Hz.

Die Wahrnehmung von Ganzkörpervibrationen bei tieferen Frequenzen (unter 25 Hz) wie sie z.B. in Helikoptern auftreten findet sich in:

- Delcor [31],[32]: Helikoptervibrationen unter 30 Hz
- Dickey [33]: 1.6 Hz bis 8 Hz
- Fairley [34]: 2.5 Hz bis 10 Hz
- Osborne [35]: 0 Hz bis 20 Hz
- Pamouktsoglou [36]: Einfluss multipler Vibrationseinleitungen im Frequenzbereich von 2 bis 12,5 Hz auf den resultierenden Diskomfort.
- Ljungberg [37]: Psychologische Wirkung von kombiniertem Schall und Vibrationen (2 Hz bis 16 Hz)

#### 1.4.6. Einfluss der Dauer von Vibration auf das Komfortempfinden

Der durch Vibrationen hervorgerufene Diskomfort ist nicht nur von dem Vibrationspegel, der Vibrationsfrequenz und der Richtung der Vibration abhängig, sondern auch von der Dauer der Vibrationsaussetzung. Obwohl die Literatur sich grundsätzlich einig ist, dass der Diskomfort mit zunehmender Aussetzungsdauer ansteigt, zeigen sich jedoch starke Unterschiede in der Abhängigkeit des Diskomforts von der Dauer der Vibration zwischen einzelnen Studien. In zwei Studien von Griffin aus dem Jahr 1980 zeigte dieser, dass in Präferenzexperimenten von Vibrationen bei Verdopplung des Vibrationspegels die Dauer der Vibration um das 16-fache verringert werden muss um gleichen Komfort zu erzielen [38][39]. Dies führt zu einer Abhängigkeit der Form  $a^4 \cdot t = const.$  Diese Abhängigkeit der vierten Potenz führte zur Einführung der Vibration Dose Value (VDV), die die gemessenen Daten besser beschreibt als der r.m.s. und im Gegensatz zu diesem mit der Zeit größer wird. Abbildung 15 zeigt eine Kurve gleichen Komforts nach Griffin in Abhängigkeit von der Dauer der vertikalen Ganzkörpervibration für eine Vibrationsfrequenz von 8 Hz. In der Norm ISO 2631 [8] ist eine deutlich komplexere Zeitabhängigkeit für die Effekte von

Vibrationen auf den Komfort und Gesundheit dargestellt die für eine Aussetzungszeit unter 4 Stunden auf Studien von Simic, 1974 [40] und Miwa et al., 1793 [41] basieren. Die Quelle für die Daten für eine Aussetzungsdauer über 4 Stunden ist nicht bekannt. In Abbildung 16 ist ein Vergleich aus Griffin [2] zwischen der Kurve aus ISO 2631 für eine Vibrationsfrequenz von 4 Hz und einer  $a^4 \cdot t = const.$ , bzw.  $a^2 \cdot t = const.$  Abhängigkeit dargestellt. Dabei wurden die Geraden so gewählt, dass alle Kurven sich bei einer Aussetzungszeit von 1 Minute schneiden. Es zeigt sich, dass die Kurve aus ISO 2631 für eine kurze Aussetzungszeit kaum abfällt. Für längere Aussetzungszeiten fällt diese dann deutlich ab und zeigt Beschleunigungspegel, die laut Griffin in fast allen Transportmitteln erreicht werden und somit die Übertragbarkeit auf reale Situationen in Frage gestellt werden muss [2].

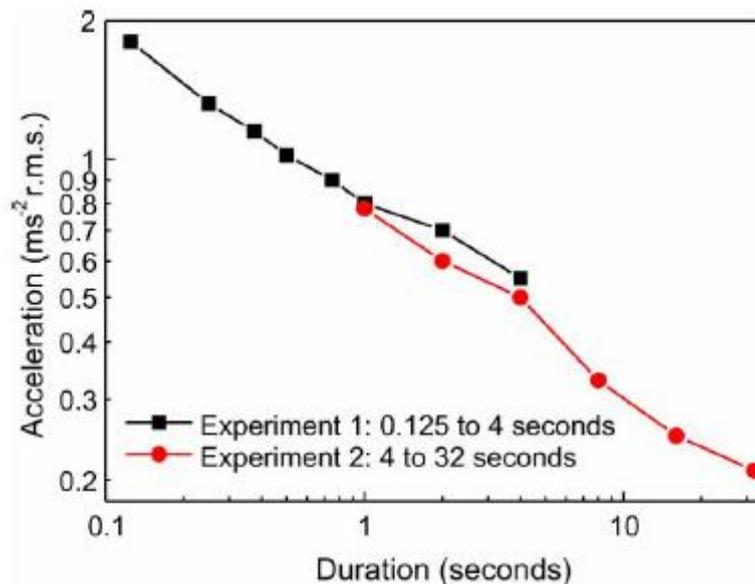


Abbildung 15: Kurve gleichen Komforts in Abhängigkeit von der Dauer der vertikalen Ganzkörpervibration (adaptiert aus [38]) [42].

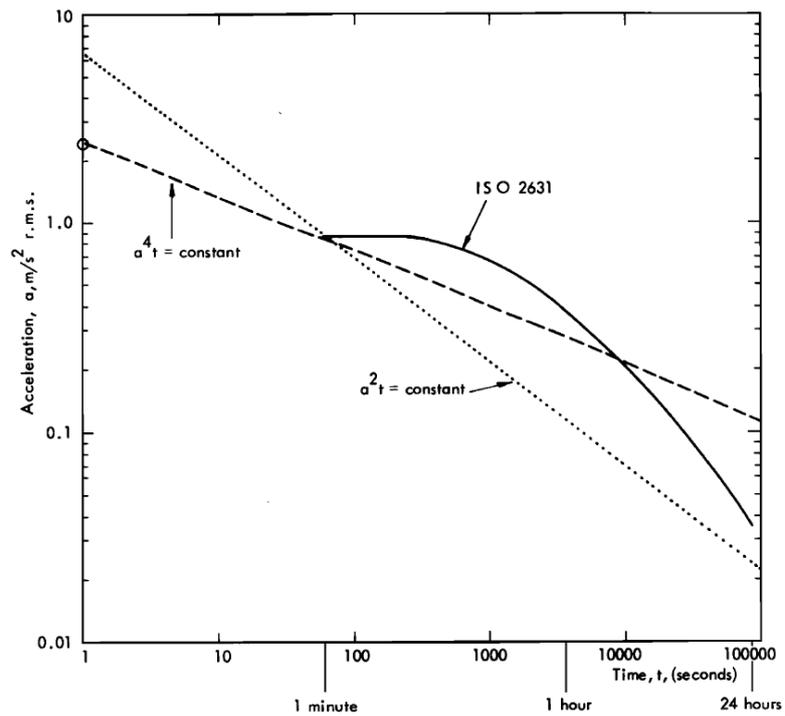


Abbildung 16: Vergleich zwischen der Expositionsgrenze für reduzierten Komfort aus ISO 2631 [8] für eine Vibrationsfrequenz von 4 Hz und einer  $a^4 \cdot t = \text{const.}$ , bzw.  $a^2 \cdot t = \text{const.}$ -Abhängigkeit aus Griffin [12].

### 1.4.7. Literaturverzeichnis

- [1] Neil J. Mansfield, *Human Response to Vibration*. CRC Press, 2004.
- [2] M. J. Griffin, *Handbook of Human Vibration*. Academic Press, 1990.
- [3] M. A. Bellmann, "Perception of Whole-Body Vibrations: From basic experiments to effects of seat and steering-wheel vibrations on the passenger's comfort inside vehicles," PhD-Thesis, Carl von Ossietzky Universität Oldenburg, 2002.
- [4] A. Schwendicke and M. E. Altinsoy, "Frequency Masking Effects for Vertical Whole-Body Vibration for Seated Subjects," *Vibration*, vol. 3, no. 4, pp. 357–370, 2020, doi: 10.3390/vibration3040024.
- [5] S. Merchel, M. E. Altinsoy, and M. Stamm, "Equal Intensity Contours for Whole-Body Vibrations Compared with Vibrations Cross-Modally Matched to Isophones," in *Haptic and Audio Interaction Design*, 2011, pp. 71–80.
- [6] M. Morioka and M. J. Griffin, "Magnitude-dependence of equivalent comfort contours for fore-and-aft, lateral and vertical whole-body vibration," *J. Sound Vib.*, vol. 298, no. 3, pp. 755–772, 2006, doi: 10.1016/j.jsv.2006.06.011.
- [7] M. Morioka and M. J. Griffin, "Absolute thresholds for the perception of fore-and-aft, lateral, and vertical vibration at the hand, the seat, and the foot," *J. Sound Vib.*, vol. 314, no. 1–2, pp. 357–370, 2008, doi: 10.1016/j.jsv.2007.12.036.
- [8] ISO 2631:1985, "Mechanical vibration and shock - Evaluation of human exposure to whole-body vibration," 1985.
- [9] BS 6841:1987, "Guide to measurement and evaluation of human exposure to whole-body mechanical vibration and repeated shock," 1987.
- [10] ISO 226:2003, "Acoustics — Normal equal-loudness-level contours." .
- [11] H. Fastl and E. Zwicker, *Psychoacoustics: Facts and models*. Springer, 2007.
- [12] M. A. Bellmann and S. D. Ewert, "(Masked-) Detection Thresholds for vertical Whole-Body Vibration," 2006.
- [13] M. Morioka and M. J. Griffin, "Masking of thresholds for the perception of fore-and-aft vibration of seat backrests," *Appl. Ergon.*, vol. 50, pp. 200–206, 2015, doi: 10.1016/j.apergo.2015.03.013.

- 
- [14] S. Merchel, M. E. Altinsoy, and M. Stamm, "Equal intensity contours for whole-body vibrations compared with vibrations cross-modally matched to isophones," *Lect. Notes Comput. Sci. (including Subser. Lect. Notes Artif. Intell. Lect. Notes Bioinformatics)*, vol. 6851 LNCS, pp. 71–80, 2011, doi: 10.1007/978-3-642-22950-3\_8.
- [15] ISO 2631:1997, "Mechanical vibration and shock - Evaluation of human exposure to whole-body vibration," 1997.
- [16] M. J. Griffin and M. Morioka, "Difference thresholds for intensity perception of whole-body vertical vibration: Effect of frequency and magnitude," 1999.
- [17] N. G. Forta, M. Morioka, M.J. Griffin "Difference thresholds for the perception of whole-body vertical vibration: dependence on the frequency and magnitude of vibration," *Ergonomics*, vol. 52, no. 10, pp. 1305-1310, 2009, doi: 10.1080/00140130903023709.
- [18] Y. Huang and M. J. Griffin, "The effects of sound level and vibration magnitude on the relative discomfort of noise and vibration," *J. Acoust. Soc. Am.*, vol. 131, no. 6, pp. 4558–4569, 2012, doi: 10.1121/1.4705285.
- [19] E. Parizet, M. Amari, and V. Nosulenko, "Vibro-acoustical comfort in cars at idle: Human perception of simulated sounds and vibrations from 3- and 4-cylinder diesel engines," *Int. J. Veh. Noise Vib.*, vol. 3, no. 2, pp. 143–156, 2007, doi: 10.1504/IJVNV.2007.014901.
- [20] S. A. Clevenson, "Effect of Synthesized Propeller Vibration on Passenger Annoyance in a Turboprop Interior Noise Environment," 1982.
- [21] Á. Ingvarsson and D. Västfjäll, "A study-on human response to aircraft vibrations in-flight," *5th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conf. Exhib.*, pp. 1179–1183, 1999, doi: 10.2514/6.1999-1982.
- [22] D. Västfjäll, M. Kleiner, and T. Gärling, "Affective reactions to and preference for combinations of interior aircraft sound and vibration," *Int. J. Aviat. Psychol.*, vol. 13, no. 1, pp. 33–47, 2003, doi: 10.1207/S15327108IJAP1301\_3.
- [23] H. V. C. Howarth and M. J. Griffin, "The relative importance of noise and vibration from railways," *Appl. Ergon.*, 1990, doi: 10.1016/0003-6870(90)90135-K.

- 
- [24] A. Sköld, D. Västfjäll, and I. Veljanovska, "Vibrational Influence on Product Sound Quality in Cars Psychoacoustic testing Results," *Forum Acusticum* 2005, pp. 1731–1734, 2005.
- [25] J. Bouwens, S. Hiemstra-van Mastrigt, and P. Vink, "Ranking of Human Senses in Relation to Different In-flight Activities Contributing to the Comfort Experience of Airplane Passengers," *Int. J. Aviat. Aeronaut. Aerosp.*, vol. 5, no. 2, 2018, doi: 10.15394/ijaaa.2018.1228.
- [26] E. Parizet, J. Brocard, and B. Piquet, "Influence of noise and vibration to comfort in diesel engine cars running at idle," *Acta Acust. united with Acust.*, vol. 90, no. 5, pp. 987–993, 2004.
- [27] A. Maël, P. Etienne, and R. Vincent, "Multimodal approach to automobile driving comfort: The influence of visual setting on assessments of vibro-acoustic comfort in simulators," *Appl. Acoust.*, vol. 74, no. 12, pp. 1378–1387, 2013, doi: 10.1016/j.apacoust.2013.04.012.
- [28] K. Genuit and A. Fiebig, "The influence of combined environmental stimuli on the evaluation of acoustical comfort: Case studies carried out in an interactive simulation environment," *Int. J. Veh. Noise Vib.*, vol. 3, no. 2, pp. 119–129, 2007, doi: 10.1504/IJVNV.2007.014899.
- [29] L. da S. Menegon, S. L. Vincenzi, D. F. de Andrade, P. A. Barbetta, E. A. D. Merino, and P. Vink, "Design and validation of an aircraft seat comfort scale using item response theory," *Appl. Ergon.*, vol. 62, pp. 216–226, 2017, doi: 10.1016/j.apergo.2017.03.005.
- [30] Alice Hoffmann, "Perception Of Whole Body Vibration," Diploma thesis, Carl von Ossietzky Universität Oldenburg, 2010.
- [31] L. Delcor, É. Parizet, J. Caillet, and J. Ganivet-ouzeneau, "Perceived discomfort for tri-axial helicopters vibrations," *Proc. ICA 2019*, pp. 4289–4294, 2019, doi: 10.18154/RWTH-CONV-239034
- [32] L. Delcor, E. Parizet, J. Ganivet-Ouzeneau, and J. Caillet, "Perceived discomfort for typical helicopter vertical sine vibrations for seated participants," *J. Low Freq. Noise Vib. Act. Control*, pp. 1–7, 2021, doi: 10.1177/1461348420979759.

- [33] J. P. Dickey, M. L. Oliver, P. E. Boileau, T. R. Eger, L. M. Trick, and A. M. Edwards, "Multi-axis sinusoidal whole-body vibrations: Part I - How long should the vibration and rest exposures be for reliable discomfort measures?," *J. Low Freq. Noise Vib. Act. Control*, vol. 25, no. 3, pp. 175–184, 2006, doi: 10.1260/026309206779800470.
- [34] T. E. Fairley and M. J. Griffin, "Predicting the discomfort caused by simultaneous vertical and fore-and-aft whole-body vibration," *J. Sound Vib.*, vol. 124, no. 1, pp. 141–156, 1988, doi: 10.1016/S0022-460X(88)81410-X.
- [35] D. J. Osborne, "Vibration and passenger comfort: Can data from subjects be used to predict passenger comfort?" *Appl. Ergon.*, vol. 9, pp. 155–161, 1978.
- [36] N. Pamouktsoglou, "Discomfort caused by multiple-input vibration at the hands, the seat and the feet," PhD-Thesis, University of Southampton, 2015.
- [37] J. K. Ljungberg, "Combined exposures of noise and whole-body vibration and the effects on psychological responses, a review," *J. Low Freq. Noise Vib. Act. Control*, vol. 27, no. 4, pp. 267–279, 2008, doi: 10.1260/026309208786926787.
- [38] M. J. Griffin and E. M. Whitham, "Discomfort produced by impulsive whole-body vibration," *J. Acoust. Soc. Am.*, vol. 68, no. 5, pp. 1277–1284, 1980, doi: 10.1121/1.385121.
- [39] M. J. Griffin and E. M. Whitham, "Time dependency of whole-body vibration discomfort," *J. Acoust. Soc. Am.* 68(5), 1522–1523, 1980.
- [40] D. Simic, "Contribution to the optimisation of the oscillatory properties of a vehicle: Physiological foundations of comfort during oscillations," *Libary Transl. No. 1707. R. Aircr. Establ. Farnbrgh.*, 1974.
- [41] T. Miwa, Y. Yonekawa, and K. Kanada, "Measurement and evaluation of environmental vibration. Part 3. Vibration exposure criterion.," *Industrial Health* 17, pp. 141–152, 1973.
- [42] M. J. Griffin, "Discomfort from feeling vehicle vibration," *Veh. Syst. Dyn. Int. J. Veh. Mech. Mobil.*, vol. 45:7–8, pp. 679–698, 2007, doi: 10.1080/00423114.2014.1002504.

- [43] S. D. Ewert, "AFC - A modular framework for running psychoacoustic experiments and computational perception models," in *Proceedings of the International Conference on Acoustics AIA-DAGA 2013, Merano, Italy, 2013*, pp. 1326–1329.
- [44] L. Krause, "Detektionsschwellen von Ganzkörpervibrationen auf einem Flugzeugsitz," 2020.
- [45] M. J. Blanca, R. Alarcón, J. Arnau, R. Bono, and R. Bendayan, "Datos no normales: ¿es el ANOVA una opción válida?," *Psicothema*, vol. 29, no. 4, pp. 552–557, 2017, doi: 10.7334/psicothema2016.383.

## 1.5. Zusammenarbeit mit anderen Stellen

Innerhalb HAP3 gab es einen engen Austausch mit den zwei direkten Verbundpartnern

- Airbus Operations GmbH
- ZAL Zentrum für Angewandte Luftfahrtforschung GmbH.

Auf regelmäßigen monatlichen Treffen wurden u.a. die Bereiche der untersuchten Versuchsp Parameter diskutiert und definiert sowie die Zwischenergebnisse gegenseitig ausgetauscht und diskutiert.

Von dem assoziierten Partner Zodiac Aerospace (später Safran Seats) wurden zu Beginn des Projektes eine typische, aktuell verbaute Economy-Class-Sitzbank für den Aufbau des Teststandes bereitgestellt.

## 2. Eingehende Darstellung

### 2.1. Erzielte Ergebnisse im Einzelnen

#### 2.1.1. AP 3.3.1 Identifikation komfortrelevanter Signalparameter

Diese Studie dient der Identifikation komfortrelevanter Signalparameter. Dazu werden an zwei Versuchstagen Experimente zur Bewertung der Angenehmheit und Erträglichkeit von Ganzkörpervibrationen sowie zur Bestimmung einer Detektionsschwelle von Ganzkörpervibrationen auf dem in Abbildung 17 dargestellten Flugzeugkabinensitz durchgeführt. Im Folgenden sind die Versuchsabläufe der beiden Versuchstage aufgelistet (Tabelle 1). Die einzelnen Punkte der Versuchsabläufe werden in den folgenden Unterkapiteln erläutert.



Abbildung 17: Vibrationsplattform der Carl von Ossietzky Universität Oldenburg mit der montierten Economy-Class-Sitzbank von Zodiac Aerospace/Safran Seats.

Tabelle 1: Abläufe der beiden Versuchstage der Studie.

Versuchstag 1	Versuchstag 2
Informationsblätter und Hinweise zum Datenschutz	-
Sitzfragebogen I	-
Kalibration	Kalibration
Kategoriales Ratingexperiment mit Fußisolierung	Kategoriales Ratingexperiment mit Fußisolierung
Fragebogen I	Fragebogen III
Kategoriales Ratingexperiment ohne Fußisolierung	Kategoriales Ratingexperiment ohne Fußisolierung
Fragebogen II	Fragebogen IV
-	Detektionsexperiment
-	Sitzfragebogen II/Fragebogen V

## Versuchslabor & Aufbau

Die Kategorialen Ratingexperimente und Detektionsexperimente der Studie werden im Vibrationslabor der Carl von Ossietzky Universität Oldenburg durchgeführt (Abbildung 18).

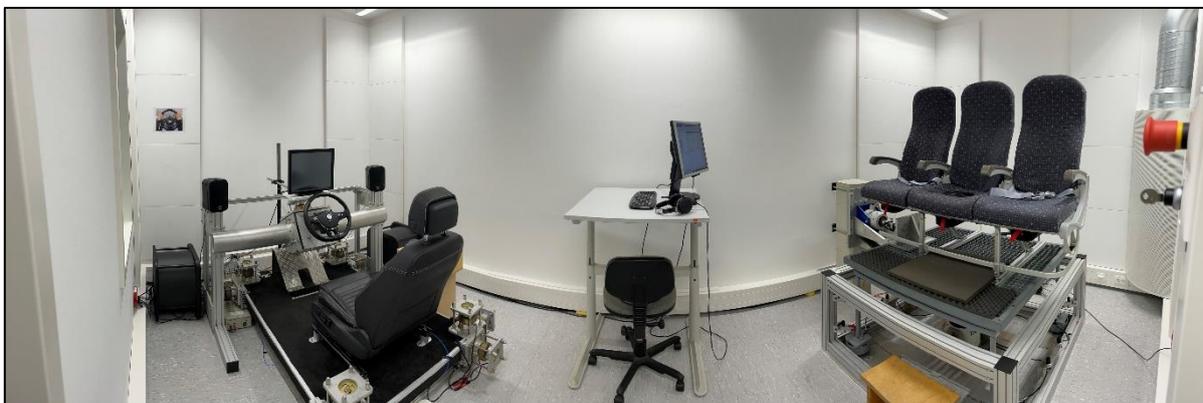


Abbildung 18: Vibrationslabor der Carl von Ossietzky Universität Oldenburg mit der PKW-Vibrationsplattform (links) und der Flugzeugkabinensitz-Vibrationsplattform (rechts).

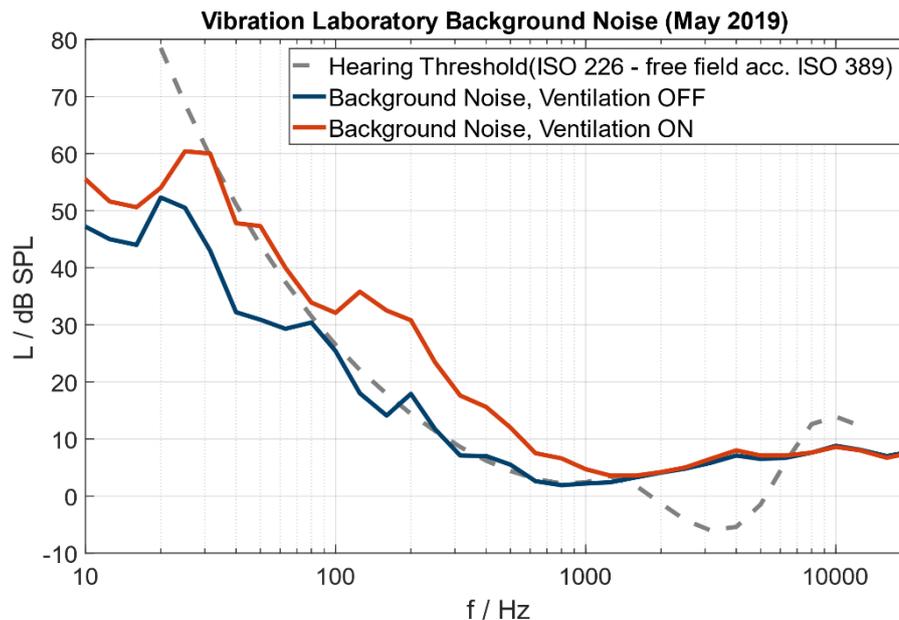


Abbildung 19: Terzbandspektrum der Hintergrundgeräusche des Vibrationslabor der Universität Oldenburg. (Stand: Mai 2019)

Da der Raum keine Fenster besitzt, wird die Belüftung durch eine Belüftungsanlage gewährleistet. Die Hintergrundgeräusche besitzen einen A-gewichteten Schalldruckpegel von circa 20 dB(A) und mit eingeschalteter Lüftungsanlage einen A-gewichteten Schalldruckpegel von circa 29 dB(A). Das in Abbildung 19 dargestellte Terzbandspektrum der Hintergrundgeräusche im Vibrationslabor zeigt, dass sich die Hintergrundgeräusche (blau) nahe der Hörschwelle (grau) befinden. Wird die Belüftungsanlage zugeschaltet, entstehen zusätzliche Hintergrundgeräusche (orange), die über der Hörschwelle liegen und somit wahrnehmbar sind. Während der Vibrationsexperimente wird grundsätzlich die Belüftungsanlage abgeschaltet. Das Terzbandspektrum wurde mit einem Schallpegelmesser vom Typ Nor140 der Firma Norsonic in der Höhe der Versuchsperson aufgenommen. Neben den Hintergrundgeräuschen sind im Vibrationslabor auch Hintergrundvibrationen messbar. Abbildung 20 zeigt die vertikalen Hintergrundvibrationen mit eingeschalteter Belüftungsanlage (blau) und ohne eingeschalteter Belüftungsanlage (orange) im Vibrationslabor, gemessen an der Sitzschiene des Flugzeugkabinensitzes. Dazu wird ein Beschleunigungssensor vom Typ 356A15 der Firma PCB PIEZOTRONICS genutzt, der bei allen Messungen dieser Studie an dieser Position zum Einsatz kommt. Zusätzlich ist die Wahrnehmungsschwelle für sinusförmige vertikale Ganzkörpervibrationen nach Morioka [6] in türkis dargestellt. Die Ordinate zeigt den gemessenen Beschleunigungspegel in dB für die auf der Abszisse aufgetragene Frequenz. Es zeigt sich, dass die Hintergrundvibrationen mit einem Gesamtpegel von

74 dB immer mindestens 20 dB unter der Wahrnehmungsschwelle liegen und somit kein Einfluss in psychoakustischen Experimenten erwartet wird. Das zusätzliche Einschalten der Belüftungsanlage hat keinen Einfluss auf das Spektrum der Hintergrundvibrationen.

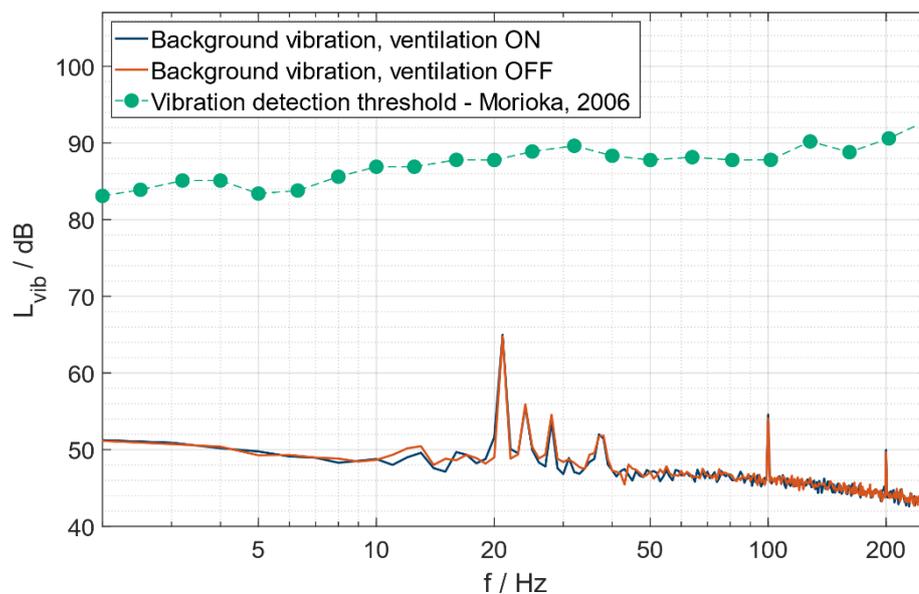


Abbildung 20: Amplitudenspektrum der vertikalen Hintergrundvibrationen auf der Vibrationsplattform im Vibrationslabor der Universität Oldenburg. Zusätzlich ist die Wahrnehmungsschwelle für sinusförmige vertikale Ganzkörpervibrationen nach Morioka [6] eingezeichnet.

Die in Abbildung 17 dargestellte Vibrationsplattform wird zur Wiedergabe der Vibrationssignale genutzt. Um den Einfluss des Fußpfades zu minimieren, werden die in Abbildung 21 gezeigten Schaumstoffmatten auf der Vibrationsplattform platziert, auf denen die Füße der Versuchspersonen abgestellt werden. Die Ratingexperimente werden an beiden Versuchstagen in zwei Abschnitte geteilt. Der erste Teil wird dabei mit und der zweite Teil ohne Fußisolierung durchgeführt. Die Detektionsschwellen werden mit der Fußisolierung auf der Plattform bestimmt.

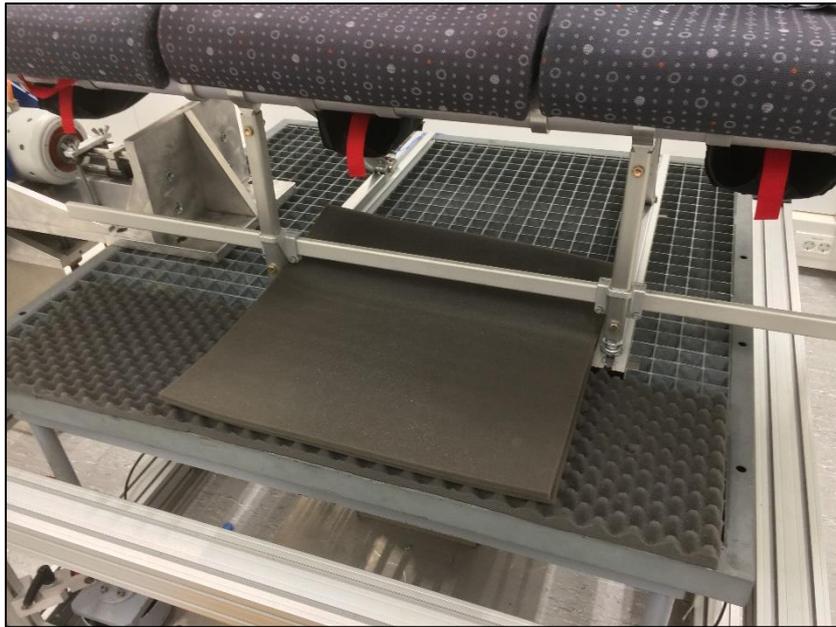


Abbildung 21: Schaumstoffmatten, die auf der Vibrationsplattform platziert werden, um den Einfluss des Fußpfades zu untersuchen.

Abbildung 23 zeigt den Signalweg von Signalerzeugung bis zur Signalaufzeichnung der Vibrationssignale. Die Anregungssignale werden mithilfe von Matlab von Mathworks erzeugt. Zur DA-Wandlung wird das Audiointerface RME Fireface UC genutzt, welches eine Abtastrate von bis zu 192 kHz und einer Bittiefe von bis zu 24 Bit besitzt. Für die Signale dieser Studie wird eine Abtastrate von 48 kHz und eine Bittiefe von 16 Bit genutzt. Die analogen Signale werden mit dem Verstärker BA500 der Firma Tira verstärkt. Dieser erreicht in einem Frequenzbereich zwischen 0 Hz – 20 kHz eine maximale Ausgangsleistung (r.m.s.) von 500 Watt. Die Signale werden mithilfe des Shakers TIRA TV52120 auf die Vibrationsplattform übertragen. Dieser zur vertikalen Anregung genutzte Shaker, dargestellt in Abbildung 22, besitzt eine Nennkraft von 200 N für sinusförmige Schwingungen und 100 N für Rauschsignale. Die maximale Auslenkung (Peak-Peak) beträgt 15 mm und die maximale Beschleunigung  $100\text{ g}$  ( $\approx 1000 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$ ) für Sinusschwingungen und  $50\text{ g}$  ( $\approx 500 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$ ) für Rauschsignale.



Abbildung 22: Shaker TIRA TV52120. Dieser wird zur vertikalen Anregung der Vibrationsplattform genutzt.

Der zeitliche Verlauf des Ausgangssignal und Vibrationspegel kann mit dem dreiachsigen Beschleunigungssensor 356A15 der Firma PCB in ein Spannungssignal umgewandelt werden. Abbildung 24 zeigt den mit Wachs an der Sitzschiene montierten Beschleunigungssensor. Dieser wird mithilfe des ICP®-Speisungssystems bestehend aus dem ICP®-Verteiler PCB 442B104 und der Spannungsversorgung PCB 441A101 betrieben. Das analoge Spannungssignal wird mit dem Audiointerface Fireface UC, welches auch zur Signalerzeugung genutzt wird, in ein digitales Signal mit einer Abtastrate von 48 kHz und einer Bittiefe von 16 Bit umgewandelt und mithilfe der Software Matlab aufgezeichnet. Die Wiedergabe der in Matlab generierten Audiosignale erfolgt über ein Audiointerface RME Fireface UC und einem offenen Kopfhörer des Typs HD 650 der Firma Sennheiser. Die Audiowiedergabe über Kopfhörer wurde vor den Experimenten mithilfe eines künstlichen Ohrs vom Typ BRÜEL & KJÆR 4153, einer Mikrofonkapsel vom Typ BRÜEL & KJÆR 4134 und einem Messverstärker vom Typ BRÜEL & KJÆR 2610 kalibriert.

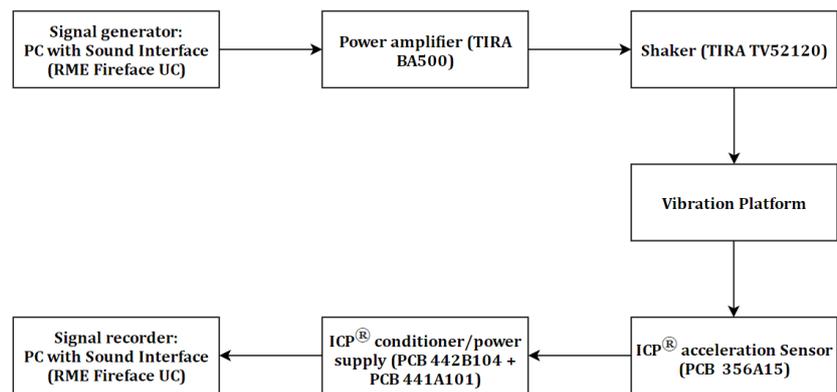


Abbildung 23: Signalkette des verwendeten Versuchsaufbaus zur Wiedergabe und Aufzeichnung von Vibrationssignalen.

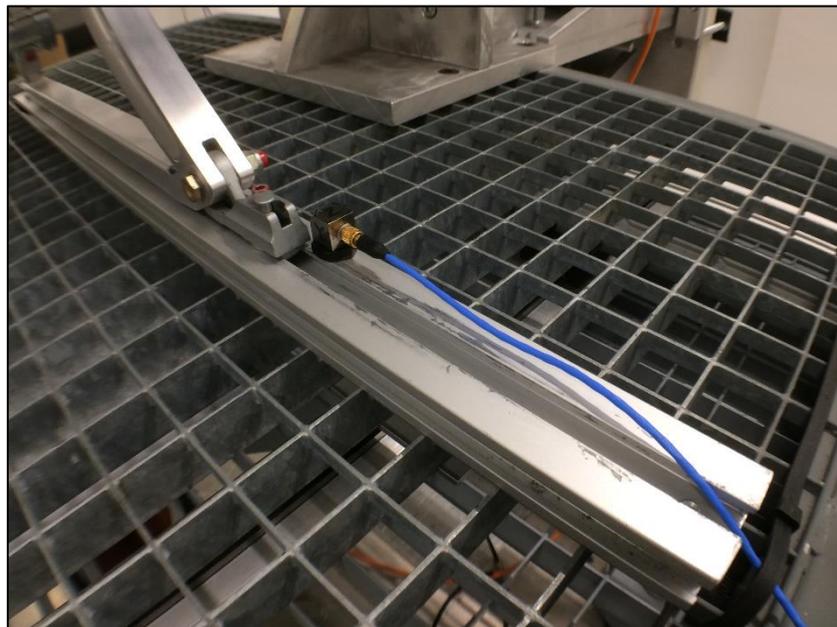


Abbildung 24: Position des 3-Achsbeschleunigungssensor an der Sitzschiene des Flugzeugkabinensitzes.

## Kalibration der Vibrationsplattform

Um zu gewährleisten, dass für jede Versuchsperson während des kategorialen Ratingexperiments die gewünschten Beschleunigungen  $a_5$  an der Sitzschiene erreicht werden, wird eine individuelle adaptive Kalibration der Signale durchgeführt. Dazu nimmt die Versuchsperson auf dem Flugzeugkabinensitz Platz. Anschließend werden nacheinander in zufälliger Reihenfolge sinusförmige Vibrationssignale in Z-Richtung

mit einer Länge von 4 Sekunden für sieben Frequenzen  $f$  (20 Hz, 25 Hz, 35 Hz, 42 Hz, 50 Hz, 70 Hz und 75 Hz) und vier gewünschten Beschleunigungspegeln  $L_S$  (96 dB, 102 dB, 108 dB und 114 dB) über die Vibrationsplattform wiedergegeben. Das Signal besitzt folgende Form:

$$X(f, A, t) = A \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot f \cdot t)$$

Dabei wird jeweils der Beschleunigungspegel  $L_X$  an der Sitzschiene bestimmt. Die Amplitude  $A$  wird bei erster Darbietung für jedes der 28 Signale so gewählt, dass der gemessene Beschleunigungspegel sich circa im Bereich des gewünschten Beschleunigungspegels befindet. Für jedes abgespielte Signal wird mithilfe der Differenz aus gewünschtem und gemessenem Beschleunigungspegel ein Gewichtungsfaktor  $G$  bestimmt:

$$G(f, A, L_S) = 10^{\frac{L_S - L_X}{20}}$$

Dieser Prozess wird mit adaptiven Amplituden  $A_{Nachher} = G \cdot A_{Vorher}$  der Signale  $X(f, A, t)$  so lange wiederholt bis der gemessene Beschleunigungspegel  $L_X$  eines Signals nicht mehr als  $\pm 0,33 \text{ dB}$  vom gewünschten Beschleunigungspegel  $L_S$  abweicht. Abschließend wird eine letzte Messung des Beschleunigungspegels für jede Frequenz und jeden gewünschten Beschleunigungspegel durchgeführt. Anhand dieser letzten Messung wird die Genauigkeit der verwendeten Beschleunigungspegel im Vergleich zu den gewünschten Beschleunigungspegeln definiert. Gleichzeitig werden Beschleunigungspegel in X- und Y-Richtung erfasst und mithilfe eines Sitzpads (Abbildung 25) Beschleunigungspegel in Z-Richtung zwischen Sitzfläche und Gesäß der Versuchsperson gemessen. Das Sitzpad wird dabei erst vor der letzten Pegelmessung vom Versuchsleiter auf dem Sitz platziert. Die Kalibration dauert im Mittel  $(9,8 \pm 1,4)$  Minuten.

Abbildung 26 zeigt die Abweichung zwischen gewünschtem Beschleunigungspegel und an der Sitzschiene gemessenen Beschleunigungspegel in Z-Richtung. Die größte mittlere Abweichung zum gewünschten Pegel wird dabei für eine Frequenz von 35 Hz und einem gewünschtem Beschleunigungspegel von 108 dB gemessen und beträgt  $(0,43 \pm 0,13)$  dB. Die kleinste mittlere Abweichung liegt bei  $(0,00 \pm 0,11)$  dB für eine Frequenz von 70 Hz und einem gewünschten Pegel von 96 dB.



Abbildung 25: Ein eigens von der Universität Oldenburg angefertigtes Sitzpad, welches in der Mitte Platz für einen Beschleunigungssensor (z.B. PCB 356A15) bietet. Dieses Pad dient zur Messung des Beschleunigungspegels von Ganzkörpervibrationen zwischen Sitzfläche und Gesäß einer Versuchsperson.

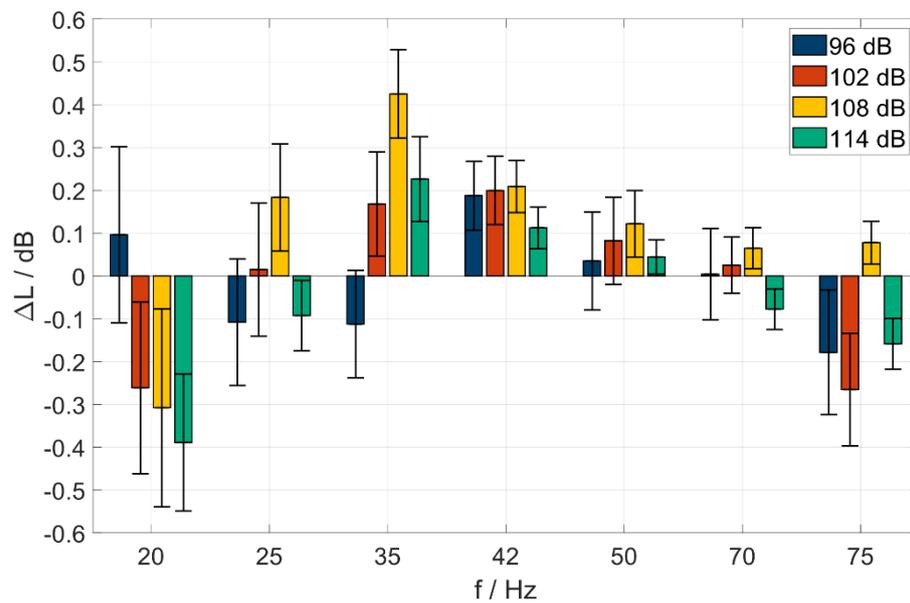


Abbildung 26: Mittlere Abweichung vom gemessenen zum gewünschten Beschleunigungspegel nach Kalibration des Systems für die vier gewünschten Beschleunigungspegel von 96 dB, 102 dB, 108 dB und 114 dB und Vibrationsfrequenzen von 20 Hz, 25 Hz, 35 Hz, 42 Hz, 50 Hz, 70 Hz und 75 Hz inklusive Standardfehler.

In Abbildung 27 ist die mittlere Differenz zwischen den gemessenen Beschleunigungspegeln an der Sitzschiene in X- und Z-Richtung für die vier Beschleunigungspegel 96 dB, 102 dB, 108 dB und 114 dB in Z-Richtung dargestellt. Für eine Frequenz von 20 Hz und einem Beschleunigungspegel von 102 dB ist der Beschleunigungspegel in X-Richtung nur um  $(-2,9 \pm 0,2)$  dB kleiner als in Z-Richtung. Der geringste Crosstalk wird für eine Frequenz von 42 Hz und einem Beschleunigungspegel von 114 dB erreicht. Hier liegt der Beschleunigungspegel in X-Richtung  $(-21,9 \pm 0,2)$  dB unter dem Beschleunigungspegel in Z-Richtung. Abbildung 28 zeigt die mittlere Differenz zwischen den gemessenen Beschleunigungspegeln in Y- und Z-Richtung für die vier Beschleunigungspegel 96 dB, 102 dB, 108 dB und 114 dB in Z-Richtung gemittelt über alle Versuchspersonen. Die kleinste Differenz wird hier für eine Frequenz von 75 Hz gemessen und einen Beschleunigungspegel von 114 dB gemessen und beträgt im Mittel  $(-5,1 \pm 0,3)$  dB. Auch in Y-Richtung ist der Crosstalk für eine Frequenz von 42 Hz und einen Beschleunigungspegel in Z-Richtung von 114 dB am geringsten. Der Beschleunigungspegel in Y-Richtung liegt hier  $(-18,5 \pm 0,4)$  dB unter dem Pegel in Z-Richtung. Da die Differenzen für die vier Beschleunigungspegel für X-Z und auch für Y-Z nicht zu große Unterschiede zeigen, sind in Abbildung 29 über die vier Beschleunigungspegel gemittelte Differenzenfunktionen für X-Z und Y-Z dargestellt. Beiden Kurven zeigen einen ähnlichen Verlauf. Die Differenzen für eher niedrige Frequenzen um 20 Hz und eher hohe Frequenzen um 75 Hz zwischen der X/Y-Richtung und der Z-Richtung ist deutlich geringer als für „mittlere“ Frequenzen im Bereich um 42 Hz. Für Frequenzen von 42 Hz und 70 Hz zeigen sich außerdem Unterschiede in der Größenordnung von 5 dB zwischen den beiden Richtungen.

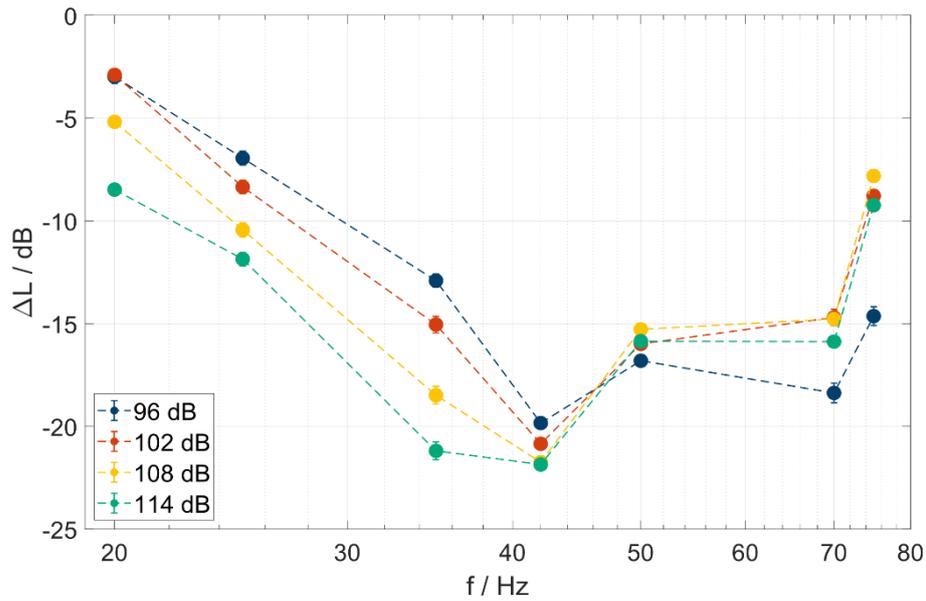


Abbildung 27: Mittlere Differenz zwischen den gemessenen Beschleunigungspegeln an der Sitzschiene nach Kalibration in X- und Z-Richtung für die vier Beschleunigungspegel 96 dB, 102 dB, 108 dB und 114 dB in Z-Richtung inklusive Standardfehler.

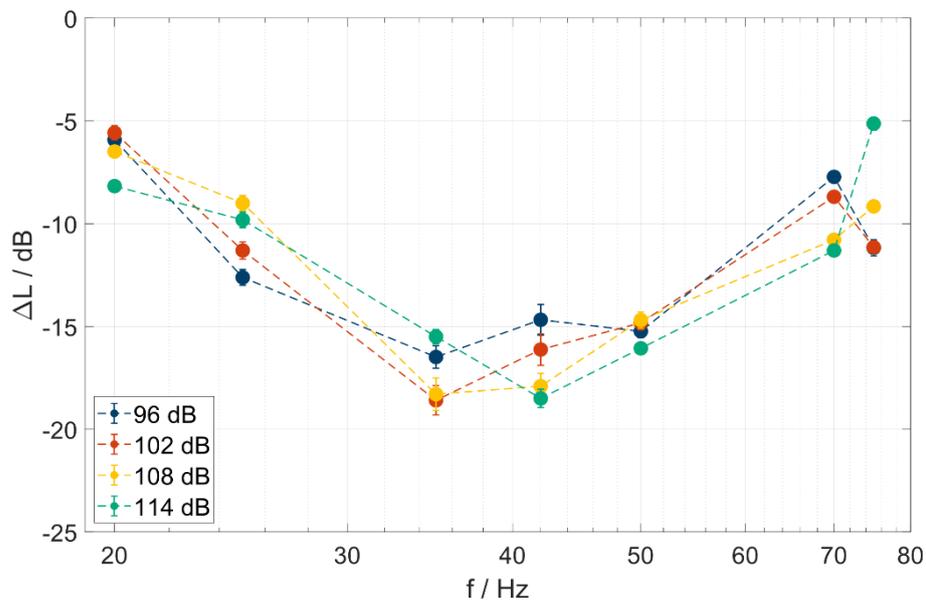


Abbildung 28: Mittlere Differenz zwischen den gemessenen Beschleunigungspegeln an der Sitzschiene nach Kalibration in Y- und Z-Richtung für die vier Beschleunigungspegel 96 dB, 102 dB, 108 dB und 114 dB in Z-Richtung inklusive Standardfehler.

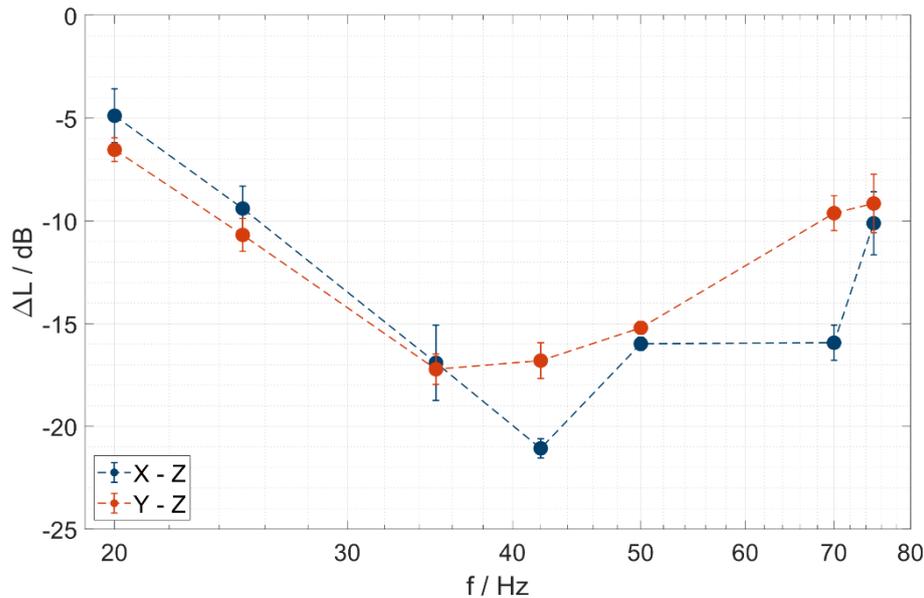


Abbildung 29: Differenz zwischen den gemessenen Beschleunigungspegeln an der Sitzschiene nach Kalibration in Y- und Z- bzw. X- und Z-Richtung gemittelt über alle Versuchspersonen und die vier Beschleunigungspegel inklusive Standardfehler.

Die Übertragungsfunktion in Z-Richtung zwischen Sitzschiene und Sitzpad wird durch Differenzbildung der Beschleunigungspegel am Sitzpad und an der Sitzschiene bestimmt. Wie in Abbildung 30 zu erkennen ist, unterscheiden sich die Übertragungsfunktionen für die vier Beschleunigungspegel nur geringfügig voneinander, so dass über alle vier Pegel gemittelt werden kann. Abbildung 31 zeigt eine Übertragungsfunktion in blau für die untere Hälfte der Versuchspersonen und eine Übertragungsfunktion in orange für die obere Hälfte der Versuchspersonen bezüglich des Gewichts. Es zeigt sich, dass die Kurve für die schweren Versuchspersonen im Vergleich zu den leichten Versuchspersonen um  $(1,4 \pm 0,2)$  dB nach unten verschoben ist. Schaut man sich beide Kurven an zeigt sich eine deutliche Frequenzabhängigkeit. Die größte Pegelverringerung im Vergleich zum Pegel an der Sitzschiene wird für eine Frequenz von 75 Hz gemessen und beträgt  $-8,3 \pm 0,5$ .

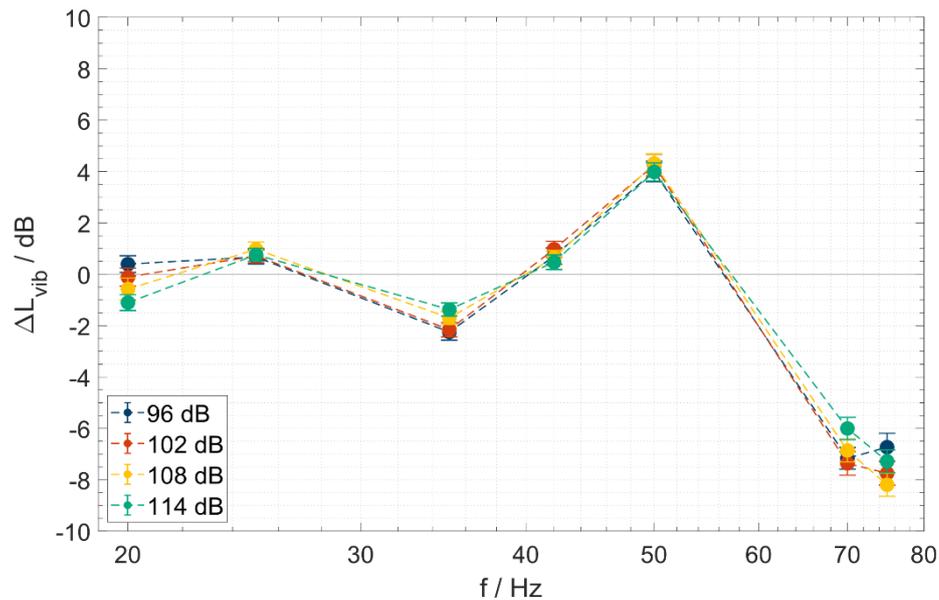


Abbildung 30: Mittlere Übertragungsfunktion in Z-Richtung zwischen Sitzschiene und Sitzpad für die vier Beschleunigungspegel an der Sitzschiene von 96 dB, 102 dB, 108 dB und 114 dB inklusive Standardfehler.

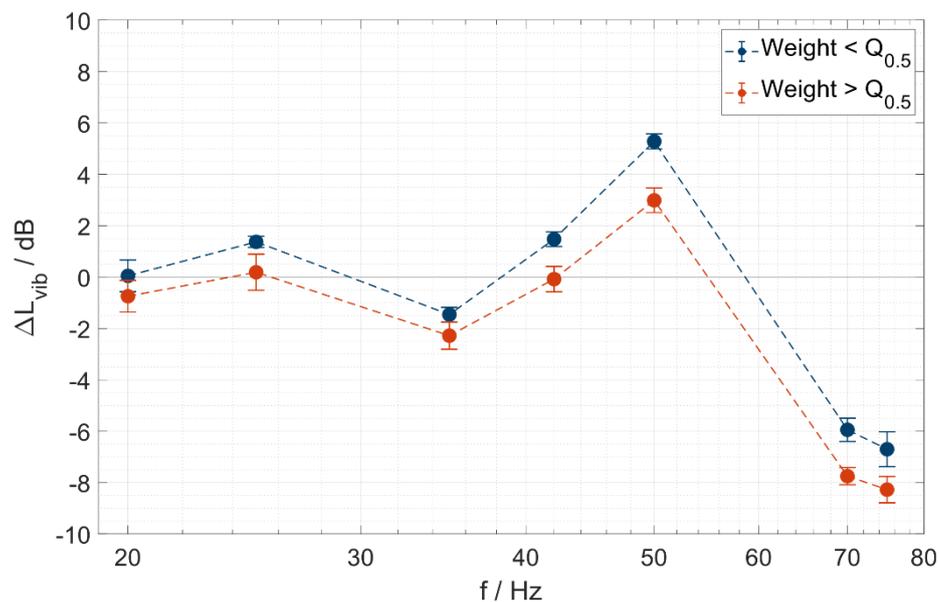


Abbildung 31: Übertragungsfunktionen in Z-Richtung zwischen Sitzschiene und Sitzpad für die 50 % leichtesten Versuchspersonen (blau) und die 50 % schwersten Versuchspersonen (rot) gemittelt über die vier Beschleunigungspegel inklusive Standardfehler.

## Detektionsschwellen von Ganzkörpervibrationen

### Methode

Für Frequenzen von 20, 25, 35, 42, 50 und 75 Hz werden mit Hilfe eines adaptiven Verfahrens Detektionsschwellen gemessen. Dazu wird das AFC-Software-Paket [43], welches an der Universität Oldenburg entwickelt wurde, verwendet. Jeder Durchgang einer Schwellenmessung beinhaltet drei aufeinanderfolgende 650-ms-lange Intervalle, die jeweils durch eine 500-ms-lange Pause voneinander getrennt sind. Zwei der drei Intervalle enthalten dabei keine Vibration, das dritte Intervall enthält die Zielvibration. Zusätzlich wird in jedem Intervall ein rosa Rauschen über einen Kopfhörer wiedergegeben, um die Schallemissionen der Vibrationsplattform zu maskieren und den Versuchspersonen zu verdeutlichen welches der drei Intervalle aktuell dargeboten wird. Die Platzierung des Vibrationssignals innerhalb der drei Intervalle wird pro Durchgang zufällig gewählt. In jedem Durchgang ist es die Aufgabe der Versuchspersonen die Zielvibration zu identifizieren. Der Zielparameter, der Beschleunigungspegel  $L_{\text{vib}}$  in dB, wird durch ein 1-up-2-down-Verfahren verändert. Nach zwei aufeinanderfolgenden richtigen Entscheidungen der Versuchsperson wird der Beschleunigungspegel verringert und nach einer falschen Entscheidung erhöht. Der Anfangswert der Schrittweite beträgt 4 dB und wird bei jeder oberen Umkehrung halbiert, bis ein minimaler Wert von 1 dB erreicht ist. Die Messphase mit einer Schrittweite von 1 dB beinhaltet sechs Umkehrungen, aus denen der Mittelwert zur Bestimmung der Detektionsschwelle berechnet wird. Für sechs Konditionen wird eine Detektionsschwelle bestimmt, wobei alle Konditionen gleichzeitig in zufälliger verschachtelter Reihenfolge vermessen werden. Die Aufgabe der Versuchsperson ist es, wiederholt den Stimulus zu erkennen, welcher die Vibration enthält. Auf der in Abbildung 32 dargestellten grafischen Oberfläche des Experiments wird der Versuchsperson während der Darbietung der drei Stimuli optisch verdeutlicht, welcher der drei Stimuli aktuell dargeboten wird. Nach Darbietung der drei Stimuli wird die Versuchsperson dazu aufgefordert, mithilfe der Tasten „1“, „2“ und „3“ auf der Tastatur, die während des Experiments von der Versuchsperson festgehalten wird, das Intervall zu wählen, welches sich von den anderen beiden unterscheidet. Nach jeder Darbietung der drei Stimuli und Entscheidung der Versuchsperson bekommt diese eine visuelle Antwort, ob der richtige Stimulus ausgewählt wurde. Dieser Vorgang wiederholt sich, bis alle Schwellenmessungen beendet sind.

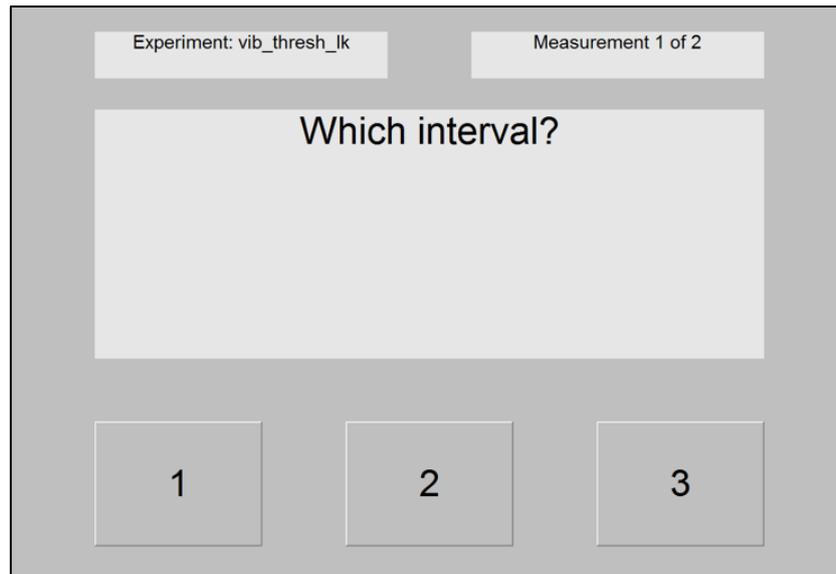


Abbildung 32: Grafische Oberfläche des 3-AFC-Experiments des AFC-Software-Pakets, welches an der Carl von Ossietzky Universität Oldenburg entwickelt wurde [43].

### Stimuli

In jedem Durchgang des AFC-Experiments werden drei vibro-akustische Stimuli dargeboten. Jeder Stimulus besitzt eine Länge von 650 ms und wird durch eine 50-ms-lange  $\cos^2$ -Rampe ein- bzw. ausgeblendet. In jedem Intervall wird ein rosa Rauschen über Kopfhörer dargeboten, um potenzielle Schallemissionen der Vibrationsplattform zu maskieren und die drei Intervalle zu verdeutlichen. Das rosa Rauschen hat einen festen Schalldruckpegel von  $(75 \pm 1)$  dB(A). Nur einer der Stimuli beinhaltet zusätzlich zu dem rosa Rauschen ein sinusförmiges Vibrationssignal der Form  $X(t) = A_{peak} \cdot \sin(2\pi \cdot f \cdot t)$ , mit einer Frequenz  $f$  von 20, 25, 35, 42, 50 oder 75 Hz. Die Amplitude  $A_{peak}$  der Vibration wird während des AFC-Experiments adaptiv variiert. Der vibratorische Stimulus besitzt eine Länge von 650 ms und wird durch eine 75-ms-lange  $\cos^2$ -Rampe ein- bzw. ausgeblendet. Die beiden anderen Stimuli beinhalten kein Vibrationssignal. In Abbildung 33 ist eine exemplarische Darstellung dreier Stimuli abgebildet. Der zweite Stimulus beinhaltet dabei die Zielvibration.

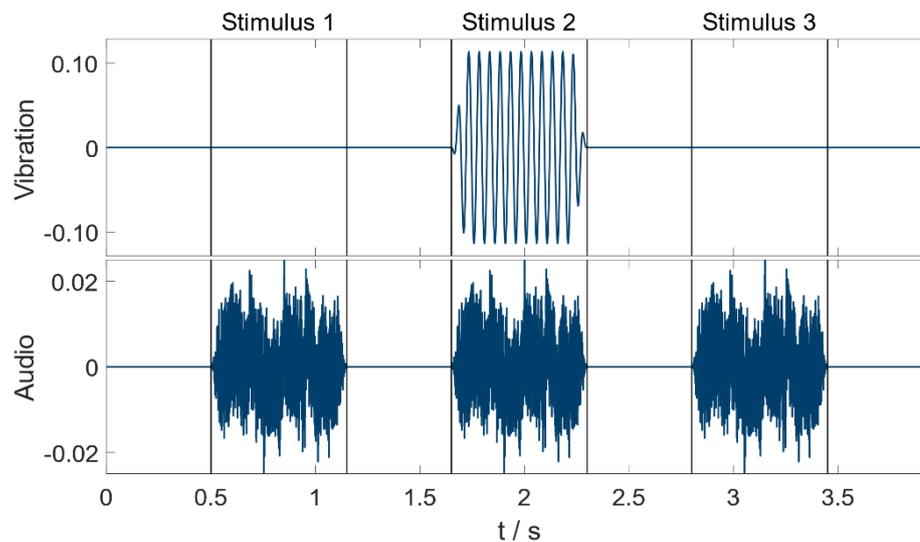


Abbildung 33: Exemplarische Darstellung der Zeitsignale der Vibrationsstimuli (oben) mit einer Frequenz von 20 Hz und der akustischen Stimuli (unten).

## Kategoriales Ratingexperiment und Befragung

### Methode

Die Studie dient der Bestimmung des Einflusses von Vibrationsignalparametern auf den empfundenen (Sitz-)Komfort von Ganzkörpervibrationen im Flugzeugkontext. Genauer wird die empfundene Angenehmheit und Erträglichkeit verschiedener Vibrationssignaturen untersucht. Hierzu wird ein kategoriales Ratingverfahren genutzt, bei dem auf einer 9-stufigen Skala für jeden Stimulus eine Bewertung der Angenehmheit bzw. Erträglichkeit (in separaten Testdurchläufen von denselben Personen) abgegeben werden muss. Die beiden verwendeten Ratingskalen sind in Abbildung 34 dargestellt. Zu Beginn eines Ratingexperimentes werden ausgewählte Stimuli dargeboten, um der Versuchsperson einen Überblick über die Stimuli zu verschaffen. Anschließend werden die Stimuli in zufälliger Reihenfolge dargeboten. Nach der Wiedergabe eines Stimulus wird dieser durch die Versuchsperson mittels Maus bewertet. Anschließend kann der nächste Stimulus abgespielt werden.

<input type="checkbox"/>	sehr angenehm	<input type="checkbox"/>	sehr erträglich
<input type="checkbox"/>		<input type="checkbox"/>	
<input type="checkbox"/>	ziemlich angenehm	<input type="checkbox"/>	ziemlich erträglich
<input type="checkbox"/>		<input type="checkbox"/>	
<input type="checkbox"/>	mittelmäßig angenehm	<input type="checkbox"/>	mittelmäßig erträglich
<input type="checkbox"/>		<input type="checkbox"/>	
<input type="checkbox"/>	wenig angenehm	<input type="checkbox"/>	wenig erträglich
<input type="checkbox"/>		<input type="checkbox"/>	
<input type="checkbox"/>	überhaupt nicht angenehm	<input type="checkbox"/>	überhaupt nicht erträglich

Abbildung 34: Ratingskalen des Kategorialen Ratingexperiments.

### Stimuli

Die 39 verwendeten Stimuli bestehen aus einer Zusammensetzung eines Vibrationsstimulus und eines Audiostimulus. Tabelle 2 zeigt die verwendeten Stimuliparameter. Die 15-s-langen Vibrationsstimuli bestehen aus einem sinusförmigen Vibrationssignal der Form  $X(t) = A \cdot \sin(2\pi \cdot f \cdot t)$ . Dabei beschreibt  $A$  die Amplitude und  $f$  die Frequenz (20 Hz, 25 Hz, 35 Hz, 42 Hz, 50 Hz, 70 Hz, 75 Hz) des Signals die je nach Kondition variiert werden. Die Amplitude wird individuell für jede verwendete Frequenz kalibriert, um die gewünschten Beschleunigungspegel an der Sitzschiene zu erreichen. Das Experiment ist aufgrund des Messsystems Richtung hoher Beschleunigungspegel beschränkt. Die niedrigste obere Grenze wird für eine Frequenz von 50 Hz und 75 Hz erreicht und beträgt 114 dB. Um einheitliche maximale Pegel zu gewährleisten, wird für alle Frequenzen ein Maximalvibrationspegel von 114 dB gewählt. In Richtung niedriger Beschleunigungspegel ist das Experiment durch die mittlere Föhlschwelle von Ganzkörpervibrationen begrenzt. So wird als niedrigster Pegel für alle Frequenzen ein Vibrationspegel von 96 dB gewählt (circa 6 dB über der Wahrnehmungsschwelle für 35 Hz). Von einem Beschleunigungspegel von 90 dB wird abgesehen, da für einige Frequenzen dieser Vibrationspegel sehr nahe der mittleren Föhlschwelle liegt (für 35 Hz auf der Föhlschwelle) und somit zu einer sehr schwachen Wahrnehmung der Vibration führt. So besitzen diese einen zu vernachlässigbaren Einfluss auf den Sitzkomfort in einem multimodalen Wahrnehmungsraum. Die Beschleunigungspegel werden für die Frequenzen 20 Hz,

35 Hz, 50 Hz und 75 Hz in 6 dB-Schritten variiert. Eine Schrittweite von 6 dB ist durch eine Versuchsperson deutlich zu unterscheiden. Sämtliche Konditionen werden von einem typischen Flugzeugkabinengeräusch mit einem festen Schalldruckpegel von 81,4 dB SPL (73,5 dB(A)) als Audiosignal begleitet. Die Darbietung des Geräusches erfolgt über offene Kopfhörer (Sennheiser HD 650). Für eine Frequenz von 20 Hz und 50 Hz wird für 2 verschiedene Beschleunigungspegel (102 dB und 114 dB) zusätzlich getestet, ob eine leicht höhere (25 Hz) bzw. niedrigere (42 Hz) Vibrationsfrequenz einen Einfluss auf das Komfortempfinden hat. Weiterhin soll für die Frequenzen 20, 35, 50 und 75 Hz und Beschleunigungspegeln von 102 dB und 114 dB getestet werden, ob das Hinzufügen eines Tons zum breitbandigen Audiosignal einen Einfluss auf die Wahrnehmung hat. Für dieselben Vibrationsfrequenzen und Vibrationspegel von 102 bzw. 114 dB wird zusätzlich überprüft, ob das Entfernen der Fußisolierung eine Änderung im Komfortempfinden hervorruft. Der Einfluss einer höheren Harmonischen wird für eine Vibrationsfrequenz von 35 Hz und einem Beschleunigungspegel in 3 Konditionen (24-26) getestet. Dabei soll die Harmonische bei 70 Hz einen Pegel -6 dB, 0 dB und +6 dB zur Grundschwingung besitzen.

Tabelle 2: Parameter der Stimuli des kategorialen Ratingexperiments.

Lfd. Nr.	Nr.	f /Hz	L /dB	Ton	Fuß- isolierung	Kommentar
1	1.1	20	96	-	Ja	
2	1.2	20	102	-	Ja	1.1 + 6 dB
3	1.3	20	108	-	Ja	1.2 + 6 dB
4	1.4	20	114	-	Ja	1.3 + 6 dB
5	1.5	25	102	-	Ja	Überprüfung, ob sich die Urteile bei einer „nur“ um 25% höheren Frequenz unterscheiden.
6	1.6	25	114	-	Ja	Überprüfung, ob sich die Urteile bei einer „nur“ um 25% höheren Frequenz unterscheiden.
7	2.1	35	96	-	Ja	Circa 6 dB über Föhlschwelle [44]
8	2.2	35	102	-	Ja	2.1 + 6 dB
9	2.3	35	108	-	Ja	2.2 + 6 dB
10	2.4	35	114	-	Ja	2.3 + 6 dB
11	3.1	42	102	-	Ja	Überprüfung, ob eine leicht tiefere Frequenz als 50 Hz zu anderer Wahrnehmung (bei gleichem Pegel) führt.
12	3.2	42	114	-	Ja	Überprüfung, ob eine leicht tiefere Frequenz als 50 Hz zu anderer Wahrnehmung (bei gleichem Pegel) führt.
13	3.3	50	96	-	Ja	
14	3.4	50	102	-	Ja	3.3 + 6 dB
15	3.5	50	108	-	Ja	3.4 + 6 dB
16	3.6	50	114	-	Ja	3.5 + 6 dB (Maximaler erreichbarer Pegel des Versuchaufbaus)
17	4.1	75	96	-	Ja	
18	4.2	75	102	-	Ja	4.1 + 6 dB
19	4.3	75	108	-	Ja	4.2 + 6 dB
20	4.4	75	114	-	Ja	4.3 + 6 dB (Maximaler erreichbarer Pegel des Versuchaufbaus)

Lfd. Nr.	Nr.	f /Hz	L /dB	Ton	Fuß- isolierung	Kommentar
21	5.1	35/70	108/108	-	Ja	2 gleichzeitig anliegende Frequenzen, beide Nullphase
22	5.2	35/70	108/102	-	Ja	2 gleichzeitig anliegende Frequenzen, beide Nullphase
23	5.3	35/70	102/108	-	Ja	2 gleichzeitig anliegende Frequenzen, beide Nullphase
24	2.5	35	102	35 Hz	Ja	Breitbandiges Geräusch + Ton über Kopfhörer
25	2.6	35	114	35 Hz	Ja	Breitbandiges Geräusch + Ton über Kopfhörer
26	3.7	42	102	42 Hz	Ja	Breitbandiges Geräusch + Ton über Kopfhörer
27	3.8	42	114	42 Hz	Ja	Breitbandiges Geräusch + Ton über Kopfhörer
28	3.9	50	102	50 Hz	Ja	Breitbandiges Geräusch + Ton über Kopfhörer
29	3.10	50	114	50 Hz	Ja	Breitbandiges Geräusch + Ton über Kopfhörer
30	4.5	75	102	75 Hz	Ja	Breitbandiges Geräusch + Ton über Kopfhörer
31	4.6	75	114	75 Hz	Ja	Breitbandiges Geräusch + Ton über Kopfhörer
32	6.1	20	102	-	-	Einfluss der Fußmatte
33	6.2	20	114	-	-	Einfluss der Fußmatte
34	6.3	35	102	-	-	Einfluss der Fußmatte
35	6.4	35	114	-	-	Einfluss der Fußmatte
36	6.5	50	102	-	-	Einfluss der Fußmatte
37	6.6	50	114	-	-	Einfluss der Fußmatte
38	6.7	75	102	-	-	Einfluss der Fußmatte
39	6.8	75	114	-	-	Einfluss der Fußmatte

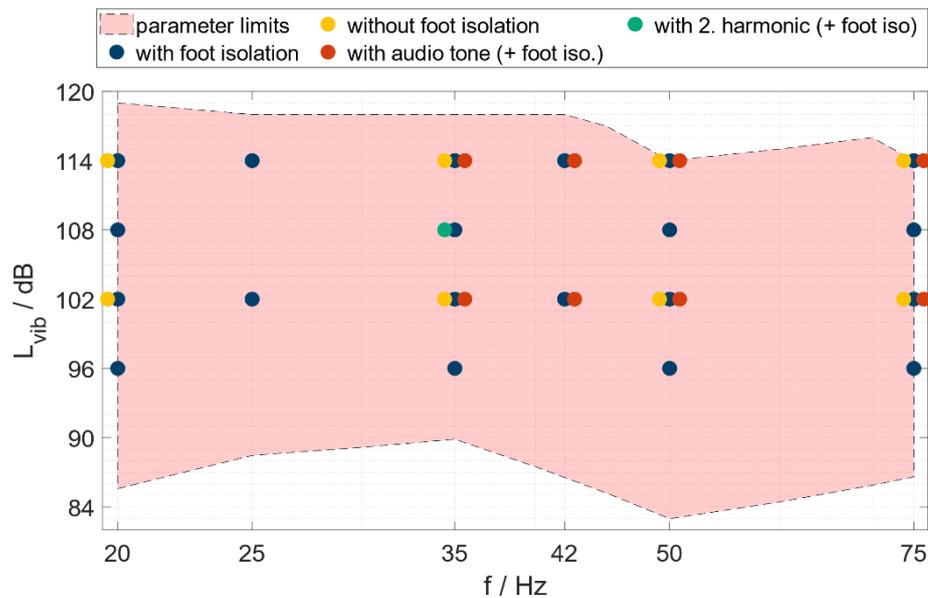


Abbildung 35: Verteilung der Stimuliparameter im durch den Aufbau (obere Grenze) und die Fühlschwelle (untere Grenze) limitierten Parameterbereich.

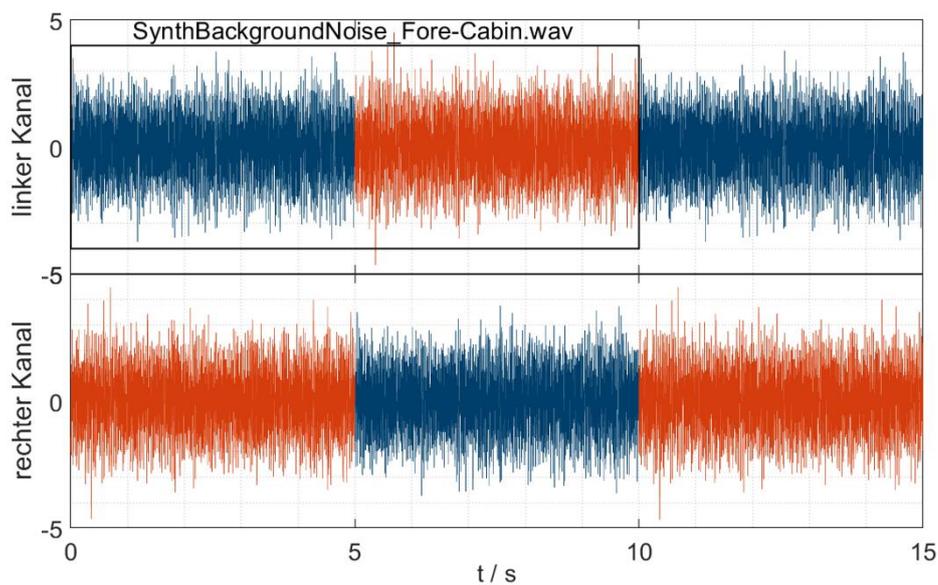


Abbildung 36: Synthetisch erzeugtes Rauschsignal, welches als Audiostimuli im Wahrnehmungsexperiment verwendet wird. Dieses wird durch Wiederholen des ersten (blau) und zweiten (orange) Signalteil des Signals „SynthBackgroundNoise\_Fore-Cabin.wav“ auf 15 s verlängert und durch den Versatz dichotisch dargeboten.

Der Audiostimulus beinhaltet für jede Kondition in Tabelle 2 ein 15 s-langes breitbandiges Rauschen. Abbildung 36 zeigt das dichotisch dargebotene Stereosignal, welches aus dem 10 s-langen monauralen Signal „SynthBackgroundNoise\_Fore-Cabin.wav“ (schwarzer Rahmen in Abbildung 36)

erzeugt wurde. Dieses Mono-Signal ist eine synthetisch erzeugte Nachbildung eines im vorderen Teil eines Flugzeugs aufgezeichneten Flugzeugkabinengeräusches, bei dem die tonalen Triebwerkkomponenten entfernt wurden. Das Terzbandspektrum des synthetischen Rauschens ist in Abbildung 37 dargestellt. Der Gesamtschalldruckpegel beträgt 81,4 dB SPL (73,5 dB(A)). In den Konditionen 24 bis 31 wird zusätzlich ein Sinuston mit einer Frequenz, der der Vibrationsfrequenz der Kondition entspricht, dargeboten. Dabei liegt der Pegel des Tons 15 dB über dem Terzbandpegel des zugehörigen Terzbandes. In Tabelle 3 sind die Terzbandfrequenzen, Terzbandpegel und daraus resultierenden Pegel der Töne aufgelistet. Ein exemplarisches Amplitudenspektrum eines Audiosignals ist in Abbildung 38 dargestellt. Tabelle 4 zeigt einen Vergleich der (A-gewichteten) Pegel der Audiostreame mit und ohne zusätzlichen Ton. Durch das Hinzufügen eines Tons steigt der A-gewichtete Pegel nur um  $(0,5 \pm 0,5)$  dB an. Aufgrund dessen ist davon auszugehen, dass die Lautheit der Stimuli mit Ton sich nicht deutlich von der Lautheit der Stimuli ohne Ton unterscheidet.

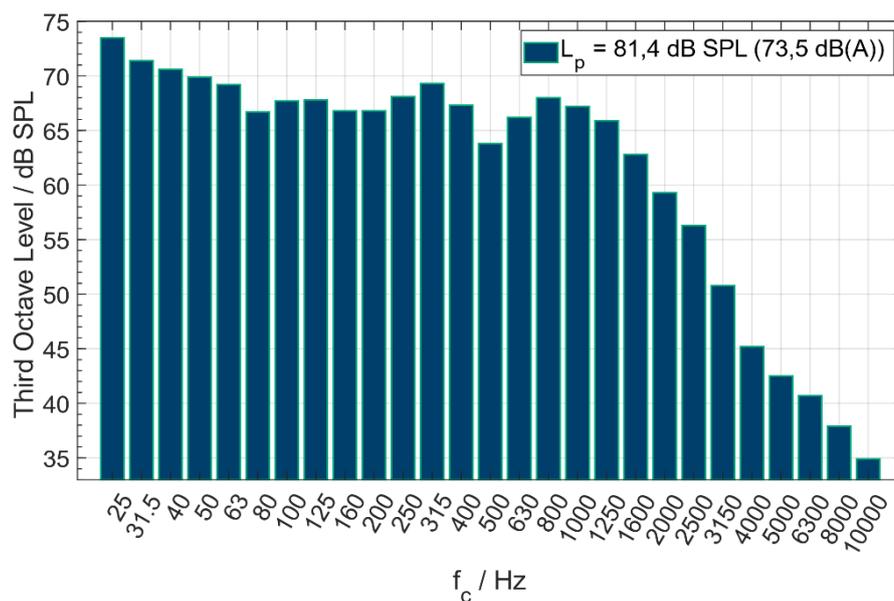


Abbildung 37: Terzbandspektrum des synthetischen Audiosignals des Wahrnehmungstests.

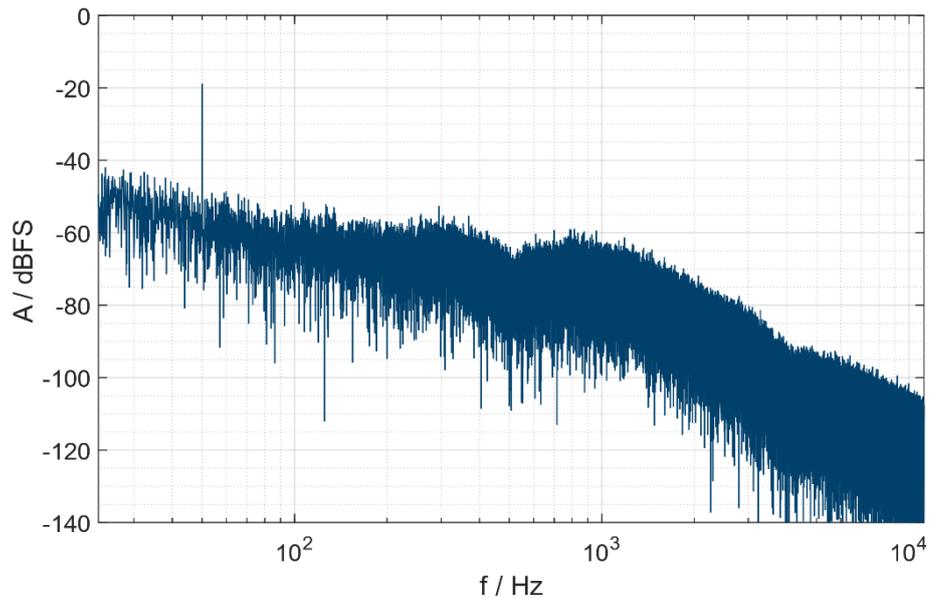


Abbildung 38: Exemplarisches Amplitudenspektrum des Audiosignals aus Kondition 28 und 29. Dieses besteht aus einem synthetisch erzeugten Rauschen und einem Ton mit einer Frequenz von 50 Hz. Der Pegel des Tons liegt dabei +15 dB über dem Pegel des Terzbands mit einer Mittenfrequenz von 50 Hz.

Tabelle 3: Frequenz und Pegel der verwendeten Töne und dazugehörige Mittenfrequenzen und Pegel der Terzbänder.

Frequenz des Tons / Hz	Mittenfrequenz des Terzbandes / Hz	Terzbandpegel des Rauschens / dB	Pegel des Tons / dB
35	31,5	71,4	86,4
42	40	70,6	85,6
50	50	69,9	84,9
75	80	66,7	81,7

Tabelle 4: Gemessener Schalldruckpegel und A-gewichteter Schalldruckpegel des synthetischen Rauschens ohne Ton und mit zusätzlichem Ton der Frequenz  $f$ . Die maximale Messabweichung beträgt  $\pm 0,5$  dB.

<b>f / Hz</b>	<b>L<sub>p</sub> / dB SPL</b>	<b>L<sub>pA</sub> / dB(A)</b>
kein Ton	81,4	73,5
35	88,0	74,0
42	87,0	74,0
50	86,5	74,0
75	82,0	74,0

### Versuchsdurchführung

Die Versuchsperson nimmt zu Beginn Platz auf dem mittleren Flugzeugkabinensitz und wird schriftlich über das Experiment instruiert. In der Anleitung wird die Versuchsperson darauf hingewiesen die Füße während des kompletten Experiments auf der Plattform abzustellen und die Arme auf den Armlehnen abzulegen. Die Versuchsperson wird weiterhin dazu aufgefordert sich während des Experiments vorzustellen, dass diese sich in einer Flugzeugkabine auf einem 2-stündigen Reiseflug in der Economy-Class befindet. Die Schaltflächen auf der grafischen Oberfläche (Abbildung 39) werden mit Hilfe einer Computermaus durch die Versuchsperson bedient. Nach dem Betätigen der Schaltfläche „Einführung starten“ werden der Versuchsperson einige Beispielstimuli vorgespielt, damit diese sich mit den Stimuli vertraut machen kann und sich einen Eindruck der Bandbreite der Stimuli im Experiment machen kann. Im Anschluss wird diese aufgefordert die Bewertung zu starten. Es wird jeweils ein Stimulus dargeboten. Die Darbietung kann nicht wiederholt werden. Darauf folgend wird die Versuchsperson aufgefordert je nach der in der Anleitung definierten Aufgabe eine Bewertung bezüglich der Angenehmheit oder der Erträglichkeit der Vibration auf der vorgegebenen Skala abzugeben. Hat diese eine Bewertung abgegeben, kann diese mit der Darbietung der nächsten Vibration fortfahren. Das Experiment ist beendet, wenn für alle Vibrationen eine Bewertung abgegeben wurde.

<input type="checkbox"/>	sehr angenehm
<input type="checkbox"/>	
<input type="checkbox"/>	ziemlich angenehm
<input type="checkbox"/>	
<input type="checkbox"/>	mittelmäßig angenehm
<input type="checkbox"/>	
<input type="checkbox"/>	wenig angenehm
<input type="checkbox"/>	
<input type="checkbox"/>	überhaupt nicht angenehm

Einführung starten

Abbildung 39: Grafische Oberfläche des kategorialen Ratingexperiments.

### Versuchspersonen

Die Versuchspersonen wurden mithilfe einer Kontaktanzeige auf der Seite des universitären Netzwerks „StudIP“ eingeladen. Tabelle 5 zeigt die Körperdaten der Versuchsteilnehmer. Es haben 20 Teilnehmende im Alter zwischen 19 und 41 die Experimente durchgeführt, wobei alle Versuchspersonen angaben, nicht hörgeschädigt zu sein. (Versuchsperson 13 konnte die Experimente nicht beenden und wird daher nicht für die Auswertung berücksichtigt.) Der Altersdurchschnitt beträgt  $(24 \pm 1)$  Jahre. Der Anteil weiblicher Teilnehmer beträgt 50 %. Der Anteil männlicher Teilnehmer liegt bei 50 %. Die Versuchspersonen besitzen ein Gewicht zwischen 50,9 kg und 108,3 kg und eine Körpergröße zwischen 160 cm und 192 cm. Das mittlere Gewicht beträgt  $(74,1 \pm 3,1)$  kg und die mittlere Körpergröße liegt bei  $(174,2 \pm 2,0)$  cm.

Tabelle 5: Körperdaten der Versuchsteilnehmer der Studie.

Nr.	VP-Kürzel	Alter / Jahre	Geschlecht	Gewicht / kg	Größe / cm	BMI
1	01	24	w	62,6	174	20,7
2	02	25	m	87,3	185	25,5
3	03	24	m	77,6	182	23,4
4	04	27	m	73	187	20,9
5	05	24	w	63,5	173	21,2
6	06	24	m	81,1	180	25,0
7	07	25	w	60,4	160	23,6
8	08	21	w	62,4	168	22,1
9	09	28	w	70	165	25,7
10	10	21	w	64,1	168	22,7
11	11	24	w	50,9	164	18,9
12	12	22	w	69,1	167	24,8
13	14	29	m	85,5	170	29,6
14	15	21	w	75,3	173	25,2
15	16	19	m	70,9	173	23,7
16	17	19	m	98,6	183	29,4
17	18	22	w	61,1	160	23,9
18	19	22	m	108,3	192	29,4
19	20	41	m	85,1	179	26,6
20	21	20	m	76,1	180	23,5

## Ergebnisse

### Detektionsschwellen von Ganzkörpervibrationen

Für zwanzig Versuchspersonen wurden Detektionsschwellen für sinusförmige vertikale Ganzkörpervibrationen gemessen. In Abbildung 40 ist zu erkennen, dass die gemessenen Detektionsschwellen eine deutliche interindividuelle Varianz besitzen. Dabei liegt die inter-individuelle Standardabweichung in einem Bereich zwischen  $\sigma_{min} = 2,2 \text{ dB}$  für 20 Hz und  $\sigma_{max} = 3,7 \text{ dB}$  für 50 Hz. Die höchste Detektionsschwelle wurde bei Versuchsperson 02 gemessen und liegt bei einem Beschleunigungspegel von 96,0 dB für eine Frequenz von 35 Hz. Die niedrigste Detektionsschwelle wurde bei Versuchsperson 11 für eine Frequenz von 50 Hz gemessen und besitzt einen Beschleunigungspegel von 78,4 dB.

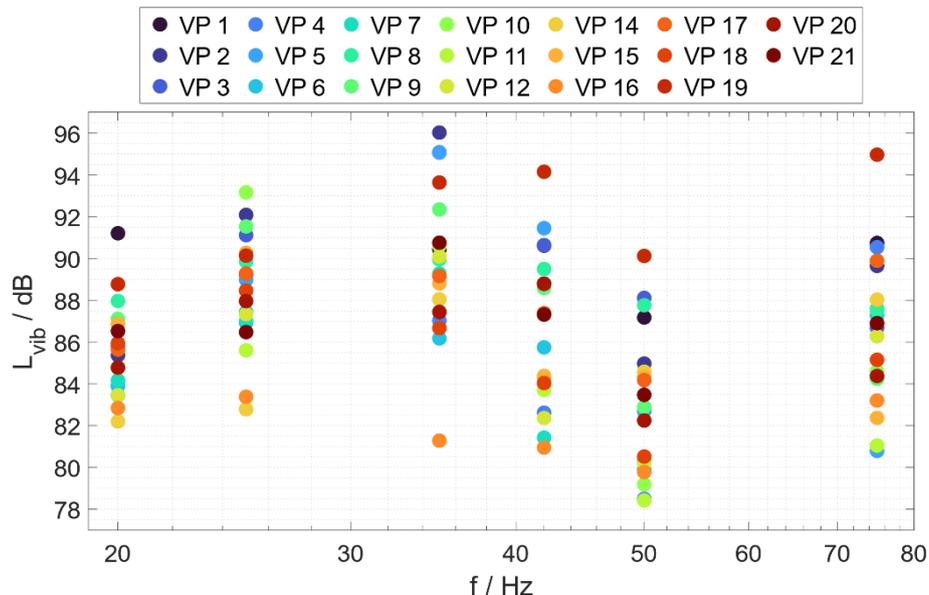


Abbildung 40: Individuelle Detektionsschwellen für sinusförmige vertikale Ganzkörpervibrationen.

In Abbildung 41 sind die über alle Versuchspersonen gemittelten Detektionsschwellen in Abhängigkeit der Vibrationsfrequenz inklusive Standardfehler in blau dargestellt. Für eine Frequenz von 20 Hz liegt die mittlere Detektionsschwelle bei einem Wert von  $(85,6 \pm 0,5) \text{ dB}$  und steigt dann auf einen maximalen Wert von  $(89,9 \pm 0,8) \text{ dB}$  für eine Frequenz von 35 Hz. Der Beschleunigungspegel am Punkt der Schwelle erreicht für eine Frequenz von 50 Hz ein weiteres Minimum von  $(83,0 \pm 0,8) \text{ dB}$  und steigt für eine Frequenz von 75 Hz wieder an auf einen Wert von  $(86,6 \pm 0,8) \text{ dB}$ .

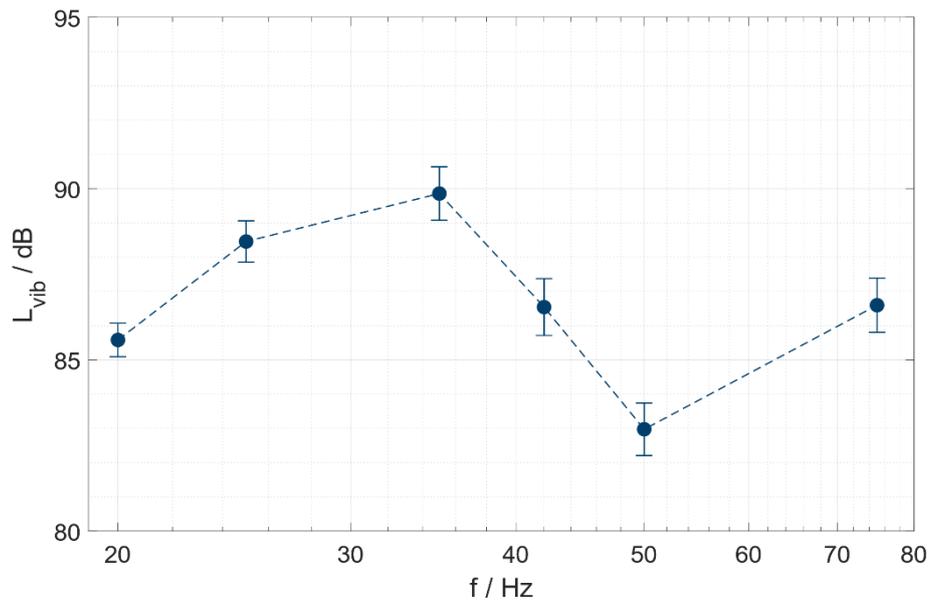


Abbildung 41: Mittlere Beschleunigungspegel  $L_{vib}$  am Punkt der Detektionsschwelle inklusive Standardfehler für sinusförmige vertikale Ganzkörpervibrationen in Abhängigkeit der Vibrationsfrequenz  $f$ .

Abbildung 42 zeigt einen Vergleich zwischen den mittleren Detektionsschwellen dieser Studie und Detektionsschwellen aus Morioka, 2006 (rot) Bellmann, 2002 (gelb). Beide Kurven liegen in einem ähnlichen Bereich wie die in dieser Studie gemessenen Schwellen, weisen jedoch eine geringere Abhängigkeit von der Frequenz auf. Unterschiede zwischen den Studien kann durch die Nutzung unterschiedlicher Sitze begründet werden. Der in dieser Studie verwendete Flugzeugkabinensitz besitzt eine gepolsterte Sitzfläche und Rückenlehne und zwei Armlehnen. Im Gegensatz zu dem Flugzeugkabinensitz dieser Studie wurde in Morioka, 2006 eine Sitzfläche aus Holz verwendet, die eine geschwungene Form besitzt, um einen Kontakt mit den Sitzknochen zu gewährleisten. Außerdem besaß der Sitz in der Studie von Morioka und Griffin keine Rückenlehne und die Füße wurden auf einer stationären Fußstütze abgestellt. In Bellmann wurde ein ähnlicher Versuchsaufbau wie in der aktuellen Studie verwendet, jedoch saßen dort die Versuchspersonen auf einem klassischen Holzstuhl mit Rückenlehne.

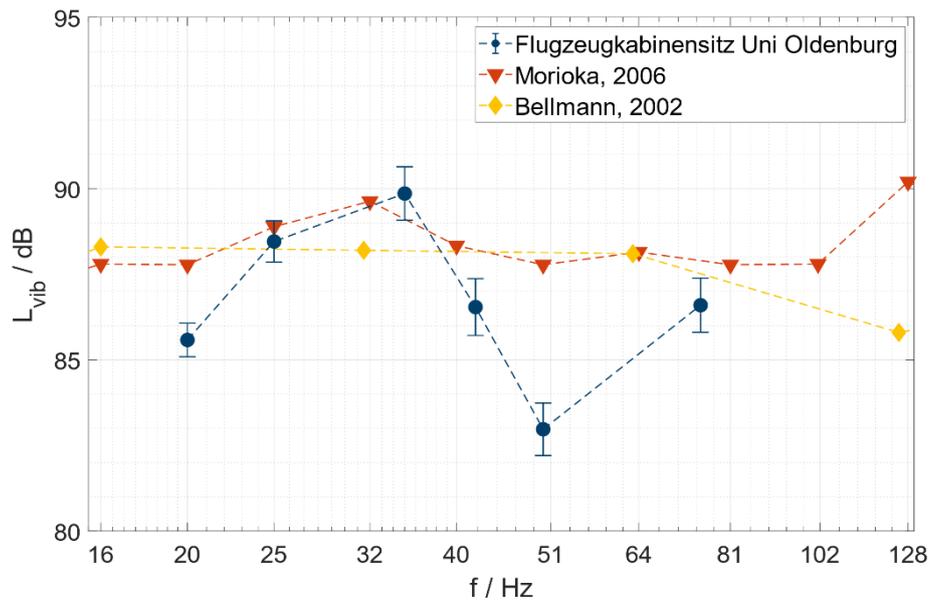


Abbildung 42: Mittlere Beschleunigungspegel  $L_{vib}$  am Punkt der Detektionsschwelle inklusive Standardfehler für sinusförmige vertikale Ganzkörpervibrationen in Abhängigkeit der Vibrationsfrequenz  $f$  in Blau. Als Vergleich sind die abgelesenen Detektionsschwellen aus Morioka [6] in Rot und Bellmann[3] in Gelb dargestellt.

## Kategoriales Bewertungsexperiment

### Bewertung der Angenehmheit

Die über alle Versuchspersonen gemittelten Bewertungen der Angenehmheit für die vier Beschleunigungspegel von 96 dB, 102 dB, 108 dB, 114 dB in Abhängigkeit von der Vibrationsfrequenz sind in Abbildung 43 dargestellt. Es zeigt sich, dass die Unterschiede zwischen den gemessenen Frequenzen mit steigendem Beschleunigungspegel zunehmen. Für einen Pegel von 96 dB kann kaum zwischen den mittleren Bewertungen der vier Vibrationsfrequenzen differenziert werden. Die maximalen Unterschiede liegen im Bereich einer Kategorie  $0,9 \pm 0,8$  auf der Skala. Für höhere Beschleunigungspegel zeigen sich deutlich größere Unterschiede von bis zu  $3,35 \pm 0,6$  Kategorien bei einem Beschleunigungspegel von 108 dB. Für alle vier Pegel werden die Stimuli mit einer Vibrationsfrequenz von 20 Hz am unangenehmsten bewertet. Für Vibrationspegel von 96, 102 und 108 dB werden die Stimuli mit einer Frequenz von 35 Hz am angenehmsten bewertet. Für einen Beschleunigungspegel von 114 dB wird der Stimulus mit einer Frequenz von 75 Hz am angenehmsten bewertet.

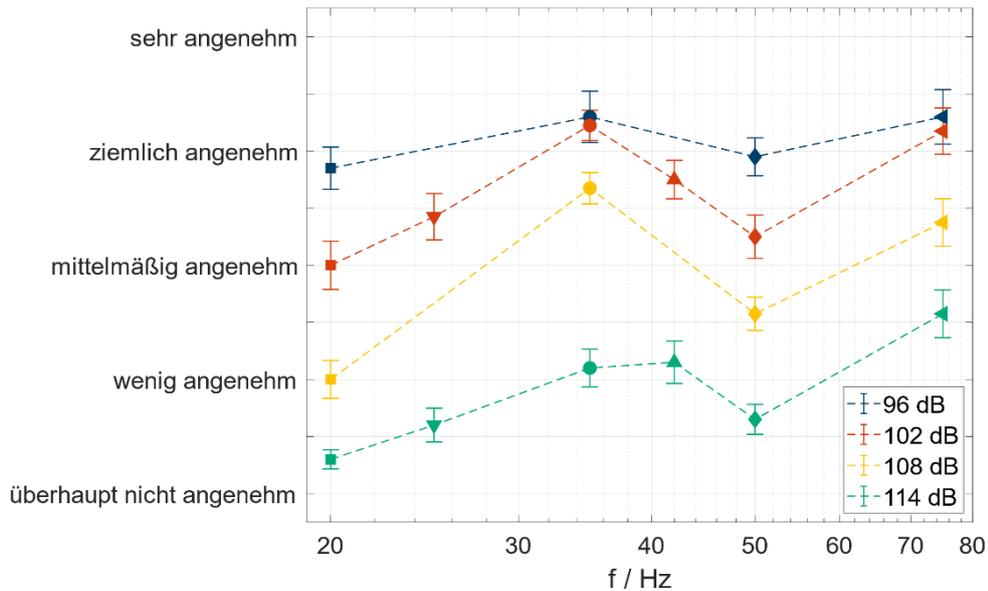


Abbildung 43: Mittlere Bewertungen der Angenehmheit für die vier Beschleunigungspegel von 96 dB, 102 dB, 108 dB, 114 dB in Abhängigkeit von der Vibrationsfrequenz inklusive Standardfehler.

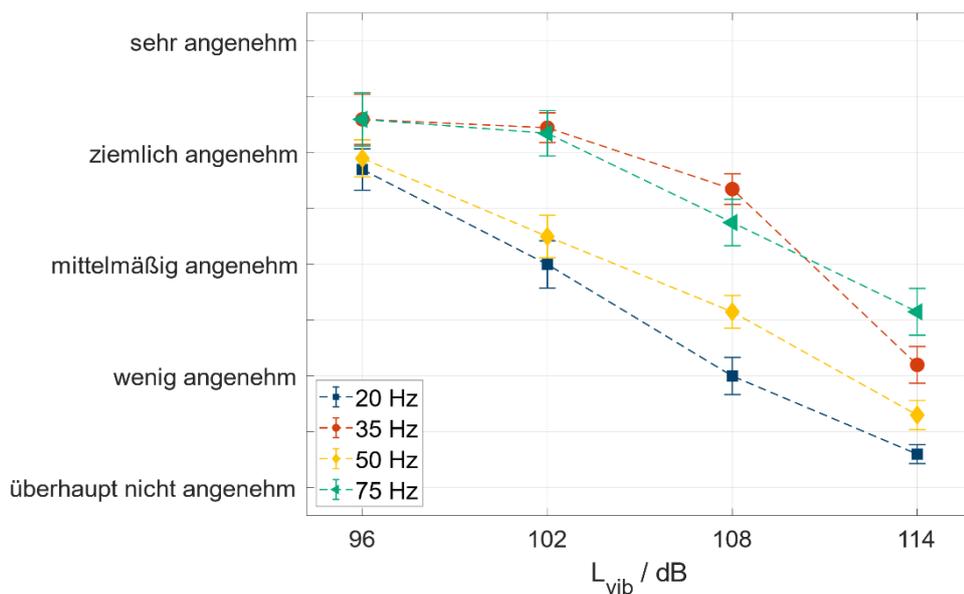


Abbildung 44: Mittlere Bewertungen der Angenehmheit für Frequenzen von 20 Hz, 35 Hz, 50 Hz und 75 Hz in Abhängigkeit vom gemessenen Beschleunigungspegel an der Sitzschiene.

Die mittleren Bewertungen in Abhängigkeit vom Beschleunigungspegel sind für Frequenzen von 20 Hz, 35 Hz, 50 Hz und 75 Hz in Abbildung 44 dargestellt. Auch hier ist zu erkennen, dass die Unterschiede zwischen den Frequenzen bei niedrigem Beschleunigungspegel nicht groß sind und mit steigendem Pegel zunehmen. Es wird

außerdem deutlich, dass die genutzte Skala die Angenehmheit der verwendeten Stimuli gut abdeckt.

Neben den Beschleunigungspegeln an der Sitzschiene wurden bei der Kalibration zusätzlich Beschleunigungspegel an einem Sitzpad gemessen. Den Beschleunigungspegeln an der Sitzschiene können damit Beschleunigungspegel am Sitzpad zugeordnet werden. Abbildung 45 zeigt die mittleren Bewertungen der Angenehmheit in Abhängigkeit der Beschleunigungspegel am Sitzpad. Aufgrund einer frequenzabhängigen Übertragung von Sitzschiene zu Sitzpad verschieben sich einige Kurven Richtung niedriger Pegel und andere wiederum Richtung höherer Beschleunigungspegel. Die Übertragungsfunktion ist in Abbildung 30 dargestellt. Die Kurven rücken in einigen Pegelbereichen näher zusammen bzw. überlappen sich mehr. Dennoch zeigt sich auch hier, dass Stimuli mit unterschiedlicher Frequenz aber gleichen Beschleunigungspegel am Sitzpad sich in ihrer Angenehmheit unterscheiden.

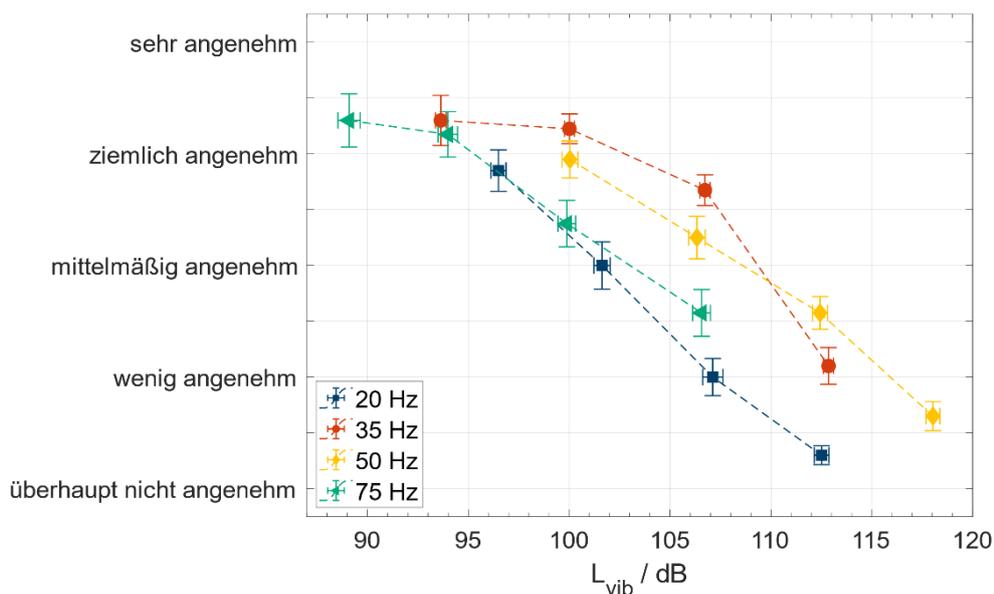


Abbildung 45: Mittlere Bewertungen der Angenehmheit für Frequenzen von 20 Hz, 35 Hz, 50 Hz und 75 Hz in Abhängigkeit vom Beschleunigungspegel am Sitzpad.

Die Abhängigkeit der Bewertungen vom Sensation Level ist eine weitere Darstellungsmöglichkeit und ist in Abbildung 46 dargestellt. Das Sensation Level ergibt sich aus der Differenz der Beschleunigungspegel der Stimuli und den Beschleunigungspegeln an den frequenzabhängigen Föhlschwellen aus Abbildung 41. Hier zeigt sich, dass vor allem Stimuli mit einer Frequenz von 35 Hz bei niedrigen Beschleunigungspegeln nur 6 dB über der Föhlschwelle liegen. Stimuli mit einer

Frequenz von 50 Hz liegen im Vergleich dazu mindestens 13 dB über der Föhlschwelle.

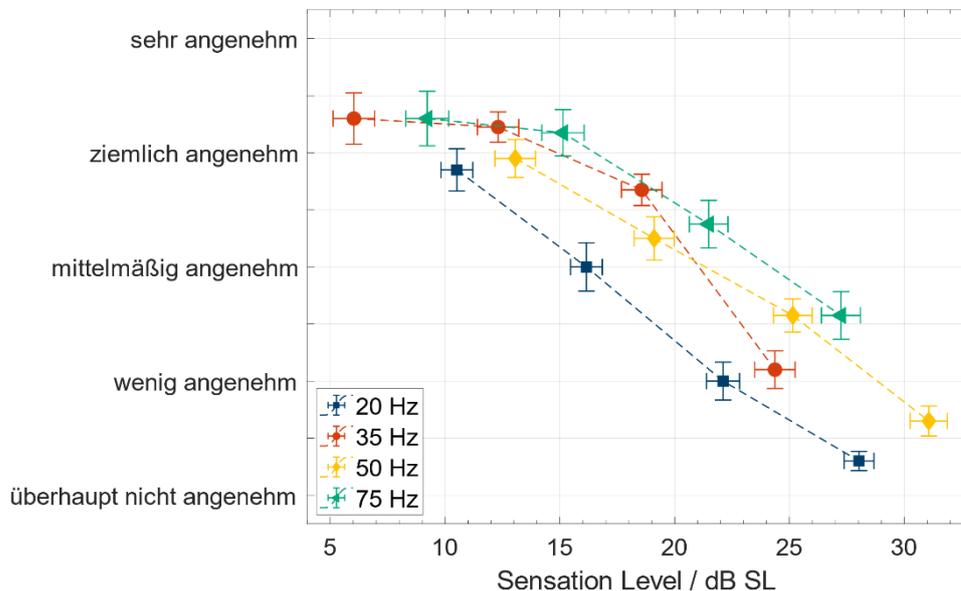


Abbildung 46: Mittlere Bewertungen der Angenehmheit für Frequenzen von 20 Hz, 35 Hz, 50 Hz und 75 Hz in Abhängigkeit vom Sensation Level.

Der Einfluss eines zusätzlich hinzugefügten Tons ist in Abbildung 47 dargestellt. Dabei besitzt der Ton die gleiche Frequenz wie das Vibrationssignal und wird zu dem Audiosignal, das über Kopfhörer dargeboten wird, hinzugefügt. Die Abbildung zeigt die mittlere Differenz zwischen den Bewertungen der Angenehmheit für die Stimuli ohne Audioton und mit Audioton. Die anderen Parameter der Stimuli sind dabei paarweise gleich. Die linke Seite der Abbildung zeigt die Ergebnisse für die Stimuli mit einem eher niedrigen Beschleunigungspegel von 102 dB und die rechte Seite die Ergebnisse für den höchsten getesteten Beschleunigungspegel von 114 dB. Bei den Stimuli mit einem Pegel von 114 dB zeigen sich nur ein minimaler Einfluss des Tons. Die mittlere Differenz zwischen den Stimuli ohne und mit Audioton beträgt dabei zwischen  $-0,3$  und  $-0,6$  Kategorien. Bei einem Beschleunigungspegel von 102 dB zeigt sich für Frequenzen von 42 Hz bzw. 50 Hz ein ähnlicher Effekt. Für die Frequenzen von 35 Hz und 75 Hz zeigt sich hier jedoch ein größerer Effekt. Für diese Frequenzen werden die Stimuli mit Audioton im Mittel um  $-1,3 \pm 0,4$  Kategorien weniger angenehm bewertet.

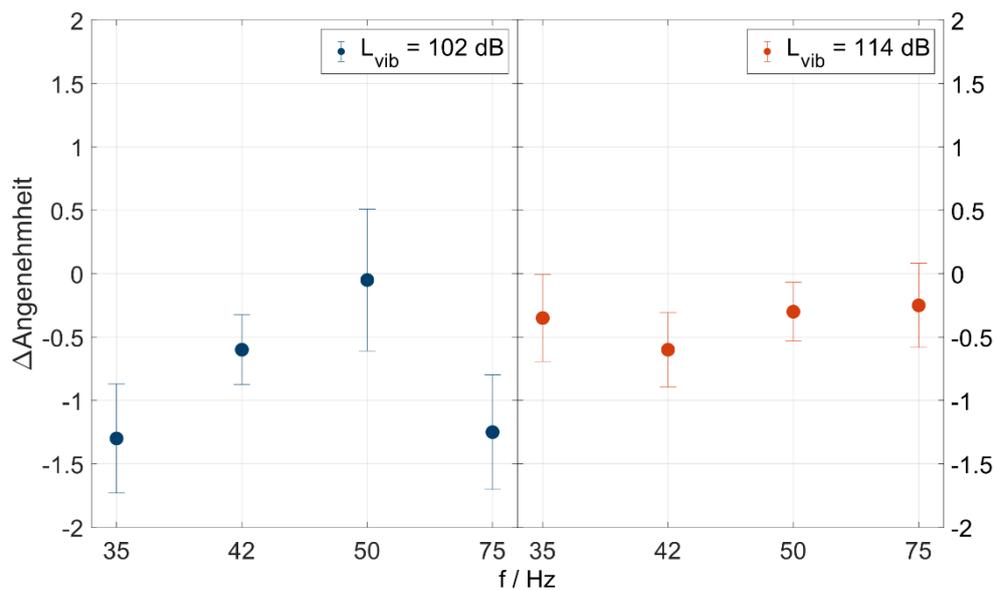


Abbildung 47: Differenz der mittleren Bewertungen der Angenehmheit der Stimuli ohne zusätzlichem Audioton und mit zusätzlichem Audioton für die Stimuli mit einem Beschleunigungspegel von 102 dB (blau) und 114 dB (orange).

In Abbildung 58 ist der Einfluss der Fußisolierung gezeigt. Jeder Punkt stellt die mittlere Bewertung der Angenehmheit eines Stimulus mit Fußisolierung (X-Achse) und ohne Fußisolierung (Y-Achse) dar. Die Bewertungen unterscheiden sich durch das Entfernen der Fußisolierung für die meisten Stimuli kaum von den Bewertungen mit Fußisolierung. Zwei Stimuli (35 Hz, 114 dB; 50 Hz, 102 dB) werden nach Entfernen der Fußisolierung um im Mittel 1 Kategorie angenehmer bewertet. Der Stimulus mit einer Vibrationsfrequenz von 75 Hz und einem Beschleunigungspegel von 102 dB wird durch Entfernen der Fußisolierung um  $-1,1 \pm 0,8$  Kategorien weniger angenehm bewertet.

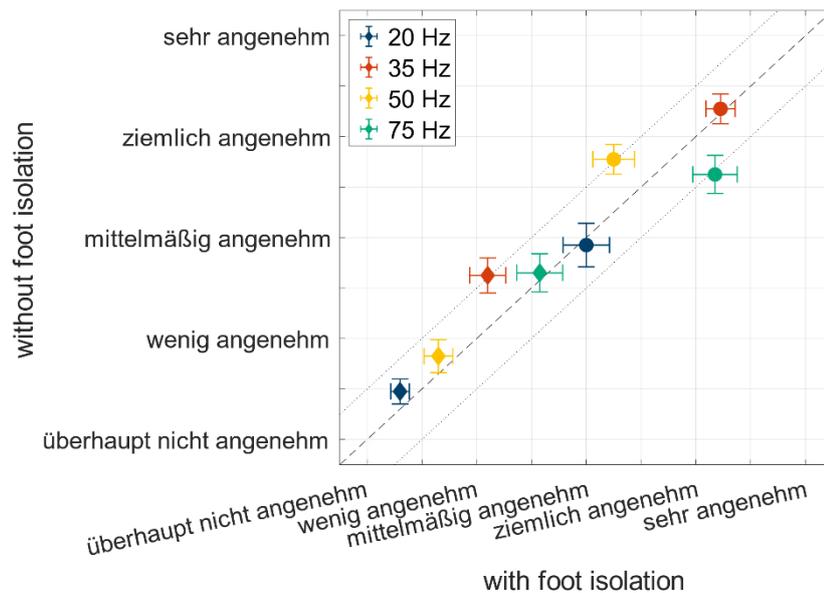


Abbildung 48: Vergleich der Angenehmheitsbewertungen der Stimuli mit und ohne Fußisolierung. Die Abszisse zeigt die Bewertung mit Fußisolierung und die Ordinate die Bewertungen der gleichen Stimuli jedoch ohne Fußisolierung. Punkte auf der gestrichelten Diagonale zeigen mit und ohne Fußisolierung identische Bewertungen der Angenehmheit.

Um den Einfluss einer zweiten Harmonischen Schwingung zu untersuchen, wurde den Vibrationsstimuli mit einer Frequenz von 35 Hz eine weitere Schwingung mit einer Frequenz von 70 Hz hinzugefügt. Dabei wurden drei Konditionen mit Beschleunigungspegeln von 108/108 dB, 108/102 dB und 102/108 dB untersucht. In Abbildung 49 sind die mittleren Bewertungen dieser drei Konditionen auf der rechten Seite dargestellt. Im Vergleich dazu sind die mittleren Bewertungen für die Stimuli mit den Frequenzen von 35 bzw. 75 Hz dargestellt. Auch wenn die Kondition mit den beiden größten Beschleunigungspegeln der beiden Schwingungen (108 dB/108 dB) die geringste Bewertung der Angenehmheit besitzt findet sich nur ein geringer Unterschied von maximal  $0,4 \pm 0,7$  Kategorien zu den anderen beiden Konditionen. Vergleicht man die Konditionen mit Doppelschwingung mit den Einzelschwingungen von 35 Hz und einem Pegel von 108 dB zeigt sich das die Doppelschwingungen bis zu 1,1 Kategorien weniger angenehm bewertet werden als die Einzelschwingung. Im Vergleich zur Einzelschwingung mit 75 Hz zeigt sich ein sehr kleiner Unterschied von maximal 0,3 Kategorien.

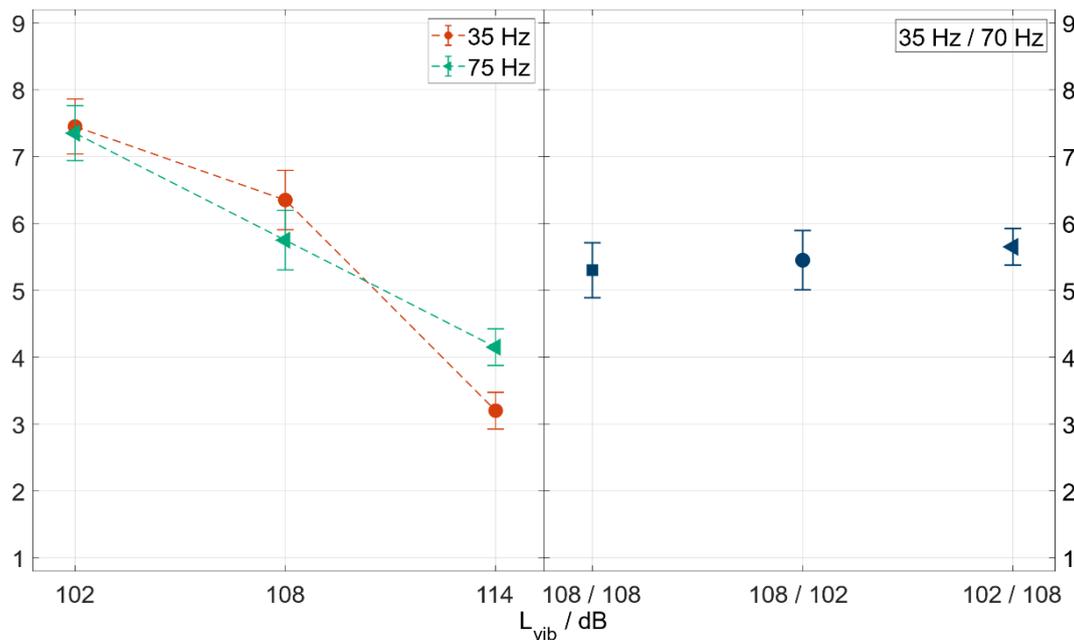


Abbildung 49: Vergleich der mittleren Angenehmheitsbewertungen der klassischen Sinusvibrationen (35 Hz (orange) und 75 Hz (grün)) mit den Vibrationen mit zusätzlicher zweiter Harmonischer (1. Harmonische: 35 Hz, 2. Harmonische: 70 Hz) in drei Beschleunigungspegelkombinationen (blau).

#### Bewertung der Erträglichkeit

In Abbildung 50 sind die über die Versuchspersonen gemittelten Erträglichkeitsbewertungen  $E$  der Stimuli in Abhängigkeit der gemittelten Angenehmheitsbewertungen  $A$  dargestellt. Zusätzlich ist eine interpolierte Funktion in Rot dargestellt. Die lineare Funktion der Form  $E = A + 0,63$  erklärt die Varianz der Daten mit einem Bestimmtheitsmaß von  $R^2 = 97\%$ . Es zeigt sich, dass die bewertete Erträglichkeit sich hauptsächlich durch einen mittleren Offset von 0,63 von der Angenehmheit unterscheidet. Die beiden Konzepte Angenehmheit und Erträglichkeit sind bei einer Erhebung im Labor offenbar sehr eng miteinander verbunden.

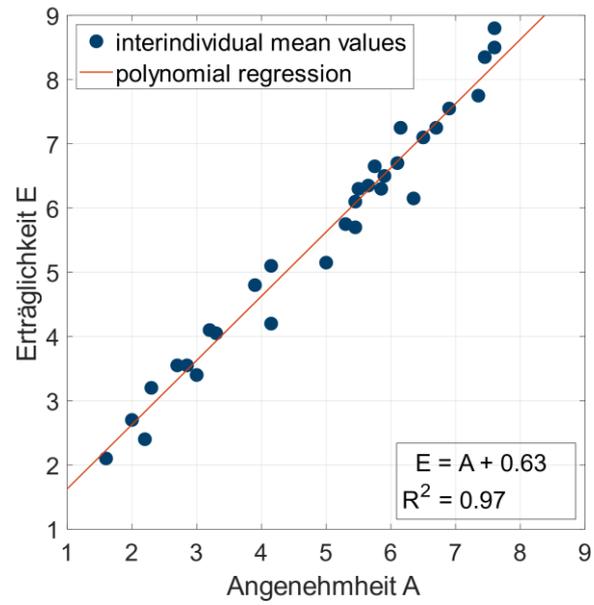


Abbildung 50: Mittlere Erträglichkeitsbewertungen E in Abhängigkeit der mittleren Angenehmheitsbewertungen A des kategorialen Ratings. Zusätzlich ist eine durch die Daten interpolierte lineare Funktion mit einer Steigung von eins in Rot dargestellt.

## Zusammenfassung

Diese Studie diente der Identifikation komfortrelevanter Signalparameter für Ganzkörpervibrationen auf einem Flugzeugkabinensitz. Dazu wurden drei Experimente durchgeführt. Das erste und zweite Experiment war eine kategoriale Bewertung der Angenehmheit bzw. der Erträglichkeit von Ganzkörpervibrationen. Das dritte Experiment war ein Experiment zur Bestimmung der Detektionsschwellen von Ganzkörpervibrationen. Folgende Punkte können zusammenfassend für das kategoriale Bewertungsexperiment der Angenehmheit und Erträglichkeit festgehalten werden:

- Es zeigt sich ein klarer Einfluss des Beschleunigungspegels und der Vibrationsfrequenz auf die mittleren Angenehmheits- bzw. Erträglichkeitsbewertungen.
- Für Stimuli mit Pegeln nahe der Wahrnehmungsschwelle zeigt sich ein kleiner Einfluss eines zusätzlichen Audiotons auf die Angenehmheits- und Erträglichkeitsbewertung. Für die anderen Stimuli zeigt sich kaum ein Effekt eines zusätzlichen Audiotons.
- Es zeigt sich ein kleiner nicht systematischer Einfluss der Fußmatte auf die Bewertungen der Angenehmheit und Erträglichkeit.
- Die Angenehmheits- und Erträglichkeitsbewertungen für Stimuli mit zusätzlichen Harmonischen unterscheiden sich nur minimal von den Bewertungen der reinen sinusförmigen Vibrationen.
- Es zeigt sich, dass die bewertete Erträglichkeit sich hauptsächlich durch einen mittleren Offset von 0,63 bezogen auf die 9-stufige Skala von der Bewertung der Angenehmheit unterscheidet.

Folgende Punkte können zusammenfassend für das Detektionsschwellenexperiment festgehalten werden:

- Die Detektionsschwellen zeigen einen vergleichbaren Verlauf zur Vorstudie.
- Es zeigen sich große interindividuelle Unterschiede von bis zu 10 dB.
- Im Vergleich zu anderen Studien in denen Detektionsschwellen gemessen wurden zeigt sich eine deutlich stärkere Frequenzabhängigkeit im untersuchten Bereich. Ein Vergleich ist jedoch aufgrund unterschiedlicher Messposition, Messaufbauten und Experimentdesigns schwierig.

### 2.1.2.AP 3.3.2 Akzeptanzkriterien: Spezifische Angenehmheit von Ganzkörpervibrationen

Diese Studie dient als fortführende Studie zur ersten Hauptstudie und gibt weiteren Aufschluss über Vibrationswahrnehmung und den Einfluss von Vibrationen auf den empfundenen Komfort im Flugzeugkabinenkontext. Zwei Experimente wurden dazu auf dem in Abbildung 51 abgebildeten Flugzeugkabinensitz durchgeführt. Im Folgenden werden die beiden Experimente im Detail beschrieben und ein detaillierter Blick auf die gewonnenen Ergebnisse geworfen.



Abbildung 51: Flugzeugkabinensitz auf der Vibrationsplattform der Universität Oldenburg

#### **Versuchsaufbau**

Die zweite Studie wird im Vibrationslabor der Carl von Ossietzky Universität durchgeführt. Die in Abbildung 51 gezeigte Vibrationsplattform wurde verwendet, um sinusförmige Vibrationssignale zu erzeugen. Auf dieser Plattform wurde ein typischer Flugzeugkabinensitz, der in der Economy-Class verwendet wird, montiert. Die Rückenlehne und die Sitzfläche des Flugzeugkabinensitzes sind gepolstert und mit Stoff bezogen, die Armlehnen bestehen aus Kunststoff. Um den Einfluss des Fußpfades zu minimieren, wurden die in Abbildung 51 gezeigten Schaumstoffmatten auf der Vibrationsplattform platziert. Abbildung 52 zeigt den Signalweg von der Signalerzeugung bis zur Aufzeichnung der Schwingungssignale. Die

Anregungssignale wurden mit MATLAB R2019a (MathWorks) erzeugt. Für die Digital-Analog-Wandlung wurde ein Audio-Interface (Fireface UC, RME) verwendet. Die analogen Signale wurden mit einem DC-fähigen Leistungsverstärker (BA500, Tira) verstärkt. Die verstärkten Signale wurden an den elektrodynamischen Shaker (TV52120, Tira) übertragen, der unter der Vibrationsplattform angebracht war. Das Vibrationssignal wurde mit einem Beschleunigungsaufnehmer (Typ 356A15, PCB) gemessen. Abbildung 24 zeigt den mit Wachs auf der Sitzschiene montierten Beschleunigungsaufnehmer. Ein 3D-gedrucktes Sitzkissen, das in Abbildung 53 dargestellt ist, wurde zur Fixierung eines weiteren Beschleunigungsaufnehmers (Typ 356A22, PCB) verwendet, um den Beschleunigungspegel zwischen Versuchsperson und der Sitzoberfläche zu messen. Ein dritter Beschleunigungssensor wurde an der Armlehne montiert (Abbildung 53). Die drei Sensoren wurden verwendet, um den Beschleunigungspegel an unterschiedlichen Punkten des Flugzeugkabinensitzes zu erfassen und diese gegebenenfalls miteinander zu vergleichen. Das Ausgangssignal der Beschleunigungsaufnehmer wurde mit einem A/D-Wandler (ADI-8 Pro, RME) in digitale Signale mit einer Abtastrate von 48 kHz und einer Bittiefe von 24 Bit umgewandelt und mit MATLAB aufgezeichnet. Die Audiosignale des Experiments wurden ebenfalls in MATLAB generiert und über den Kopfhörerausgang des Audio-Interfaces und offene Kopfhörer (HD 650, Sennheiser) wiedergegeben.

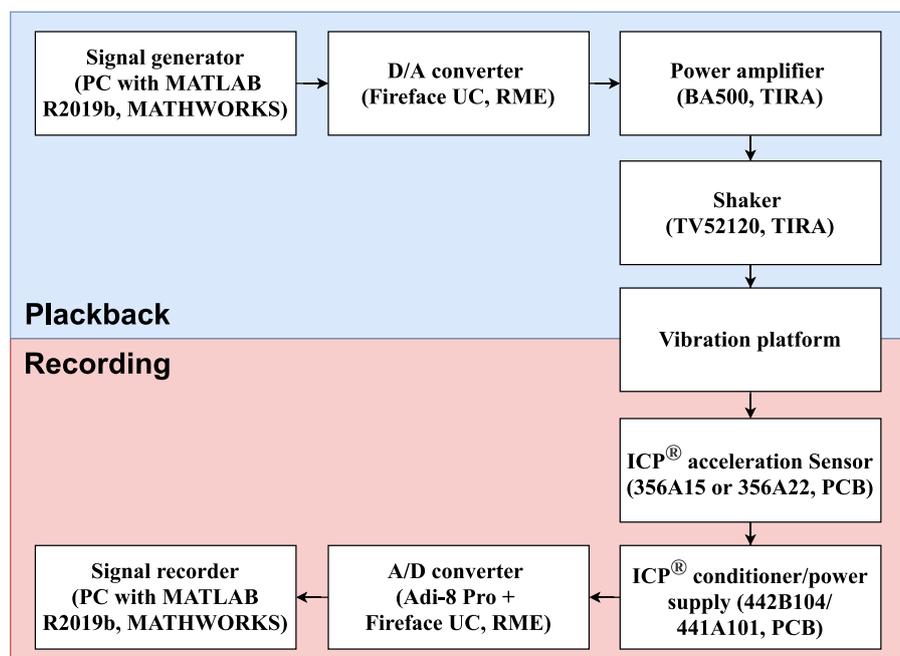


Abbildung 52: Signalkette des Versuchsaufbaus für die Wiedergabe und Aufzeichnung von Schwingungssignalen.

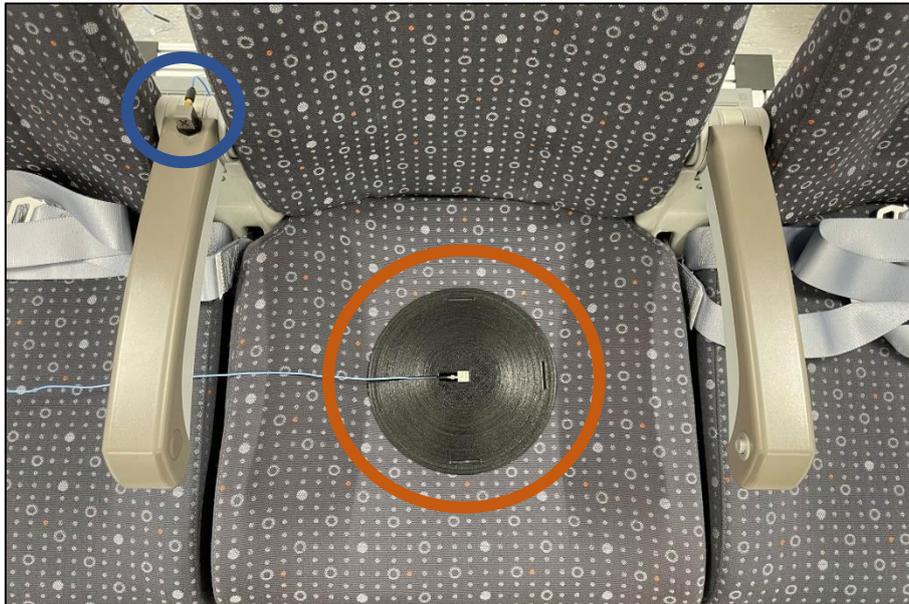


Abbildung 53: Sitzkissen mit in der Mitte fixiertem Beschleunigungssensor (orange) zur Messung der Vibrationen zwischen Versuchsperson und Sitzfläche und Beschleunigungssensor an der Armlehne (blau) zur Messung von Armvibrationen.

## Kalibration

Um zu gewährleisten, dass die Beschleunigungspegel während den Experimenten für jede Versuchsperson den gewünschten Beschleunigungspegeln entsprechen, wird vor den Experimenten eine individuelle Kalibration der Vibrationssignaturen durchgeführt. Das genaue Verfahren ist in der ersten Studie beschrieben. Im Unterschied zur ersten Studie musste für jedes Vibrationssignal der gemessene Beschleunigungspegel während der Kalibration mindestens zweimal hintereinander im Toleranzbereich liegen, bevor die Kalibration für ein Signal beendet wird. In Abbildung 54 ist die mittlere Differenz zwischen gemessenen Beschleunigungspegeln in Z-Richtung während des ersten Experiments und den gewünschten Beschleunigungspegeln der 28 Vibrationssignale inklusive 95% Konfidenzintervallen dargestellt. Für 26 Vibrationssignaturen ist die mittlere Abweichung zum gewünschten Beschleunigungspegel kleiner als  $\pm 0,3$  dB. Die größten Abweichungen treten bei einer Frequenz von 25 Hz mit einer mittleren Abweichung von  $(-0,6 \pm 0,9)$  dB.

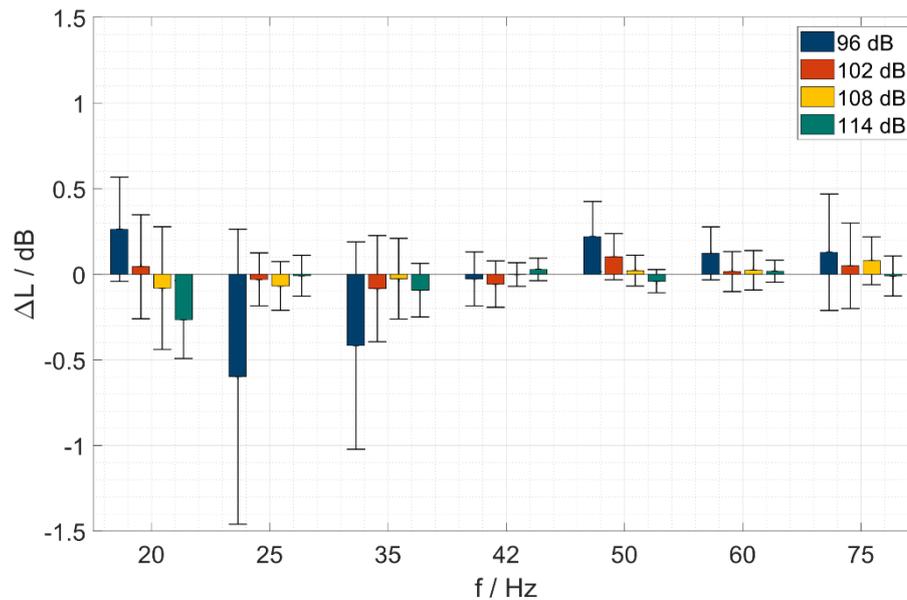


Abbildung 54: Mittlere Abweichung vom gemessenen zum gewünschten Beschleunigungspegel während des Experiments nach Kalibration des Systems für die vier gewünschten Beschleunigungspegel von 96 dB, 102 dB, 108 dB und 114 dB und Vibrationsfrequenzen von 20 Hz, 25 Hz, 35 Hz, 42 Hz, 50 Hz, 70 Hz und 75 Hz inklusive 95 % Konfidenzintervallen.

## Übertragungsfunktionen

In Abbildung 55 ist die mittlere Differenz zwischen den gemessenen Beschleunigungspegeln an der Sitzschiene in X- und Z-Richtung während des ersten Experiments für die vier Beschleunigungspegel 96 dB, 102 dB, 108 dB und 114 dB in Z-Richtung inklusive 95 % Konfidenzintervallen dargestellt. Für eine Frequenz von 20 Hz und einem Beschleunigungspegel von 96 dB ist der Beschleunigungspegel in X-Richtung um  $(-5,0 \pm 0,7)$  dB kleiner als in Z-Richtung. Der geringste Crosstalk wird für eine Frequenz von 42 Hz und einem Beschleunigungspegel von 108 dB erreicht. Hier liegt der Beschleunigungspegel in X-Richtung  $(-22,3 \pm 0,5)$  dB unter dem Beschleunigungspegel in Z-Richtung. Abbildung 56 zeigt die mittlere Differenz inklusive 95% Konfidenzintervallen zwischen den gemessenen Beschleunigungspegeln in Y- und Z-Richtung während des ersten Experiments für die vier Beschleunigungspegel 96 dB, 102 dB, 108 dB und 114 dB in Z-Richtung gemittelt über alle Versuchspersonen. Die kleinste Differenz wird hier für eine Frequenz von 75 Hz gemessen und einen Beschleunigungspegel von 114 dB gemessen und beträgt im Mittel  $(-5,4 \pm 0,8)$  dB. In Y-Richtung ist der Crosstalk für eine Frequenz von 42 Hz und einen Beschleunigungspegel in Z-Richtung von 114 dB

am geringsten. Der Beschleunigungspegel in Y-Richtung liegt hier  $(-20,8 \pm 0,8)$  dB unter dem Pegel in Z-Richtung.

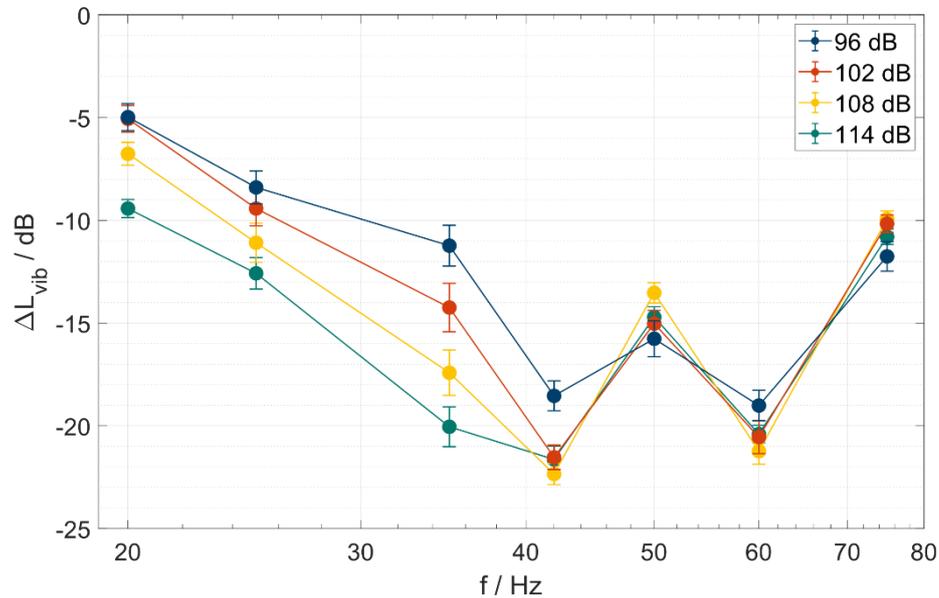


Abbildung 55: Mittlere Differenz mit 95 % Konfidenzintervall zwischen den Beschleunigungspegeln in X- und Z-Richtung für die vier konstanten Beschleunigungspegel 96 (blau), 102 (rot), 108 (gelb) und 114 dB (grün) in Z-Richtung gemessen während des Experiments.

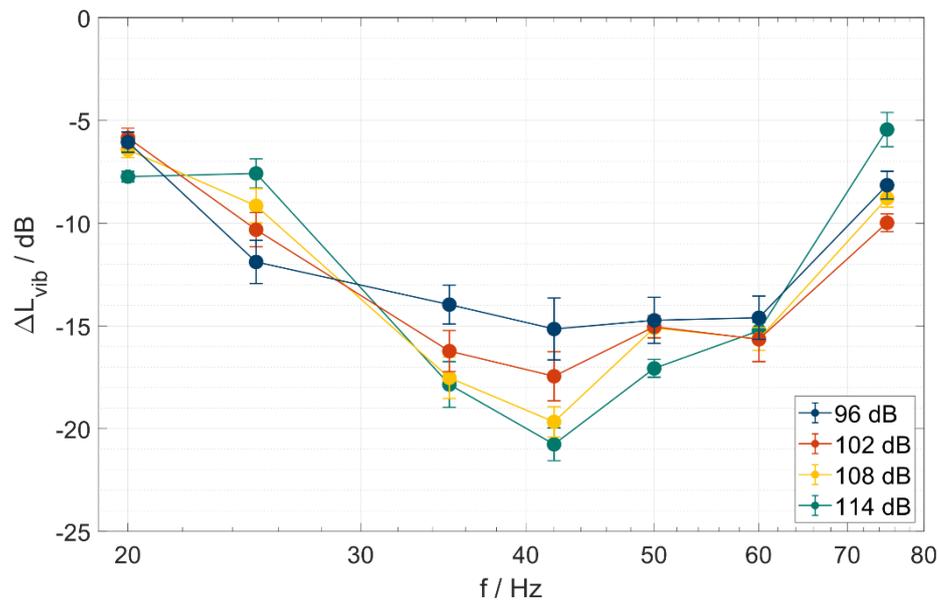


Abbildung 56: Mittlere Differenz mit 95 % Konfidenzintervall zwischen den Beschleunigungspegeln in Y- und Z-Richtung für die vier konstanten Beschleunigungspegel 96 (blau), 102 (rot), 108 (gelb) und 114 dB (grün) in Z-Richtung gemessen während des Experiments.

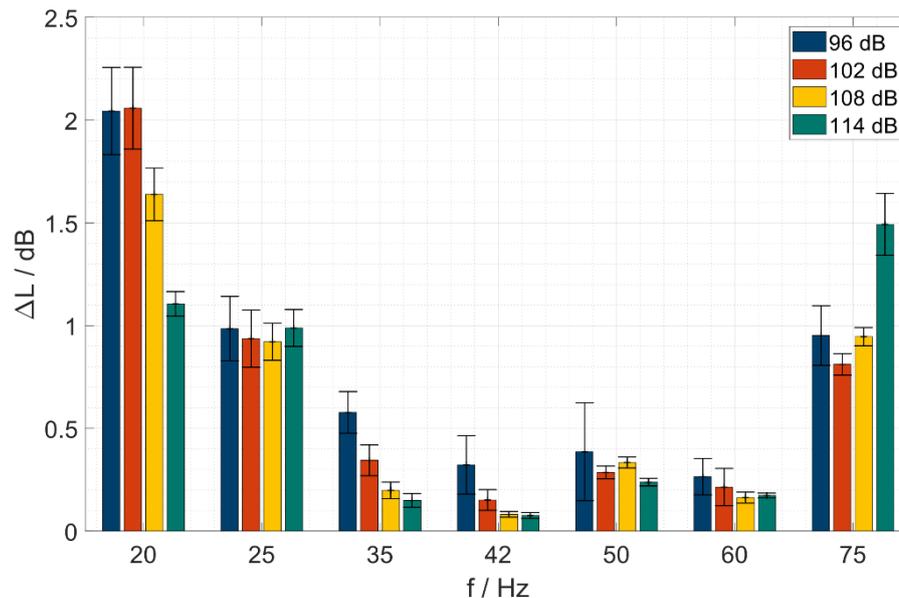


Abbildung 57: Mittlere Differenz zwischen den triaxialen Gesamtpegeln und den Beschleunigungspegeln in Z-Richtung für die vier konstanten Beschleunigungspegel in Z-Richtung von 96, 102, 108 und 114 dB inklusive 95 % Konfidenzintervall.

Mithilfe der Beschleunigungen in X, Y und Z-Richtung gemessen an der Sitzschiene kann ein Gesamtpegel wie folgt berechnet werden:

$$L_{ges} = 20 \cdot \log_{10} \frac{\sqrt{a_x^2 + a_y^2 + a_z^2}}{10^6 \frac{m}{s^2}} \text{ dB}$$

In Abbildung 57 sind die mittleren Differenzen zwischen den triaxialen Gesamtpegeln und den Beschleunigungspegeln in Z-Richtung mit 95% Konfidenzintervallen dargestellt. Die größten Unterschiede sind für eine Frequenz von 20 Hz zu erkennen und betragen bis zu  $(2,1 \pm 0,2)$  dB. Im Gesamten zeigt sich ein nur geringfügig höherer triaxialer Gesamtpegel im Vergleich zum Pegel in Z-Richtung.

Die Übertragungsfunktion in Z-Richtung zwischen Sitzschiene und Sitzkissen wird durch Differenzenbildung der Beschleunigungspegel am Sitzkissen und an der Sitzschiene die während des ersten Experiments gemessen wurden, bestimmt. Wie in Abbildung 58 zu erkennen ist, die die gemittelten Unterschiede mit 95 % Konfidenzintervallen zeigt, unterscheiden sich die Übertragungsfunktionen für die vier Beschleunigungspegel nur geringfügig voneinander mit einem maximalen mittleren Unterschied von  $(3,5 \pm 1,3)$  dB für eine Frequenz von 60 Hz.

Für niedrigere Frequenzen bis zu 42 Hz zeigen sich zwischen den Pegeln an der Sitzschiene und Beschleunigungspegeln an dem Sitzkissen nur geringe Unterschiede bis zu  $(1,4 \pm 0,7)$  dB. Für eine Frequenz von 50 Hz ist der Beschleunigungspegel am

Sitzkissen um bis zu  $(3,7 \pm 0,8)$  dB größer als die gemessenen Pegel an der Sitzschiene. Die größten Unterschiede zeigen sich bei einer Frequenz von 75 Hz. Für diese Frequenz sind die mittleren Beschleunigungspegel am Sitzkissen um bis zu  $(-9,1 \pm 1,3)$  dB niedriger als an der Sitzschiene.

In Abbildung 59 sind die mittleren Pegeldifferenzen mit 95% Konfidenzintervallen zwischen den Beschleunigungspegel gemessen an der Armlehne und an der Sitzschiene während des ersten Experiments für die vier Beschleunigungspegel an der Sitzschiene dargestellt. Für eine Frequenz von 20 Hz und eine Frequenz von 75 Hz zeigen sich größere Unterschiede zwischen den einzelnen Pegelkonditionen. Dabei unterscheiden sich die Kurven um bis zu 6 dB voneinander. Für die anderen Frequenzen zeigen sich kleinere Unterschiede zwischen den vier Kurven.

Der größte positive Pegelunterschied zwischen den Beschleunigungspegeln an der Armlehne und der Sitzschiene zeigt sich für eine Frequenz von 50 Hz und beträgt  $(5,8 \pm 0,4)$  dB. Der größte Unterschied in negativer Richtung zeigt sich bei einer Frequenz von 75 Hz. Hier ist der mittlere gemessene Beschleunigungspegel an der Armlehne um bis zu  $(-14,0 \pm 1,3)$  dB niedriger als an der Sitzschiene.

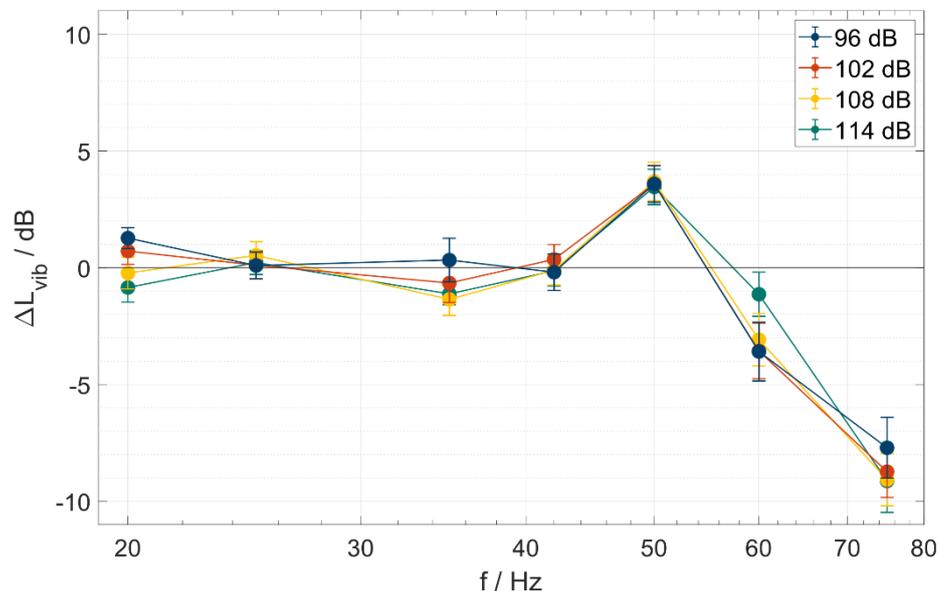


Abbildung 58: Mittlere Pegeldifferenzen mit 95% Konfidenzintervallen zwischen den Beschleunigungspegeln gemessen am Sitzkissen und an der Sitzschiene während des ersten Experiments für die vier Beschleunigungspegel von 96, 102, 108, 114 dB an der Sitzschiene.

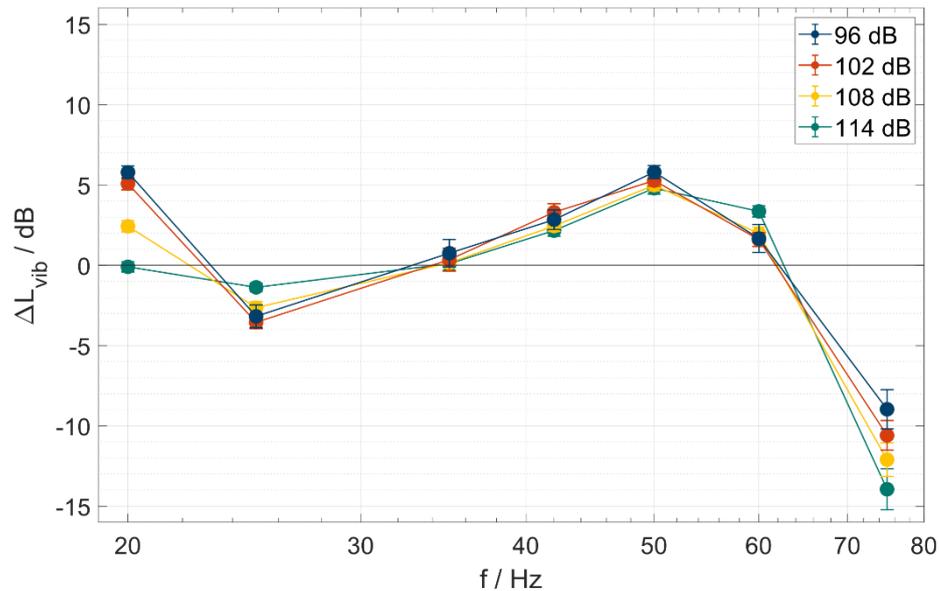


Abbildung 59: Mittlere Pegeldifferenzen mit 95% Konfidenzintervallen zwischen den Beschleunigungspegeln gemessen an der Armlehne und an der Sitzschiene während des ersten Experiments für die vier Beschleunigungspegel von 96, 102, 108, 114 dB an der Sitzschiene.

## Methoden

### Experiment I - Körperteilspezifische Angenehmheitsbewertung

Das erste Experiment dient zur Bestimmung der subjektiven Angenehmheit von bestimmten Vibrationssignaturen im Flugzeugkabinenkontext und dem Einfluss einzelner Körperteile auf das Angenehmheitsurteil. Hierzu wird eine Kombination aus kategorialen Ratingverfahren und zwei Multi-Choice-Fragen mit Mehrfachantwort auf einer Körperkarte genutzt. Zu Beginn eines Experiments werden ausgewählte Stimuli dargeboten, um der Versuchsperson einen Überblick über die Stimuli zu verschaffen. Anschließend werden die Stimuli in zufälliger Reihenfolge dargeboten. Es wird ein kategoriales Ratingverfahren genutzt, bei dem auf einer 9-stufigen Skala für jeden Stimulus eine Bewertung der Angenehmheit abgegeben werden muss. Die erste Multiple-Choice-Frage lautet „Markieren Sie die Körperbereiche die maßgeblich zu Ihrer Angenehmheitsbewertung beigetragen haben“. Mithilfe des Mauszeigers können alle Körperbereiche auf der in Abbildung 60 dargestellten Körperkarte markiert werden die maßgeblich zur Bewertung beigetragen haben. Die zweite Frage lautet „An welchen Körperteilen haben Sie die letzte Vibration gespürt?“ Auch bei dieser Frage werden alle zugehörigen Körperteile mit Hilfe des Mauszeigers auf der Körperkarte markiert. Nach Bearbeitung der drei Aufgaben wird der nächste Stimulus wiedergegeben. Die drei Aufgaben werden immer in der gleichen Reihenfolge – Kategoriale Bewertung, Frage I, Frage II - bearbeitet. Das Experiment ist beendet nachdem für jeden Stimulus die drei Aufgaben abgeschlossen wurden.

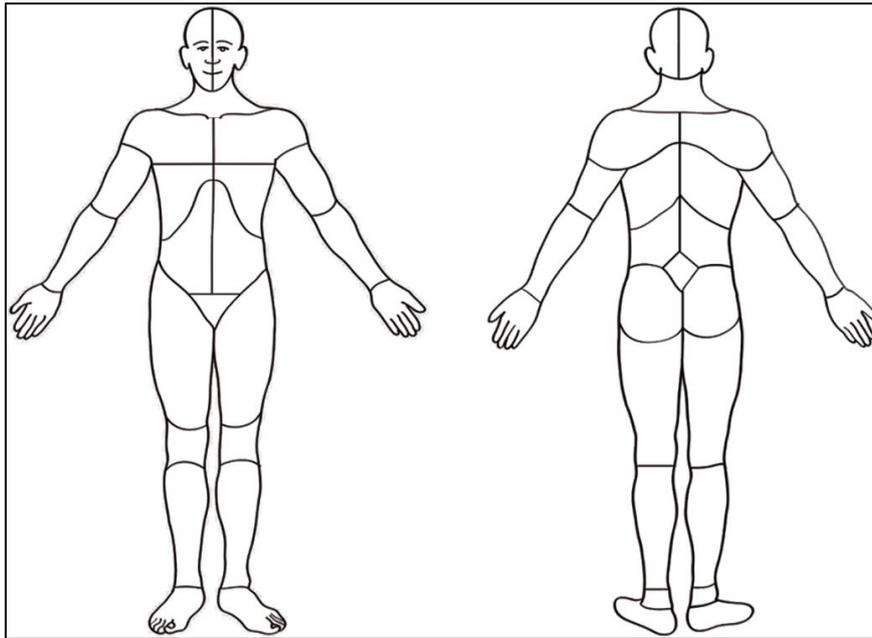


Abbildung 60: Genutzte Körperkarte des Experiments.

### Experiment II - Absenkungsbevorzugte Modalität

Das zweite Experiment dient zur Bestimmung eines relativen Einflusses von Vibrationen und Geräuschen auf den Sitzkomfort im Flugzeugkontext. Dazu wird eine „Method of constant Stimuli“ genutzt. Die 28 Stimuli, die alle aus einer Geräusch-Vibrations-Kombination bestehen, werden dabei in zufälliger Reihenfolge insgesamt 3-mal dargeboten. Für jeden Stimulus müssen die Versuchspersonen die Frage „Was sollte in der Intensität verringert werden, um den Komfort zu erhöhen“ beantwortet. Als Antwort kann entweder „Geräusch“ oder „Vibration“ gewählt werden. Das Experiment ist beendet, wenn für jeden Stimulus dreimal die Frage beantwortet wurde.

### Versuchspersonen

An den beiden Experimenten nahmen 40 Versuchspersonen im Alter zwischen 20 und 34 Jahren mit einem mittleren Alter mit Standardfehler von  $(24 \pm 1)$  Jahren. Dabei waren 50 % der Personen weiblich und 50 % der Teilnehmer männlich. Die Versuchspersonen hatten eine mittlere Körpergröße mit Standardfehler von  $(177 \pm 2)$  cm und ein mittleres Gewicht mit Standardfehler von  $(74 \pm 3)$  kg. Tabelle 6 zeigt die Körperdaten der Versuchsteilnehmer.

Tabelle 6: Körperdaten der Versuchspersonen der zweiten Hauptstudie

VP No.	Alter / Jahre	Geschlecht	Gewicht / kg	Größe / cm	BMI
1	25	w	65	174	21,5
2	27	m	86,4	182	26,1
3	25	w	57,6	162	21,9
4	21	w	76,3	169	26,7
5	22	w	74,3	176	24,0
6	24	w	61,8	163	23,3
7	32	w	63,1	168	22,4
8	24	w	52	157	21,1
9	21	w	67,4	170	23,3
10	26	m	93,3	185	27,3
11	20	w	69	176	22,3
12	34	w	134,3	178	42,4
13	29	w	48	161	18,5
14	22	w	63,1	179	19,7
15	25	w	65	173	21,7
16	23	m	69,6	178	22,0
17	22	w	58,5	175	19,1
18	22	w	60	165	22,0
19	24	w	60,3	170	20,9
20	25	m	87,5	189	24,5
21	22	m	100,9	200	25,2
22	24	m	85,8	179	26,8
23	30	m	66,8	178	21,1
24	25	w	50,5	175	16,5
25	24	w	105,8	171	36,2
26	27	m	72	186	20,8
27	21	w	67,1	172	22,7
28	25	m	69,6	185	20,3
29	21	m	74	179	23,1
30	24	m	87,9	200	22,0
31	26	m	73,2	160	28,6
32	20	m	84,6	182	25,5
33	24	m	75,3	188	21,3
34	20	m	67,9	189	19,0
35	24	m	74,1	180	22,9
36	22	m	75,3	177	24,0
37	20	m	68,6	183	20,5

VP No.	Alter / Jahre	Geschlecht	Gewicht / kg	Größe / cm	BMI
38	22	m	76,8	186	22,2
39	25	m	65,9	172	22,3
40	25	m	98,4	192	26,7

## Stimuli

In den beiden Experimenten wurden 28 verschiedene Stimuli genutzt. Jeder Stimulus besteht aus einem Audio und einem Vibrationssignal. Die sinusförmigen Vibrationssignale besitzen die allgemeine Form:

$$X(t) = A \cdot \sin(2\pi \cdot f \cdot t)$$

Dabei beschreibt  $A$  die Amplitude und  $f$  die Frequenz. Die Vibrationssignale unterscheiden sich dabei in den Parameter der Frequenz  $f$  und dem Beschleunigungspegel  $L_{vib} = 20 \cdot \log_{10} \left( A \cdot 10^{-6} \frac{s^2}{m} \right)$ . Tabelle 7 zeigt die verwendeten Parameterkombinationen der 28 Stimuli. Die verwendeten Frequenzen ( $f = 20, 25, 35, 42, 50, 75$  Hz) und Beschleunigungspegel (96, 102, 108, 114 dB) wurden aufgrund der ersten Studie gewählt und entsprechen denen der ersten Studie. Somit ist ein Vergleich zwischen erster und zweiter Studie möglich. Die Frequenz von 60 Hz wurde zusätzlich hinzugefügt, um den Bereich zwischen 50 Hz und 75 Hz abzudecken. Der Grund für die verwendeten Parameterbereiche kann der ersten Studie entnommen werden. Sämtliche Konditionen werden von einem typischen stationären Flugzeugkabinengeräusch mit einem festen Schalldruckpegel von 81,4 dB SPL (73,5 dB(A)) als Audiosignal begleitet. Dieses Audiosignal wurde ebenfalls in der ersten Studie verwendet. Das Zeitsignal und das Terzspektrum können der ersten Studie entnommen werden. Die Stimuli besitzen im ersten Experiment eine Länge von 15 Sekunden und werden durch eine 1-s-lange  $\cos^2$ -Rampe ein und ausgeblendet. Im zweiten Experiment besitzen die Stimuli eine Länge von 6,5 Sekunden und werden durch eine 0,75-s-lange  $\cos^2$ -Rampe ein und ausgeblendet.

Tabelle 7: Parameter der Stimuli der zweiten Hauptstudie.

Nr.	f / Hz	$L_{vib}$ / dB
01	20	96
02	20	102
03	20	108
04	20	114
05	25	96
06	25	102
07	25	108
08	25	114
09	35	96
10	35	102
11	35	108
12	35	114
13	42	96
14	42	102
15	42	108
16	42	114
17	50	96
18	50	102
19	50	108
20	50	114
21	60	96
22	60	102
23	60	108
24	60	114
25	75	96
26	75	102
27	75	108
28	75	114

## Versuchsdurchführung

### Experiment I - Körperteilspezifische Angenehmheitsbewertung

Die Versuchsperson nimmt zu Beginn Platz auf dem mittleren Flugzeugkabinensitz. Nach der Kalibrierung wird diese schriftlich über das Experiment instruiert. In der Anleitung wird die Versuchsperson darauf hingewiesen die Füße während des kompletten Experiments auf der Plattform abzustellen und die Arme auf den Armlehnen abzulegen. Die Versuchsperson wird weiterhin dazu aufgefordert sich

während des Experiments vorzustellen, dass diese sich in einer Flugzeugkabine auf einem 2-stündigen Reiseflug in der Economy-Class befindet. Am Anfang des Experiments ist die in Abbildung 61 dargestellte grafische Oberfläche auf dem Bildschirm zu sehen. Nach dem Betätigen der Schaltfläche „Einführung starten“ (am Anfang des Experiments unten rechts auf der Schaltfläche zu sehen) werden einige Beispielsignale vorgespielt, damit die Versuchsperson sich mit diesen Vertraut machen kann und einen Eindruck der Bandbreite der Vibrationen im Experiment erhält. Im Anschluss wird diese dazu aufgefordert die Bewertung zu starten. Es wird jeweils ein Stimulus dargeboten. Die Darbietung kann dabei nicht wiederholt werden. Nach jeder Darbietung ist die Versuchsperson aufgefordert die Aufgabe „Wie angenehm empfinden Sie die Vibration?“ auf der vorgegebenen 9-stufigen Skala zu beantworten. Nach Bestätigung mit dem OK-Knopf sieht die Versuchsperson eine Körperkarte wie in Abbildung 62. Diese wird dazu aufgefordert alle Körperbereiche mit dem Mauszeiger zu markieren, die maßgeblich zu Ihrer Angenehmheitsbewertung beigetragen haben. Die Körperkarte kann nach Auswahl der Körperteile zum Beispiel wie in Abbildung 64 aussehen. Nach Bestätigung der Auswahl mit der OK-Taste sieht die Versuchsperson für die dritte Aufgabe eine weitere Körperkarte (Abbildung 63). Nun ist es die Aufgabe, alle Körperbereiche auf der Körperkarte zu markieren, an denen die Versuchsperson die Vibration gespürt hat. Nach Bestätigung der Auswahl fährt die Versuchsperson mit dem nächsten Stimulus fort. Das Experiment ist beendet, wenn diese für alle 28 Stimuli eine Bewertung abgegeben und die Körperbereiche ausgewählt hat.

The image shows a graphical user interface for a 9-point Likert scale. The central text asks, "Wie angenehm empfinden Sie die Vibration?". To the right of the question, there are nine empty input boxes, each corresponding to a label: "sehr angenehm", "ziemlich angenehm", "mittelmäßig angenehm", "wenig angenehm", and "überhaupt nicht angenehm". At the bottom left, there is a progress indicator showing "1 / 28" and a row of 28 small red squares, with the first square filled. At the bottom right, there is an "OK" button.

Abbildung 61: Grafische Oberfläche der Angenehmheitsbewertung der zweiten Hauptstudie.



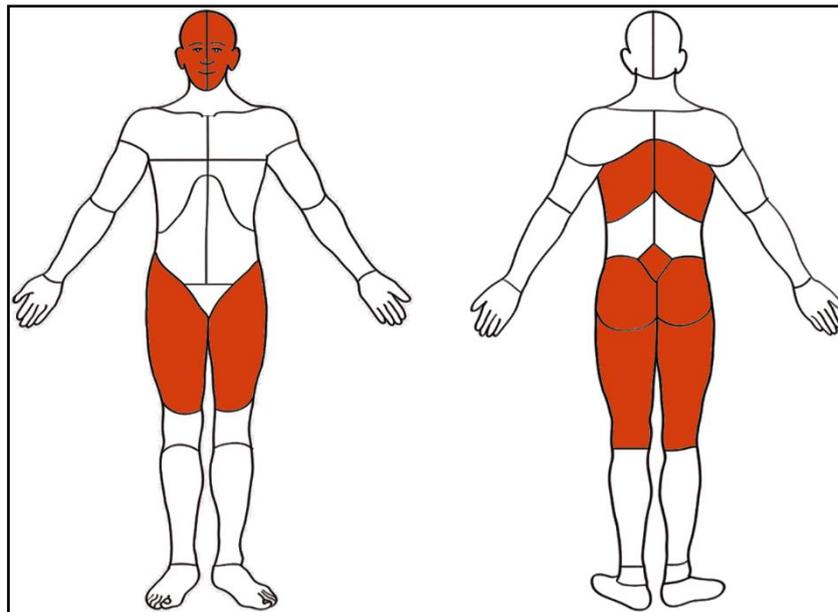


Abbildung 64: Beispielhafte Körperkarte einer Versuchsperson nach Markieren der Körperteile.

#### Experiment II - Absenkungsbevorzugte Modalität

Direkt nach Abschluss des ersten Experiments wird die Versuchsperson schriftlich über das zweite Experiment instruiert. In der Anleitung wird die Versuchsperson darauf hingewiesen die Füße während des kompletten Experiments auf der Plattform abzustellen und die Arme auf den Armlehnen abzulegen. Die Versuchsperson wird weiterhin dazu aufgefordert sich während des Experiments vorzustellen, dass diese sich in einer Flugzeugkabine auf einem 2-stündigen Reiseflug in der Economy-Class befindet. Nach dem Starten des Experiments mit Hilfe des Start-Knopfes erscheint die grafische Oberfläche aus Abbildung 65. Gleichzeitig wird ein zufällig gewählter Stimulus dargeboten. Nach jeder Darbietung wird die Versuchsperson dazu aufgefordert die Frage „Was sollte in der Intensität verringert werden, um den Komfort zu erhöhen?“ zu beantworten. Diese muss sich zwischen „Geräusch“ und „Vibration“ entscheiden. Mit Hilfe des Mauszeigers wählt die Versuchsperson eines der beiden Aspekte aus. Nach der Entscheidung wird direkt der nächste Stimulus dargeboten. Das Experiment ist beendet, nachdem sich die Versuchsperson für jeden Stimulus dreimal für einen Aspekt entschieden hat. Derselbe Stimulus wird dabei niemals zweimal hintereinander dargeboten. Insgesamt müssen damit 84 Entscheidungen getroffen werden.

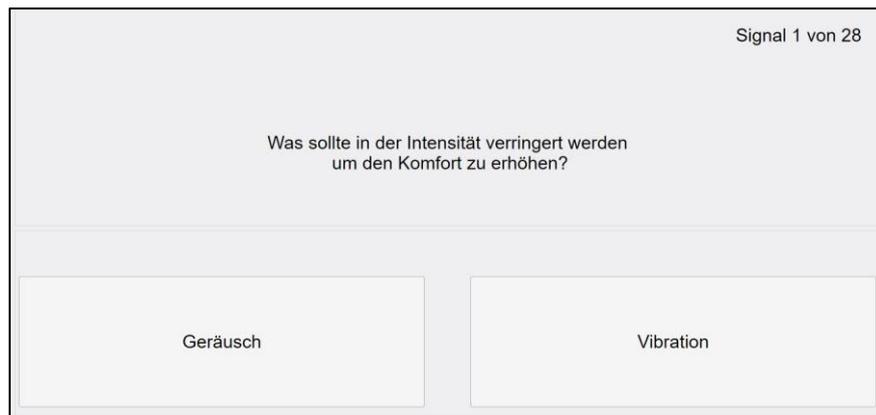


Abbildung 65: Grafische Oberfläche des zweiten Experiments der zweiten Hauptstudie

## Ergebnisse

### Experiment I - Körperteilspezifische Angenehmheitsbewertung - Frequenz- und Pegelabhängigkeiten

Die über alle Versuchspersonen gemittelten Bewertungen des Kategorialen Ratingexperiments sind in Abbildung 66 dargestellt. Die Abbildung zeigt vier Kurven für die Beschleunigungspegel von 96 (blau), 102 (rot), 108 (gelb) und 114 dB (grün). Die Fehlerbalken zeigen die 95 % Konfidenzintervalle der Mittelwerte. Zunächst zeigt sich, dass die mittlere Angenehmheit der Stimuli mit steigendem Beschleunigungspegel sinkt. Weiterhin zeigt sich, dass Stimuli mit tiefen Frequenzen im Mittel weniger angenehm bewertet wurden als Stimuli mit einer höheren Frequenz bei gleichem Beschleunigungspegel. Stimuli mit einer Frequenz von 20 Hz und 114 dB zeigen die im Mittel geringste bewertete Angenehmheit mit einem Wert von  $2,3 \pm 0,5$ . Die Stimuli mit einer Frequenz von 75 Hz wurden im Mittel für alle vier Beschleunigungspegel am angenehmsten bewertet. Der im Mittel am angenehmsten bewerteten Stimulus mit einem Wert von  $7,6 \pm 0,6$  besitzt eine Frequenz von 75 Hz und einen Beschleunigungspegel von 96 dB. Bei einer Frequenz von 50 Hz ist eine kleine Absenkung der Angenehmheit zu erkennen. Am deutlichsten wird diese Absenkung für einen Beschleunigungspegel von 102 dB erkennbar. Die größte Angenehmheitsänderung bei Erhöhung des Pegels um 6 dB ist für eine Frequenz von 25 Hz bei einer Erhöhung von 102 dB auf 108 dB zu erkennen. Dabei verändert sich die Angenehmheit von einem Wert von  $5,6 \pm 0,6$  für 102 dB auf einen Wert von  $3,1 \pm 0,5$  ( $\Delta = 2,5 \pm 1,0$ ).

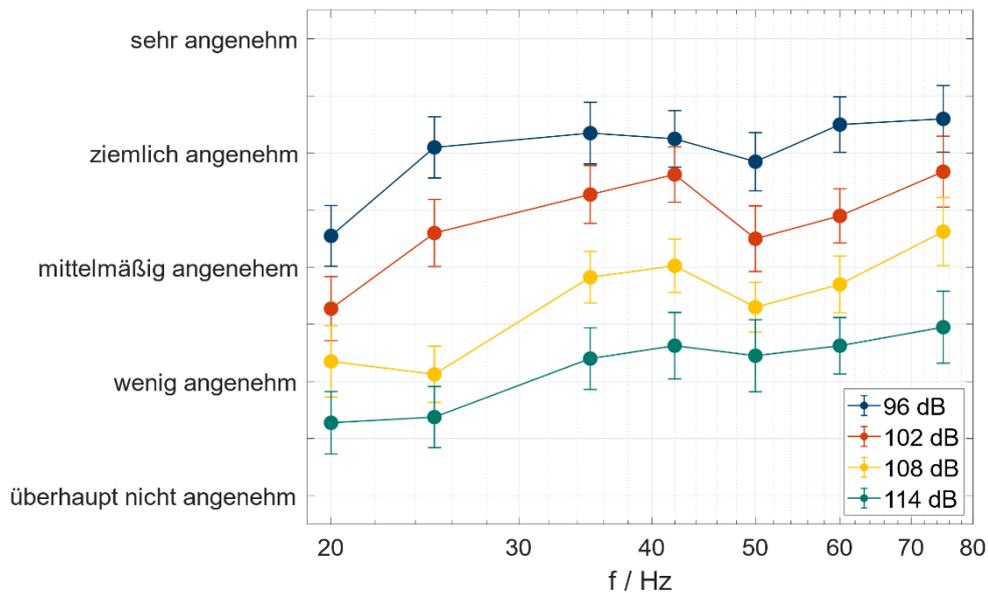


Abbildung 66: Mittlere Bewertungen der Angenehmheit der zweiten Hauptstudie für die vier Beschleunigungspegel von 96 dB, 102 dB, 108 dB, 114 dB in Abhängigkeit von der Vibrationsfrequenz inklusive 95 %-Konfidenzintervallen.

Eine weitere Darstellung der mittleren Angenehmheitsbewertungen ist in Abbildung 67 dargestellt. Die Grafik zeigt die mittleren Angenehmheitsbewertung inklusive 95% Konfidenzintervallen in Abhängigkeit von dem Beschleunigungspegel. Die unterschiedlichen Farben zeigen dabei die sieben verwendeten Vibrationsfrequenzen. Hier wird deutlich, dass die mittlere Angenehmheitsbewertung für alle Frequenzen mit steigendem Vibrationspegel sinkt. Weiterhin ist zu erkennen, dass die Stimuli mit einer Frequenz von 20 Hz deutlich weniger angenehm bewertet werden als Stimuli mit einer höheren Frequenz. Für höhere Beschleunigungspegel ab 108 dB zeigt sich jedoch, dass die Vibrationen mit 25 Hz eine ähnliche mittlere Angenehmheitsbewertung besitzen.

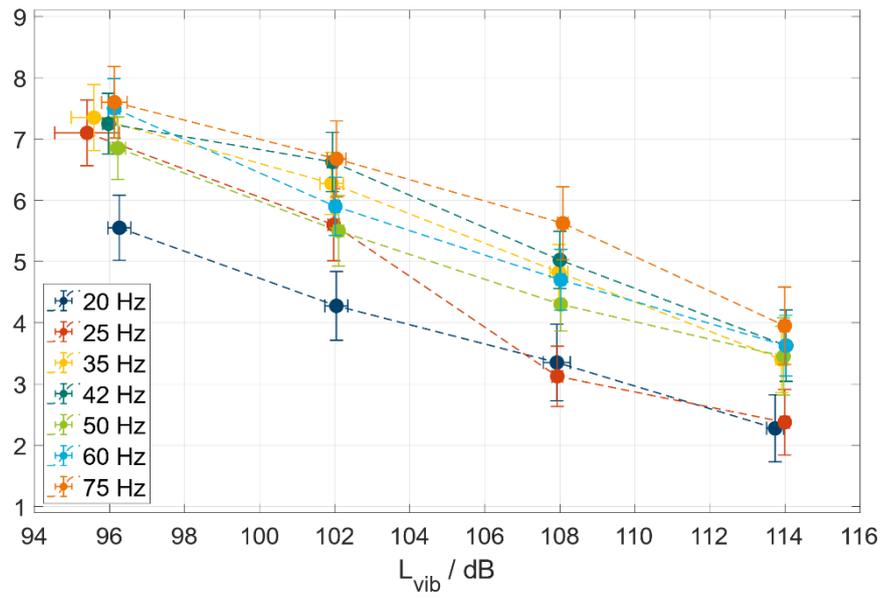


Abbildung 67: Mittlere Bewertungen der Angenehmheit der zweiten Hauptstudie in Abhängigkeit vom Beschleunigungspegel gemessen an der Sitzschiene inklusive 95 %-Konfidenzintervallen.

### Angenehmheitsbewertungen mit gewichteten Beschleunigungspegeln

Die Norm ISO 2631-1-1997 stellt Gewichtungsfunktionen, für Vibrationen die zum Beispiel in Fahrzeugen zu finden sind und durch die stützenden Körperteile wie zum Beispiel die Füße oder das Gesäß in den menschlichen Körper als Ganzes übertragen werden, vor. Mithilfe dieser Gewichtungsfunktionen kann beschrieben werden wie Vibrationen die Gesundheit, den Komfort, die allgemeine Wahrnehmung und die Seekrankheit beeinflussen können. Abbildung 68 zeigt drei Gewichtungsfunktion der ISO 2631-1-1997. Die Funktion  $W_k$  kann genutzt werden um den Einfluss von Vibrationen in Z-Richtung die sitzend über die Sitzfläche, stehend über die Füße oder liegend wahrgenommen werden auf den Komfort zu beschreiben.

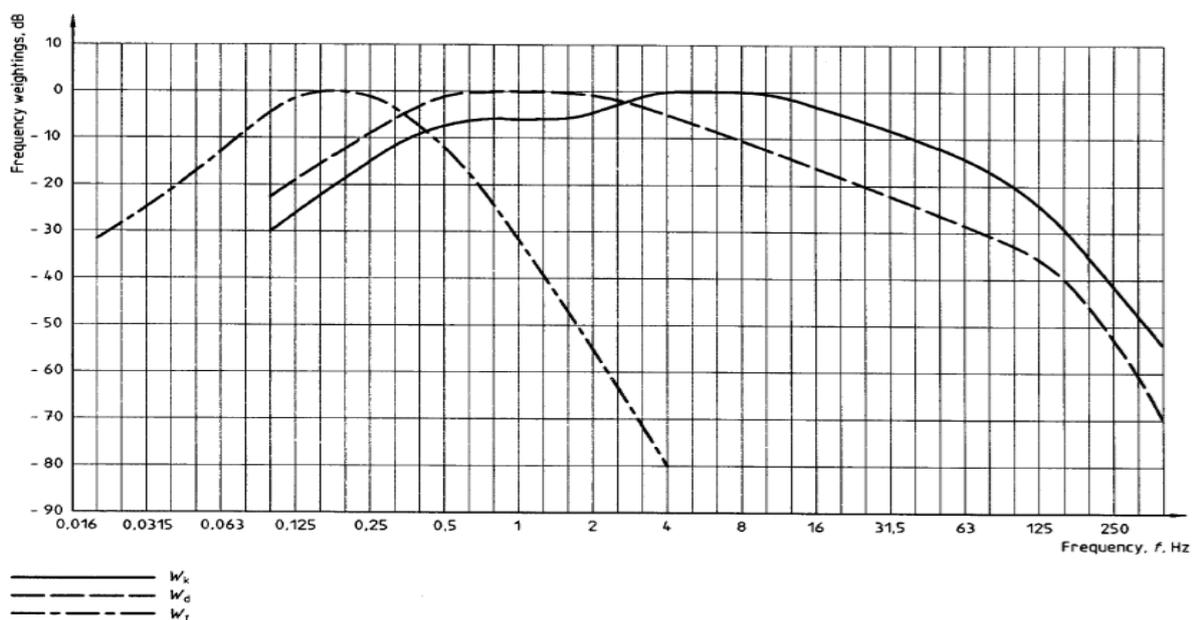


Abbildung 68: Frequenzgewichtungsfunktionen für die Wahrnehmung, Komfort und Gesundheitseinfluss von Ganzkörpervibrationen in vertikaler ( $w_k$ ) und horizontaler Richtung ( $w_d$ ) nach ISO 2631-1:1997. Zusätzlich die Frequenzgewichtungsfunktion  $w_f$  für den Einfluss von vertikalen Ganzkörpervibrationen auf eine Reisekrankheit nach ISO 2631-1:1997 [15].

Abbildung 69 zeigt die mittleren Angenehmheitsbewertung in Abhängigkeit der nach ISO 2631-1-1997 gewichteten Beschleunigungspegel. Es zeigt sich, dass sich die Kurven durch die Gewichtung auf der Abszisse verschieben. Das führt dazu, dass die Abstände zwischen den Kurven auf der Ordinate kleiner werden.

Abbildung 70 zeigt die mittleren Angenehmheitsbewertungen in Abhängigkeit des Beschleunigungspegels gemessen mit dem Sitzkissen auf der Sitzoberfläche. Die Kurven liegen im Vergleich zu Abbildung 67 mit Beschleunigungspegeln an der Sitzschiene etwas näher zusammen. Der Trend, dass Vibrationen mit tieferen

Frequenzen als sichtlich unangenehmer bewertet werden als Vibrationen mit höheren Frequenzen zeigt sich für Beschleunigungspegel am Sitzkissen nicht. Dennoch ist auch hier zu erkennen, dass die im Mittel am wenigsten angenehm bewertete Stimuli eine Frequenz von 20 Hz besitzen. Die mittleren Angenehmheitsbewertungen in Abhängigkeit der gewichteten Beschleunigungspegel am Sitzkissen sind in Abbildung 71 dargestellt. Es zeigt sich, dass die Kurven für Frequenzen bis zu 50 Hz nahezu aufeinanderliegen. Die Kurven für 60 Hz und 75 Hz liegen jedoch deutlich weiter links Richtung niedrigerer gewichteter Pegel.

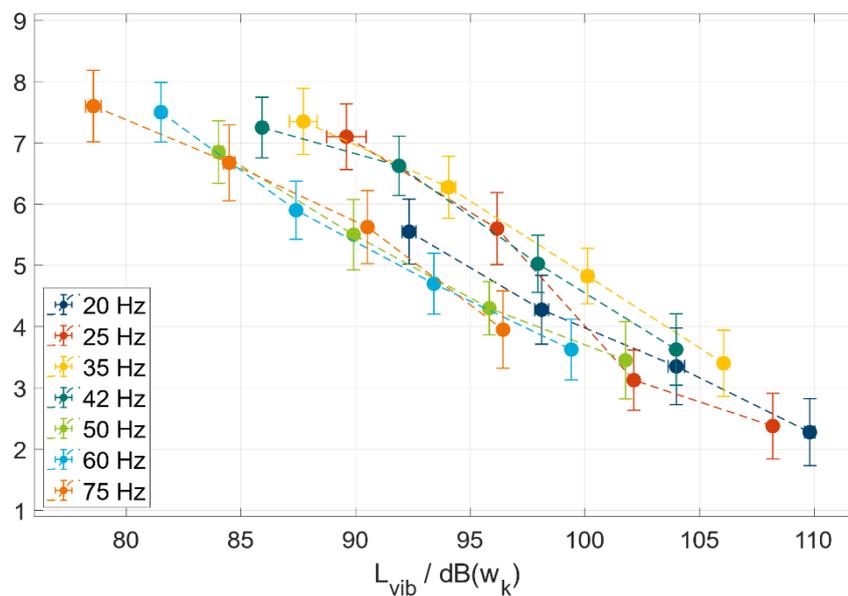


Abbildung 69: Mittlere Bewertungen der Angenehmheit mit 95 %-Konfidenzintervallen in Abhängigkeit vom gewichteten Beschleunigungspegel nach ISO 2631-1:1997 gemessen an der Sitzschiene.

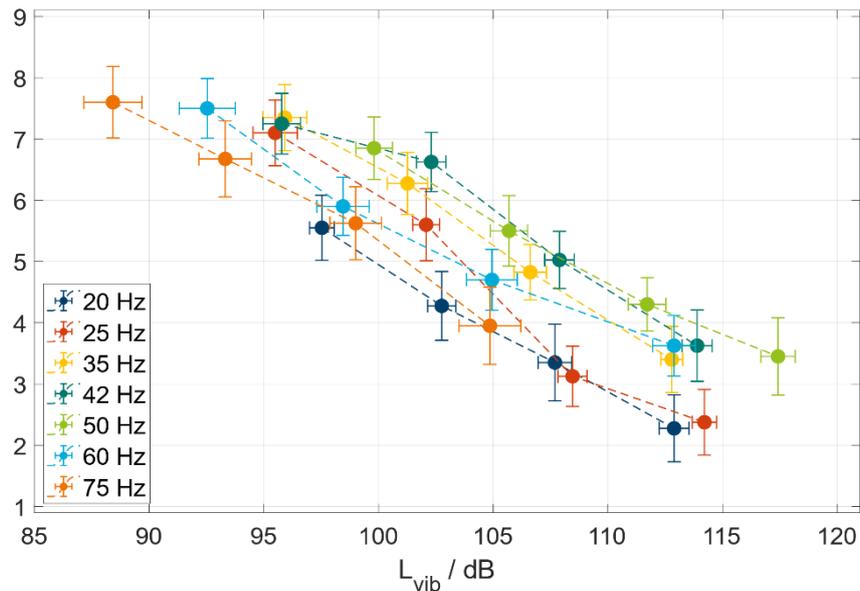


Abbildung 70: Mittlere Bewertungen der Angenehmheit mit 95 %-Konfidenzintervallen in Abhängigkeit vom Beschleunigungspegel gemessen am Sitzkissen.

Abbildung 72 zeigt die mittleren Angenehmheitsbewertungen inklusive 95% Konfidenzintervallen in Abhängigkeit des Beschleunigungspegels gemessen an der Armlehne. Bei gleichen Armlehnenpegeln ist zu erkennen, dass für die gezeigten Daten, die Stimuli mit einer Frequenz von 75 Hz im Mittel am wenigsten angenehm bewertet wurden. Weiterhin wurden die Vibrationen mit einer Frequenz von 25 Hz auch als weniger angenehm als die Stimuli mit den anderen fünf Frequenzen bei gleichem Armlehnenpegel bewertet. Trotz der sehr hohen Armlehnenpegel für Vibrationen mit Frequenzen im Bereich zwischen 42 Hz und 60 Hz wurden diese angenehmer bewertet als Vibrationen mit niedrigeren bzw. höheren Frequenzen und geringeren Beschleunigungspegeln.

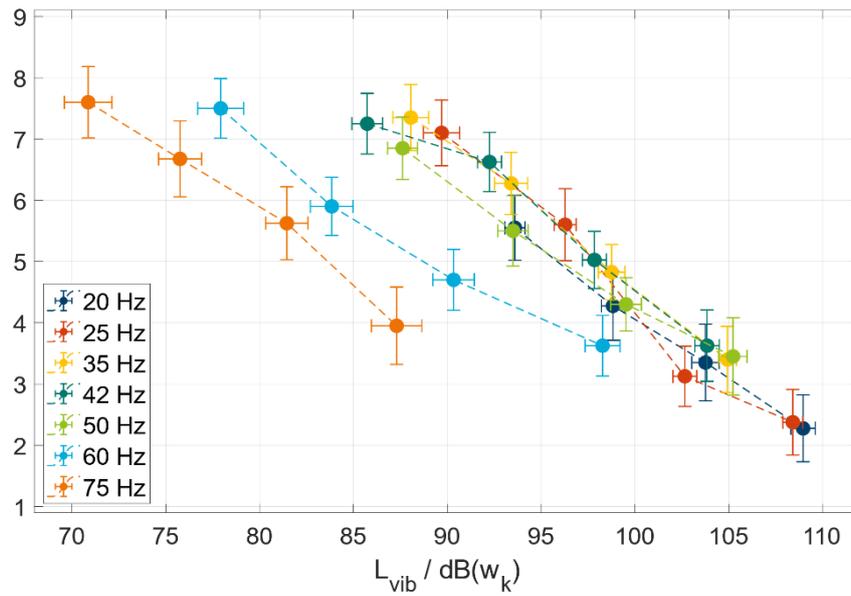


Abbildung 71: Mittlere Bewertungen der Angenehmheit mit 95 %-Konfidenzintervallen in Abhängigkeit vom gewichteten Beschleunigungspegel nach ISO 2631-1:1997 gemessen am Sitzkissen.

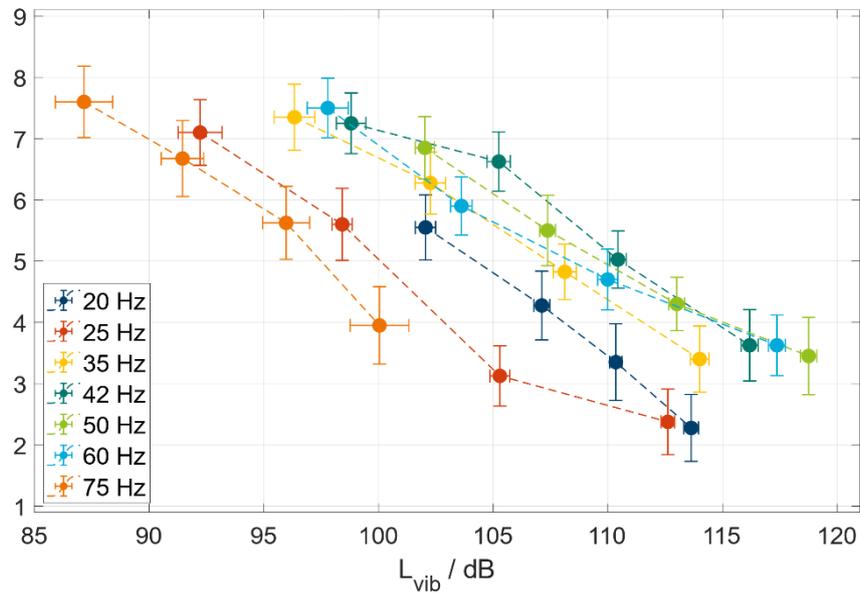


Abbildung 72: Mittlere Bewertungen der Angenehmheit mit 95 %-Konfidenzintervallen in Abhängigkeit vom Beschleunigungspegel gemessen an der Armlehne.

### Körperkarten

Neben der kategorialen Bewertung wurden im ersten Experiment zwei Körperkarten-Fragen für jeden Stimulus durch die Versuchspersonen beantwortet. Die erste Frage lautete: „Markieren Sie die Körperbereiche die maßgeblich zu Ihrer letzten Angenehmheitsbewertung beigetragen haben.“ In Abbildung 73 ist die Häufigkeit der markierten Körperteile in Farbe auf den Körperkarten für die erste Frage kodiert. Jede Körperkarte zeigt dabei die Häufigkeit der markierten Körperteile für einen Stimulus. Zunächst zeigt sich, dass die verschiedenen Stimuli sich in der Häufigkeit der markierten Körperteile deutlich unterscheiden. Im Mittel steigt die Häufigkeit der markierten Körperteile mit der Erhöhung des Beschleunigungspegels für alle Frequenzen an. Für unterschiedliche Frequenzen mit gleichem Beschleunigungspegel tragen unterschiedliche Körperteile maßgeblich zu den Angenehmheitsbewertungen bei (siehe auch Tabelle 8). Für eine Frequenz von 20 Hz und 25 Hz wurde am häufigsten bei einem Beschleunigungspegel von 114 dB die Vorderseite des Kopfes markiert (25 bzw. 27 von 40 VP). Für niedrigere Pegel wurde jedoch das Gesäß am häufigsten als maßgeblich beitragend markiert. Für Frequenzen zwischen 35 Hz und 60 Hz wurde das Gesäß für alle vier Pegelstufen am häufigsten als maßgeblich beitragend markiert. Betrachtet man eine Frequenz von 75 Hz zeigt sich, dass das am häufigsten markierte Körperteil die Unterseite der Füße ist.

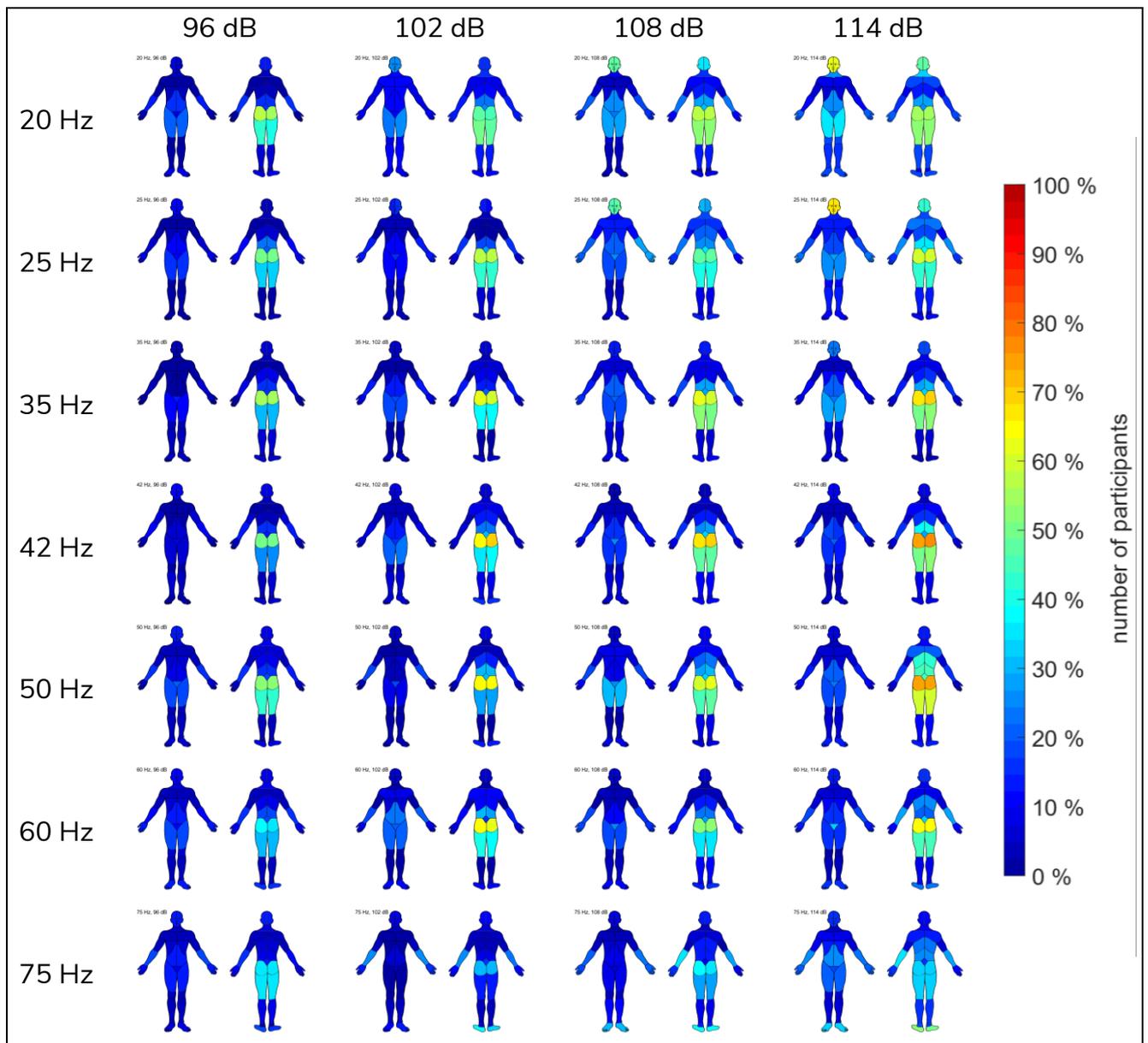


Abbildung 73: Kolorierte Körperkarten, die die Häufigkeiten der genannten Körperteile bei der Aufgabe "Markieren Sie die Körperbereiche die maßgeblich zu Ihrer letzten Angenehmkeitsbewertung beigetragen haben." in Prozent zeigen.

Tabelle 8: Am häufigsten markierte Körperteile der 28 Stimuli bei der ersten Körperkartenaufgabe "Markieren Sie die Körperbereiche die maßgeblich zu Ihrer letzten Angenehmheitsbewertung beigetragen haben." in Prozent der Versuchspersonen.

<b>f / Hz</b>	<b>L / dB</b>	<b>Häufigste Körperteile</b>
20	96	1. Gesäß (56 %) 2. Oberschenkel Rückseite (41 %) 3. Oberschenkel Vorderseite (20 %)
	102	1. Oberschenkel Rückseite (48%) 2. Gesäß (46 %) 3. Kopf Vorderseite, Steißbein (25 %)
	108	1. Gesäß (58%) 2. Oberschenkel Rückseite (53 %) 3. Kopf Vorderseite (48 %)
	114	1. Kopf Vorderseite (63 %) 2. Gesäß (55 %) 3. Oberschenkel Rückseite (53 %)
25	96	1. Gesäß (50 %) 2. Oberschenkel Rückseite (33 %) 3. Unterer Rücken (23 %)
	102	1. Gesäß (58 %) 2. Oberschenkel Rückseite (43 %) 3. Steißbein (28 %)
	108	1. Gesäß (48 %) 2. Kopf Vorderseite (46 %) 3. Oberschenkel Rückseite (40 %)
	114	1. Kopf Vorderseite (68 %) 2. Gesäß (60 %) 3. Kopf Rückseite, Oberschenkel Rückseite (43 %)
35	96	1. Gesäß (55 %) 2. Oberschenkel Rückseite (30 %) 3. Unterer Rücken, Steißbein (15 %)
	102	1. Gesäß (61 %) 2. Oberschenkel Rückseite (38 %) 3. Steißbein (20 %)
	108	1. Gesäß (61 %) 2. Oberschenkel Rückseite (51 %) 3. Unterer Rücken, Steißbein (28 %)
	114	1. Gesäß (68 %) 2. Oberschenkel Rückseite (51 %) 3. Steißbein (33 %)

<b>f / Hz</b>	<b>L / dB</b>	<b>Häufigste Körperteile</b>
42	96	1. Gesäß (50 %) 2. Oberschenkel Rückseite (25 %) 3. Unterer Rücken (15 %)
	102	1. Gesäß (68 %) 2. Oberschenkel Rückseite (36 %) 3. Steißbein (30 %)
	108	1. Gesäß (68 %) 2. Oberschenkel Rückseite (36 %) 3. Steißbein (30 %)
	114	1. Gesäß (76 %) 2. Oberschenkel Rückseite (51 %) 3. Unterer Rücken (40 %)
50	96	1. Gesäß (53 %) 2. Oberschenkel Rückseite (43 %) 3. Intimbereich (20 %)
	102	1. Gesäß (65 %) 2. Unterer Rücken (30 %) 3. Steißbein (30 %)
	108	1. Gesäß (61 %) 2. Oberschenkel Rückseite (46 %) 3. Steißbein (33 %)
	114	1. Gesäß (75 %) 2. Oberschenkel Rückseite (60 %) 3. Unterer Rücken (45 %)
60	96	1. Gesäß (36 %) 2. Oberschenkel Rückseite (30 %) 3. Unterer Rücken, Oberschenkel Vorderseite (18 %)
	102	1. Gesäß (64 %) 2. Oberschenkel Rückseite (39 %) 3. Unterer Rücken (30 %)
	108	4. Gesäß (53 %) 5. Oberschenkel Rückseite (35 %) 6. Steißbein (28 %)
	114	1. Gesäß (65 %) 2. Oberschenkel Rückseite (53 %) 3. Steißbein, Intimbereich (35 %)

<b>f / Hz</b>	<b>L / dB</b>	<b>Häufigste Körperteile</b>
75	96	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Gesäß, Oberschenkel Rückseite (35 %)</li> <li>2. Fußunterseite, Unterarm Innenseite (18%)</li> <li>3. Kopf, Oberschenkel Vorderseite, Bauch (13 %)</li> </ol>
	102	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Fußunterseiten (35 %)</li> <li>2. Gesäß (30 %)</li> <li>3. Unterarme Innenseite (25 %)</li> </ol>
	108	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Fußunterseite (38 %)</li> <li>2. Gesäß (36 %)</li> <li>3. Unterarme Außenseite (33 %)</li> </ol>
	114	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Fußunterseiten (51 %)</li> <li>2. Gesäß, Oberschenkel Rückseite, Fußoberseite (33 %)</li> <li>3. Unterarme Außenseite (30 %)</li> </ol>

In Abbildung 74 ist die Häufigkeit der markierten Körperteile durch die Versuchspersonen für die zweite Frage „An welchen Körperteilen haben Sie die Vibration gespürt?“ auf den Körperkarten für alle Stimuli in Farbe kodiert. Es zeigt sich, dass unabhängig von der Vibrationsfrequenz die Anzahl und Häufigkeit der markierten Körperteile zunimmt. Der an den meisten Körperteilen gespürte Stimulus besitzt eine Frequenz von 20 Hz und ein Beschleunigungspegel von 114 dB. Der Stimulus mit der geringsten Häufigkeit an markierten Körperteilen besitzt eine Frequenz von 75 Hz und einen Beschleunigungspegel von 96 dB. Das am häufigsten markierte Körperteil für alle Stimuli ist das Gesäß (siehe Tabelle 9). Im Unterschied zu den Stimuli mit einer Frequenz zwischen 35 Hz und 75 Hz werden die Stimuli mit einer Frequenz von 20 bzw. 25 Hz ab einem Beschleunigungspegel von 108 dB häufig am Kopf gespürt. Am seltensten wurden die Vibrationen auf der Vorderseite des Halses gespürt.

Tabelle 9: Am häufigsten und am seltensten markierte Körperteile für die sieben Vibrationsfrequenzen auf die Frage „An welchen Körperteilen haben Sie die Vibration gespürt?“.

f / Hz	Am häufigsten markiertes Körperteil	Am seltensten markiertes Körperteil
20	Gesäß	Knöchel
25	Gesäß	Hals Vorderseite
35	Gesäß	Schulter/Brust
42	Gesäß	Hals Vorderseite
50	Gesäß	Hals Vorderseite
60	Gesäß	Hals Vorderseite
75	Gesäß	Hals Vorderseite

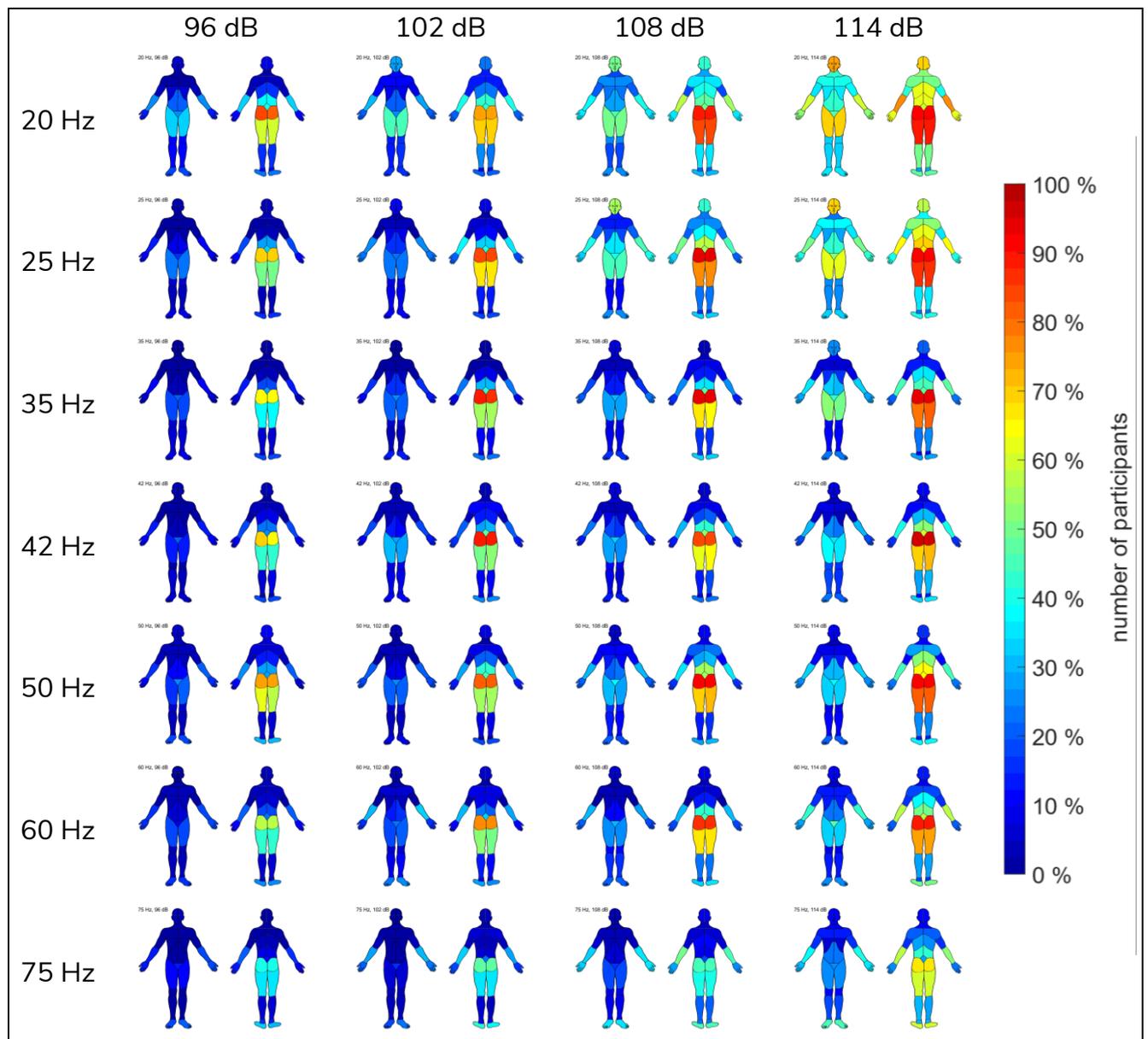


Abbildung 74: Kolorierte Körperkarten für jeden der 28 Stimuli, die die Häufigkeiten der genannten Körperteile auf die Frage „An welchen Körperteilen haben Sie die Vibration gespürt?“ in Prozent zeigen.

### Statistische Auswertung

Mithilfe einer ANOVA mit Messwiederholung wird eine statistische Auswertung der kategorialen Daten durchgeführt. Durch Betrachtung der deskriptiven Statistik wird deutlich dass die Daten einige Ausreißer aufweisen. So sind in Abbildung 75 die Mediane (Kreis mit Punkt) die Quartile (Blaue Balken) und die Ausreißer (Kreis) dargestellt. Da es sich bei den Ausreißern ebenso wie bei allen anderen Messwerten um echte und korrekte Messwerte handelt werden diese nicht aus der weiteren statistischen Auswertung ausgeschlossen. Die 23 von 28 Konditionen sind gemäß dem Shapiro-Wilk-Test nicht normalverteilt,  $p < .05$  (Normalverteilte Konditionen: 1, 6, 18, 23, 27). Aufgrund der Robustheit gegen Verletzung der Normalverteilungsannahme (z.B. Blanca et al., 2017) und der großen Anzahl an Messungen (40 Teilnehmende) wird mit der statistischen Auswertung ohne Transformation der Daten fortgefahren, da von keinem starken Einfluss auszugehen ist..

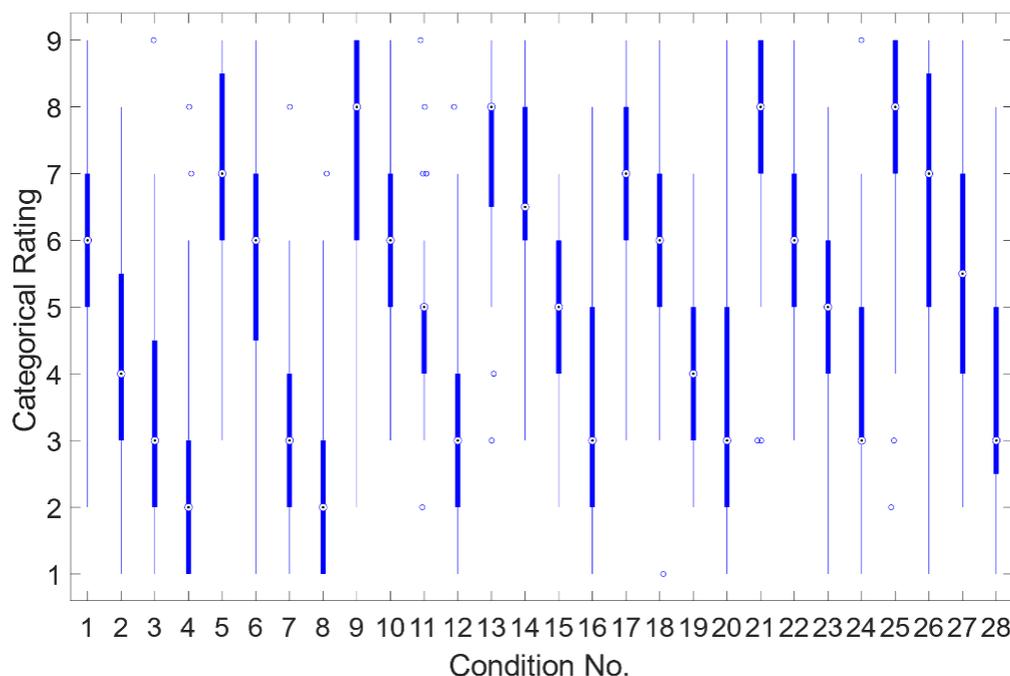


Abbildung 75: Mediane (Kreis mit Punkt) der 28 kategorialen Angenehmheitsbewertungen mit Quartilen (blaue Balken), Whiskern (blaue Striche) und Ausreißern (blaue Kreise).

In Tabelle 10 sind die Ergebnisse der ANOVA mit Messwiederholung dargestellt. Da eine Verletzung der Voraussetzung der Sphärizität vorliegt, wurde eine Greenhouse-Geisser Korrektur der Freiheitsgrade vorgenommen. Es zeigen sich signifikante Effekte mit  $p < 0,05$  für die Frequenz  $f$  ( $p < 0,01$ ) und den Beschleunigungspegel  $L$  ( $p < 0,01$ ). Außerdem zeigt sich ein signifikanter Effekt der Interaktionen zwischen der Frequenz und dem Geschlecht der Versuchspersonen  $f^* \text{Geschlecht}$  ( $p = 0,01$ ) und der Frequenz und dem Beschleunigungspegel  $f^*L$  ( $p < 0,01$ ). Betrachtet man die Effektstärken, zeigt

sich, dass mit einem partiellen Eta-Quadrat von 0,80 der Beschleunigungspegel L die größte Effektstärke aufweist. Mit einem partiellen Eta-Quadrat von 0,46 weist die Frequenz auch eine eher große Effektstärke auf. Kleinere Effektstärken weisen die beiden Interaktionen  $f \cdot \text{Geschlecht}$  (0,10) und  $f \cdot L$  (0,07) auf. In einem Post-Hoc-Test zeigen sich zwischen allen vier Beschleunigungspegeln paarweise signifikante Unterschiede der Mittelwerte ( $p < 0,01$ ).

Tabelle 10: Inner- und Zwischensubjekteffekte nach ANOVA mit Messwiederholung.

Innersubjekteffekte						
Quelle	Typ III Quadratsumme	df	Mittel der Quadrate	F	Sig.	Partielles Eta- Quadrat
<b>f</b>	495,93	3,88	127,95	32,68	0,00	0,46
<b>f * Geschlecht</b>	60,25	3,88	15,54	3,97	0,01	0,10
<b>Fehler(f)</b>	576,61	147,2 8	3,91			
<b>L</b>	2286,47	1,38	1647,82	149,47	0,00	0,80
<b>L * Geschlecht</b>	6,096	1,388	4,394	,399	0,60	0,01
<b>Fehler(L)</b>	581,289	52,72 8	11,024			
<b>f * L</b>	84,041	9,640	8,718	2,729	0,00	0,07
<b>f * L * Geschlecht</b>	14,36	9,64	1,49	,46	0,91	0,01
<b>Fehler(f*L)</b>	1170,23	366,3 2	3,19			
Zwischensubjekteffekte						
<b>Geschlecht</b>	4,89	1	4,89	0,27	0,61	0,01
<b>Fehler(Ge- schlecht)</b>	690,27	38	18,17			

## Experiment II - Absenkungsbevorzugte Modalität

In Abbildung 76 sind die Ergebnisse aus dem zweiten Experiment dargestellt. Dabei ist die Anzahl der Versuchspersonen, die eine Reduktion der Vibration statt einer Reduktion des Geräuschs bevorzugen, für die 28 Stimuli abgebildet. Für alle vier Beschleunigungspegelkonditionen ist die Häufigkeit für eine bevorzugte Vibrationsreduktion für eine Vibrationsfrequenz von 20 Hz am größten. Die Häufigkeit einer bevorzugten Vibrationsreduktion für eine Vibration einer Frequenz von 75 Hz ist am geringsten. Für alle Frequenzen wächst die Häufigkeit mit Erhöhung des Vibrationspegels an. Für Beschleunigungspegel von 108 dB und 114 dB bevorzugen für alle Frequenzen außer 75 Hz mehr als 50 % der Versuchspersonen eine Reduktion der Vibration. Nur für eine Frequenz von 20 Hz bevorzugen auch bei einem Beschleunigungspegel von 102 dB mehr als 50 % der Versuchspersonen eine Reduktion der Vibration. Im Gegensatz zu Frequenzen größer 20 Hz, bei denen nahezu keine Versuchsperson eine Reduktion der Vibration für einen Beschleunigungspegel von 96 dB präferiert, bevorzugen für eine Vibrationsfrequenz von 20 Hz und einen Beschleunigungspegel von 96 dB 33 % der Versuchspersonen eine Reduktion der Vibration.

Mithilfe der Fit-Funktion in Matlab wurden Häufigkeiten für die sieben Frequenzen und Beschleunigungspegel zwischen 96 dB und 114 dB interpoliert. Abbildung 76 zeigt die ursprünglichen Ergebnisse mit den interpolierten Häufigkeitskurven für die sieben Frequenzen in Abhängigkeit vom Beschleunigungspegel. Dabei wurden zur Interpolation eine logistische Funktion der Form  $\frac{1}{(1+e^{b_1 \cdot x + b_2})}$  genutzt. Mit Determinationskoeffizienten von  $R^2 > 0,99$  kann die Streuung der Daten mithilfe der Regressionskurven fast optimal erklärt werden. Mithilfe der Schnittpunkte der Regressionskurven und der 50%-Linie können Isolinien erstellt werden. In Abbildung 77 sind die 25 %-, 50 %- und 75 %-Isolinien dargestellt. Die Isolinien zeigen den durch die Regressionskurven geschätzten Beschleunigungspegel in Abhängigkeit von der Vibrationsfrequenz den der Stimulus besitzen muss, damit genau 25 %, 50 % bzw. 75 % der Versuchspersonen eine Reduktion der Vibration bevorzugen. Das Pegelminimum für alle drei Isolinien liegt bei einer Frequenz von 20 Hz. Die Vibrationen mit höheren Frequenzen dürfen höhere Beschleunigungspegel besitzen, um gleiche Häufigkeiten der Vibrationsreduktionsbevorzugung zu erzielen. Im Bereich zu 35 und 42 Hz und im Bereich von 75 Hz liegen die Stimuli, die die höchsten Beschleunigungspegel besitzen dürfen, um gleiche Häufigkeiten von 25, 50 bzw. 75 % der Versuchspersonen zu erzielen. Betrachtet man die Form der Kurven kann eine

ähnliche Form bei den Ergebnissen des kategorialen Experiments erkannt werden. Es liegt nahe eine Verknüpfung der kategorialen Bewertungen und der Häufigkeit von Versuchspersonen, die eine Reduzierung der Vibration bevorzugen, zu bilden. Abbildung 68 zeigt die Anzahl der Versuchspersonen, die eine Reduktion der Vibration einer Reduktion des Flugzeugkabinengeräusches bevorzugen für die 28 Stimuli in Abhängigkeit von den mittleren Bewertungen der Stimuli im kategorialen Ratingexperiment. Um jedem Wert auf der Skala zwischen 1 und 9 eine Anzahl an Versuchspersonen, die eine Vibrationsreduktion bevorzugen zuzuordnen, können mit Hilfe der Fit-Funktion in Matlab Werte interpoliert werden. Die berechnete logistische Funktion der Form  $p = \frac{1}{(1+e^{1,53 \cdot B_k - 7,92})}$  ist in Abbildung 68 dargestellt und beschreibt die Varianz der Daten mit einem Bestimmtheitsmaß von  $R^2 = 98\%$ .  $B_k$  beschreibt dabei die kategoriale Bewertung und  $p$  den Anteil der Versuchspersonen, die eine Reduktion der Vibration bevorzugen. Mithilfe dieser Schätzfunktionen können jedem Wert auf der kategorialen Skala einem Perzentil an Versuchspersonen zugeordnet werden.

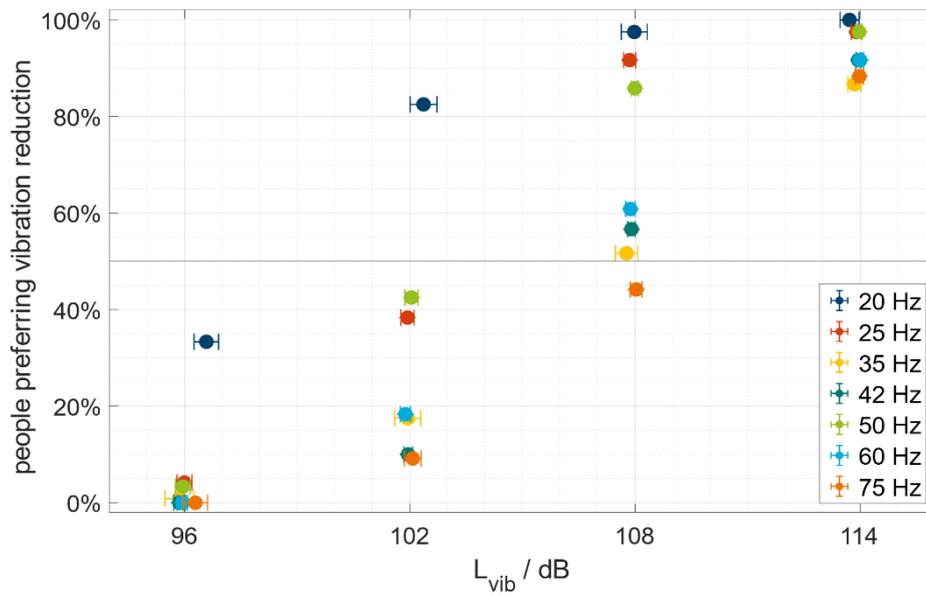


Abbildung 76: Anzahl der Versuchspersonen die eine Reduktion der Vibration einer Reduktion des Geräusches bevorzugen in Abhängigkeit vom Beschleunigungspegel (gemessen an der Sitzschiene) und der in Farbe kodierten Frequenz.

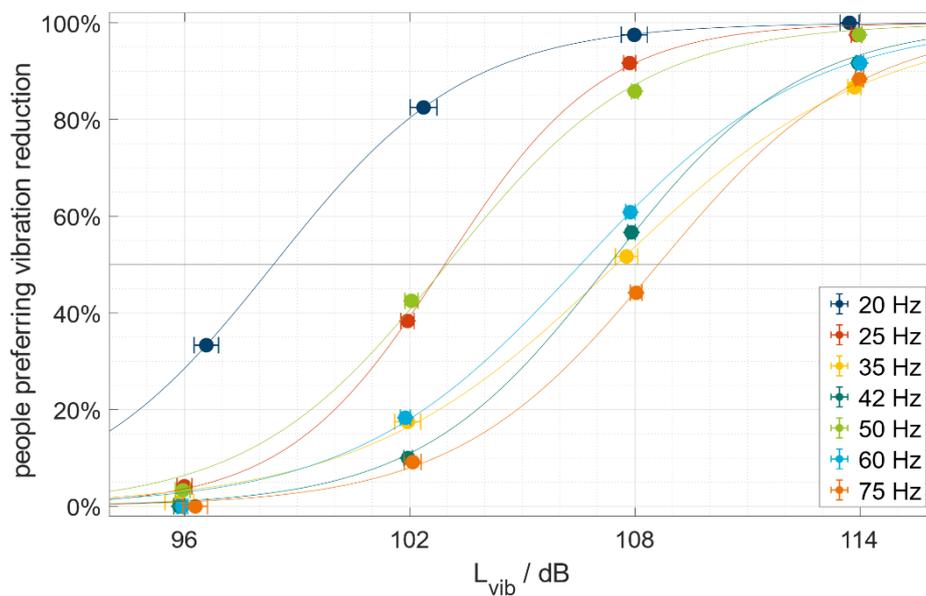


Abbildung 77: Anzahl der Versuchspersonen die eine Reduktion der Vibration einer Reduktion des Geräusches bevorzugen und interpolierte Häufigkeiten für die sieben Frequenzen im Bereich zwischen 94 und 116 dB (gemessen an der Sitzschiene).

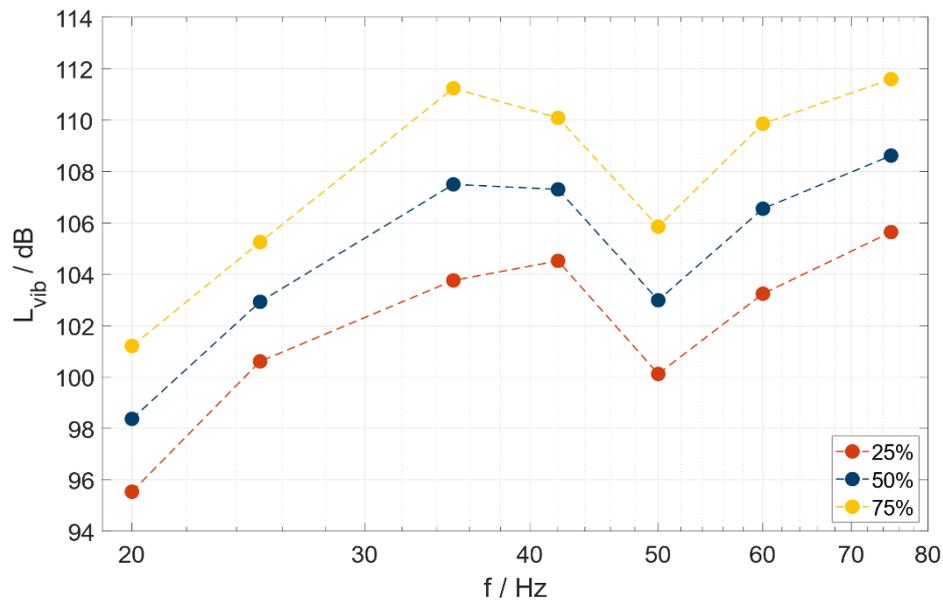


Abbildung 78: Konturlinien für 25 %, 50 % und 75% der Versuchspersonen die eine Vibrationsreduktion einer Geräuschreduktion bevorzugen.

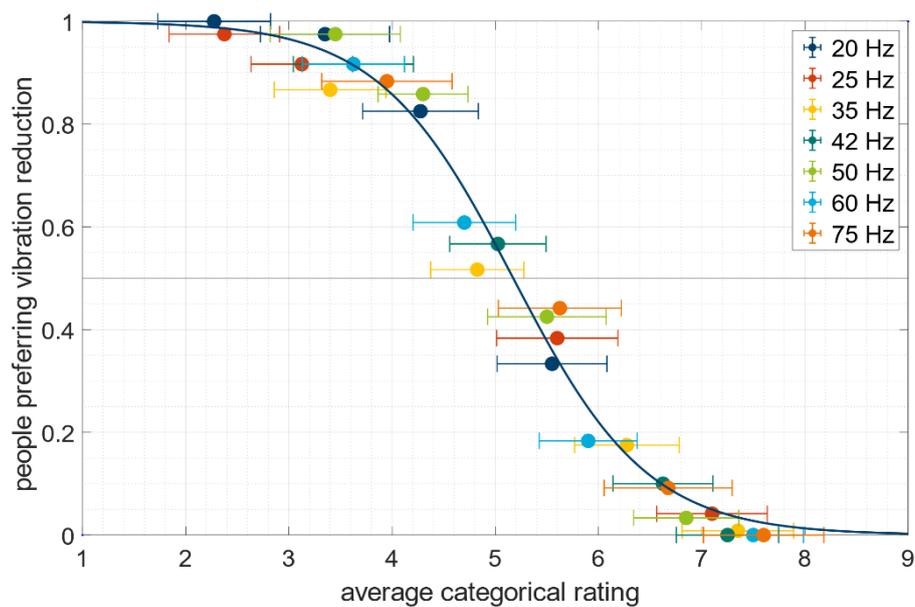


Abbildung 79: Anzahl der Versuchspersonen die eine Vibrationsreduktion bevorzugen in Abhängigkeit der mittleren Angenehmheitsbewertung der Stimuli und interpolierte Funktion, die jedem Punkt der Angenehmheitsskala eine Anzahl an Versuchspersonen zuordnet.

## Zusammenfassung

Diese Studie diente der Bestimmung von Akzeptanzkriterien für Ganzkörpervibrationen auf einem Flugzeugkabinensitz. Dazu wurden zwei Experimente durchgeführt. Das erste Experiment war eine Kombination aus kategorialer Bewertung der Angenehmheit der Ganzkörpervibrationen und zwei Aufgaben auf einer Körperkarte. Das zweite Experiment war ein Experiment, bei dem sich die Versuchspersonen für jeden Stimulus entscheiden mussten, ob sie eine Reduktion des Flugzeugkabinengeräusches oder der Ganzkörpervibration bevorzugen. Folgende Punkte können zusammenfassend für das kategoriale Bewertungsexperiment festgehalten werden:

- Den größten Effekt auf die Angenehmheit der Ganzkörpervibrationen besitzt der Beschleunigungspegel. Für alle Frequenzen gilt: Je höher der Beschleunigungspegel (gemessen an der Sitzschiene) desto geringer die bewertete Angenehmheit.
- Auch die Frequenz der Ganzkörpervibration hat einen eher großen Effekt auf die Angenehmheit.
- Interaktionseffekte wie z.B. die Interaktion zwischen Beschleunigungspegel und Frequenz zeigen eher kleine Effektgrößen.
- Eine Vibrationsfrequenz von 20 Hz wurden von den Versuchspersonen im Mittel am wenigsten angenehm wahrgenommen.
- Eine Vibrationsfrequenz von 75 Hz wurden von den Versuchspersonen im Mittel am angenehmsten bewertet.
- Die Gewichtungskurve für Sitzvibrationen in Z-Richtung nach ISO 2631-1:1997 weist für hohe Frequenzen ab 60 Hz eine abweichende Frequenzgewichtung auf, die sich nicht mit den Angenehmheitsbewertungen für diese Frequenzen vereinbaren lässt.

Für das Körperkarten-Experiment konnten folgende Punkte zusammenfassend festgehalten werden:

- Die Vibrationen des Experiments wurden am häufigsten am Gesäß wahrgenommen und am seltensten an der Halsvorderseite.
- Aus der Kombination der Körperkarten mit den Angenehmheitsbewertungen wurden eine relative Unangenehmheit an den Körperteilen für die Stimuli ermitteln.
- Die Körperteile, die hauptsächlich zur relativen Unangenehmheit beitragen, sind der Kopf, das Gesäß, die Oberschenkel.

- Für hohe Vibrationspegel (an der Sitzschiene) und eine Frequenz von 20 und 25 Hz wurde an der Vorderseite des Kopfes die größte relative Unangenehmheit wahrgenommen.
- Für eine Frequenz von 75 Hz und hohe Vibrationspegel (an der Sitzschiene) sind die Füße und Unterarme maßgeblich.

Das zweite Experiment kann durch folgende Punkte zusammengefasst werden:

- Im Mittel bevorzugen die Versuchspersonen am häufigsten eine Reduktion der Vibration bei einer Vibrationsfrequenz von 20 Hz für alle Vibrationspegel gemessen an der Sitzschiene.
- Im Mittel bevorzugen die Versuchspersonen am seltensten eine Reduktion der Vibration bei einer Vibrationsfrequenz von 75 Hz für alle Vibrationspegel gemessen an der Sitzschiene.
- Mithilfe von interpolierten logistischen Funktionen können 98 % der Varianz erklärt werden und Konturlinien berechnet werden.
- Konturlinien zeigen die Beschleunigungspegel der Vibration in Abhängigkeit der Vibrationsfrequenz an denen 25%, 50% bzw. 75% der Versuchsperson eine Reduktion der Vibration.
- Mithilfe der Daten der kategorialen Bewertung und der Häufigkeiten des zweiten Experiments wurde eine interpolierte Funktion berechnet, die eine Übersetzung der kategorialen Bewertung in eine Anzahl an Personen, die eine Reduktion der Vibration, statt einer Reduktion des Geräusches, bevorzugen, möglich macht.

## 2.2. Positionen des zahlenmäßigen Nachweises

- wissenschaftlich-technisches Personal (Hilfskräfte und Beschäftigte)  
24 Personenmonate (01.11.2019 bis 30.11.2021)
- Sonstige Ausgaben (Probandengelder, Dienstreisen)  
2868,00 €

## 2.3. Notwendigkeit und Angemessenheit der geleisteten Arbeit

Die Ergebnisse dieses Projektes tragen wesentlich zu einem besseren Verständnis der Bewertung von Ganzkörpervibrationen auf einem Flugzeugsitz bei und stellen eine fundierte Datenbasis für weitere Untersuchungen im Bereich Vibrationswahrnehmung dar. Die Nutzung von Bodymaps zur Identifikation bewertungsrelevanter Körperteile ist ein Novum in diesem Bereich und die daraus resultierenden Ergebnisse sind hilfreich für eine wahrnehmungsgerechte Erfassung von Vibrationen im Hinblick auf den empfundenen (Dis-)Komfort.

Sämtliche Meilensteine und Ziele der Unterarbeitspakete des Projektes wurden trotz Corona-bedingter Einschränkungen innerhalb der Projektlaufzeit erreicht. Insgesamt entspricht die geleistete Arbeit im vollen Umfang dem begutachteten und bewilligten Projektantrag und war daher notwendig und angemessen.

## 2.4. Verwertbarkeit und Verwertungsplan

### 2.4.1. Wissenschaftliche Verwertung

Die in AP 3.3 angestrebten Erkenntnisse zum Einfluss von Vibrationssignalparametern auf den empfundenen Komfort im Flugzeugkontext stellen eine deutliche Erweiterung des aktuellen Wissensstandes dar. Die wissenschaftliche Verwertung dieser Erkenntnisse ist durch eine Publikation in einer peer-reviewed Fachzeitschrift vorgesehen. Eine Freigabe des Manuskriptes durch die Projektpartner erfolgte am 22. April 2022. Eine erste Einreichung bei „Applied Ergonomics“ wurde aufgrund fehlender Passung zu dem Journal abgelehnt. Das Manuskript wurde nochmals überarbeitet und am 11. August 2022 bei „Applied Acoustics“ eingereicht.

Darüber hinaus findet eine Verwertung der Erkenntnisse an der Universität Oldenburg im Rahmen der regelmäßigen Vorlesungen „Angewandte Psychophysik II: Anwendungen im Sound Design“ und dem „Oberseminar Akustik“ seit dem Wintersemester 2019/2020 statt. Die in dem Projekt genutzte Methodik, bestehend aus einem explorativen ersten Teil und einem zweiten quantitativen Teil, ist als Case-Study sehr gut geeignet, die Quantifizierung multi-modaler Wahrnehmungsaspekte im Rahmen eines vibro-akustischen Sound Designs zu vermitteln.

Die im Rahmen des Projektes genutzte und aktualisierte Vibrationsplattform wird ebenfalls in der Lehre im Bereich angewandter Psychoakustik und multimodaler Wahrnehmung eingesetzt. Eine Nutzung für Projektpraktika im Rahmen des MA-Studienganges Hörtechnik und Audiologie sowie des im Aufbau befindlichen BA- und MA-Studienganges Physik, Technik und Medizin ist in Planung.

### 2.4.2. Wirtschaftliche Verwertung

Eine wirtschaftliche Verwertung der Ergebnisse ist auf verschiedene Weisen möglich. Die Beziehungen zwischen den Probandenurteilen und den variierten Signalparametern können vom Kooperationspartner ZAL genutzt werden, um in Kombination mit den vom ZAL in AP 3.2. ermittelten Sitztransferfunktionen verschiedener Sitztypen und Konstruktionen eine wahrnehmungsorientierte Optimierung von Sitzstrukturen abzuleiten. Die vom ZAL ermittelten Sitzübertragungsfunktionen können als eine Art Gewichtung auf die in AP 3.3.

ermittelten Akzeptanzurteile angewandt werden um die Wirkung technischer Optimierungen auf den wahrgenommenen vibro-akustischen Komfort abzuschätzen.

Für den Kooperationspartner Airbus können die angestrebten Erkenntnisse genutzt werden, um für ein definiertes Akzeptanzniveau (z.B. 50% Perzentil) Grenzwerte für die variierten Vibrationssignalparameter zu schätzen. Diese Grenzwerte können dann als Basis für Spezifikation in Lastenheften dienen.

Eine industrielle Verwertung der Erkenntnisse (Akzeptanzkriterien) ist weder an einen Ort noch an spezielle technische Anlagen gebunden und ist seit Abschluss des Projektes im März 2022 möglich.

## 2.5. Fortschritt bei anderen Stellen

Während des Forschungsvorhabens gab es einige themennahe Veröffentlichungen zur Wahrnehmung von Ganzkörpervibrationen in Helikoptern.

Delcor, L., Parizet, E., Ganivet-Ouzeneau, J., Caillet, J., 2021a. Assessment of helicopter passengers' vibration discomfort: proposal for improvement of the ISO 2631-1 standard. *Ergonomics*, 1–9.  
doi:10.1080/00140139.2021.1984586.

Delcor, L., Parizet, E., Ganivet-Ouzeneau, J., Caillet, J., 2021b. Perceived discomfort for typical helicopter vertical sine vibrations for seated participants. *J. Low Freq. Noise, Vib. Act. Control* 40, 1661–1667.  
doi:10.1177/1461348420979759.

Delcor, L., Parizet, E., Ganivet-Ouzeneau, J., Caillet, J., 2022. Model of sound and vibration discomfort in helicopter cabins. *Appl. Acoust.* 195, 108847.  
doi:10.1016/j.apacoust.2022.108847.

Der untersuchte Frequenzbereich lag unter den hier untersuchten Frequenzen. Im Übergangsbereich zeigte sich eine qualitative Übereinstimmung der Ergebnisse, was für einen breiten Geltungsbereich der Ergebnisse spricht.

Darüber hinaus gab es nach Abschluss des Vorhabens auch erste Veröffentlichungen aus dem Clean-Sky-Project COMFDEMO, die sich aber auf den Komfort in Turbopropflugzeugen fokussieren.

Mansfield, N., West, A., Vanheusden, F., Faulkner, S., 2021. Comfort in the regional aircraft cabin: Passenger priorities, in: Black, N.L., Neumann, W.P.,

Noy, I. (Eds.), Proceedings of the 21st Congress of the International Ergonomics Association (IEA 2021), Springer International Publishing. pp. 143–149.

Mansfield, N.J., Aggarwal, G., 2022. Whole-body vibration experienced by pilots, passengers and crew in fixed-wing aircraft: A state-of-the-science review. *Vibration* 5, 110–120. doi:10.3390/vibration5010007.

Aggarwal, G., Mansfield, N., Vanheusden, F., Faulkner, S., 2021. Human discomfort in aircraft cabins: Effect of noise level and vibration magnitude, in: Proc. Comfort Congress 2021, pp. 67–72.

Auch hier passen die Ergebnisse qualitative zu denen des Forschungsvorhabens, basieren aber auf anderen Vibrations- und Schallsignaturen (Turboprop) und liegen in beiden Fällen in einem deutlich höheren Pegelbereich. Die Publikationen sind jeweils auch als Referenzen in das Peer-Reviewed Manuskript eingegangen.

## 2.6. Veröffentlichungen

### **Erfolgte Veröffentlichungen - Konferenzbeiträge**

L. Krause, S. Töpken, S. van de Par, "Perception thresholds for whole-body vibration on an airplane seat," Proc. Inter-Noise 2021, ISBN: 978-1-7325986-5-2, pp. 1-9, INCE-USA. <https://doi.org/10.3397/IN-2021-2107>

### **Geplante Veröffentlichung – Peer-Reviewed Paper**

L. Krause, S. van de Par, S. Töpken, „Pleasantness Ratings for Vertical Whole-Body Vibration on an Aircraft Seat and Relevant Body Parts Involved,“ pp. 1-15, submitted to *Applied Acoustics* (11.08.2022)