

Bachelorarbeit

# **Experimentelle Untersuchung zum Skalenverhalten von thermischem Komfort bei Mischbelüftung und Niedrigimpulsbelüftung**

vorgelegt von  
**Henry Wiegand**

Studienbereich: Mechatronik

Matrikelnummer: 1388538

Erstgutachter: Prof. Dr. Ing. Tobias Müller

Zweitgutachter: Dr. rer. nat. Andreas Westhoff

Abgabedatum: 21.03.2025

**HOCHSCHULE FULDA**  
UNIVERSITY OF APPLIED SCIENCES



**Deutsches Zentrum  
für Luft- und Raumfahrt**

# Zusammenfassung

In dieser Arbeit wird das Skalenverhalten von Wärmetransport und thermischen Komfort in einer Fahrzeugkabine für zwei unterschiedliche Ventilationskonzepte - einer Niedrigimpulsbelüftung mit Luftvorhang und einer Mischbelüftung - experimentell untersucht. Dabei wird überprüft, inwieweit der Wärmetransport und thermische Komfort in einer Fahrzeugkabine mit Hilfe eines hier untersuchten Skalenmodells  $Nu = C \cdot Re^a \cdot Gr^b$  charakterisiert werden können, wobei  $Nu$  der Nusseltzahl,  $Re$  der Reynoldszahl und  $Gr$  der Grashofzahl entspricht.

Die Untersuchungen finden an einer generischen Fahrzeugkabine statt. Um eine Vergleichbarkeit zu gewährleisten, wird die Untersuchung bei isothermen Bedingungen in einem Temperaturbereich von  $14^\circ C \leq T \leq 29^\circ C$  und einem Volumenstrombereich von  $368 \text{ L/min} \leq \dot{V} \leq 1200 \text{ L/min}$  durchgeführt. Zur Bestimmung des Wärmetransports und thermischen Komforts auf Basis von DIN EN ISO 14505 wird ein thermisches Manikin als Messmittel eingesetzt. Die hierzu notwendigen Temperaturdaten werden mit Hilfe von Widerstandsthermometern und Infrarotthermografie ermittelt.

Die hier durchgeführte Studie zeigt, dass eine Beschreibung auf Basis des Skalenmodells mit den hier vorgeschlagenen dimensionslosen Kennzahlen und charakteristischen Größen möglich ist. Jedoch zeigen sich Unterschiede in der Güte der Modellfunktion zwischen Wärmetransport und thermischen Komfort. Während beim Wärmetransport das Bestimmtheitsmaß im Bereich von 83,28% bis 96,49% ist, ist dies beim thermischen Komfort signifikant höher im Bereich von 93,95% bis 99,79%. Darüber hinaus können signifikante Unterschiede im Skalenverhalten der beiden Belüftungskonzepte festgestellt werden.

# Eidesstattliche Erklärung

Ich, Henry Wiegand, Matrikel-Nr. 1388538, versichere hiermit, dass ich meine Arbeit mit dem Thema

Experimentelle Untersuchung zum Skalenverhalten von thermischem Komfort bei Mischbelüftung und Niedrigimpulsbelüftung

selbständig verfasst und keine anderen als die hier angegebenen Quellen und Hilfsmittel benutzt habe. Alle wörtlichen und sinngemäßen Zitate habe ich als solche gekennzeichnet. Die Arbeit wurde bisher keiner anderen Prüfungsbehörde vorgelegt und auch nicht veröffentlicht.

Fulda, den 20. März 2025

A handwritten signature in black ink, reading 'Wiegand', is positioned below the date. The signature is written in a cursive, flowing style.

Henry Wiegand

# Inhaltsverzeichnis

<b>Abbildungsverzeichnis</b>	<b>III</b>
<b>Tabellenverzeichnis</b>	<b>IV</b>
<b>Nomenklatur</b>	<b>V</b>
<b>1. Einleitung und Motivation</b>	<b>1</b>
<b>2. Stand der Technik</b>	<b>3</b>
2.1. System Fahrzeugkabine . . . . .	5
2.2. Thermischer Komfort nach DIN EN ISO 14505 . . . . .	5
2.3. Physikalische Systembeschreibung und Dimensionsanalyse . . . . .	9
2.4. Dimensionslose Kennzahlen und Modellbeschreibung . . . . .	12
2.5. Belüftungskonzepte . . . . .	16
<b>3. Methodik</b>	<b>19</b>
3.1. Versuchsaufbau . . . . .	19
3.1.1. Klimakammer . . . . .	19
3.1.2. Einzelpersonenkabine . . . . .	21
3.1.3. Thermisches Manikin . . . . .	26
3.1.4. Kalibrierung des thermischen Manikins . . . . .	28
3.2. Versuchsdurchführung . . . . .	30
3.3. Versuchsnachbereitung . . . . .	31
3.4. Berechnung der dimensionslosen Kennzahlen . . . . .	33
<b>4. Ergebnisse</b>	<b>35</b>
4.1. Isotherme Bedingungen . . . . .	35
4.2. Auswertung Thermografie . . . . .	36
4.2.1. Zonentemperatur . . . . .	37
4.2.2. Thermischer Komfort . . . . .	39
4.3. Skalenverhalten . . . . .	40
4.3.1. Mischbelüftung . . . . .	43
4.3.2. Niedrigimpulsbelüftung . . . . .	44
<b>5. Diskussion</b>	<b>47</b>
5.1. Analyse des Skalenverhaltens . . . . .	47
5.2. Technische Anwendung . . . . .	51

<b>6. Fazit und Ausblick</b>	<b>55</b>
<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>62</b>
<b>Anhang</b>	<b>i</b>
A. Zonentemperatur . . . . .	i
B. Äquivalenttemperatur . . . . .	xiii
C. Thermischer Komfort . . . . .	xix
D. Skalenverhalten . . . . .	xxv

# Abbildungsverzeichnis

2.1. Verschiedene, sich gegenseitig beeinflussende Wärmeströme . . . . .	5
2.2. Verschiedene Wärmeströme und Äquivalenttemperatur . . . . .	7
2.3. Thermischer Komfort als Funktion der Äquivalenttemperatur . . . . .	8
2.4. Laminare und turbulente Strömung in einem Rohr . . . . .	13
2.5. Ausschnitt aus dem VDI-Atlas . . . . .	14
2.6. Mischbelüftung in einer Fahrzeugkabine . . . . .	17
2.7. Deckenseitige Niedrigimpulsbelüftung im Fahrzeug und Zug . . . . .	18
3.1. Technische Zeichnung der Klimakammer . . . . .	20
3.2. Technische Zeichnung der Einzelpersonenkabine . . . . .	21
3.3. Temperaturregelung für die Einzelpersonenkabine . . . . .	22
3.4. Isometrische Darstellung der Einzelpersonenkabine in der Klimakammer	23
3.5. Luftausströmer der Mischluft . . . . .	24
3.6. Deckenseitige Niedrigimpulsbelüftung mit Luftvorhang . . . . .	25
3.7. Aktive Belüftung der deckenseitigen Niedrigimpulsbelüftung . . . . .	26
3.8. Körperregionen des thermischen Manikin mit Daten . . . . .	28
3.9. Prozess des Kalibrierens des thermischen Manikins . . . . .	29
3.10. Zusammenhang zwischen Oberflächen- und Äquivalenttemperatur . .	30
3.11. Ablauf der Versuchsnachbereitung . . . . .	32
3.12. Erweiterte Fünf-Punkte-Skala . . . . .	33
4.1. Ausschnitt aus der Zonentemperatur . . . . .	37
4.2. Ausschnitt aus der Äquivalenttemperatur und Bewertung des thermi- schen Komforts . . . . .	39
5.1. Parametervergleich a für $Re$ beider Belüftungskonzepte . . . . .	48
5.2. Parametervergleich b für $Gr$ beider Belüftungskonzepte . . . . .	49
5.3. Anwendungsbeispiel: Äquivalenttemperatur abhängig von der Zuström- temperatur . . . . .	53

# Tabellenverzeichnis

2.1. Dimensionsmatrix mit charakteristischen Größen . . . . .	11
3.1. Messmatrix . . . . .	31
4.1. Gemittelte Temperaturen und Volumenströme . . . . .	36
4.2. Dimensionslose Kennzahlen für den Fall der Mischbelüftung . . . . .	41
4.3. Dimensionslose Kennzahlen für den Fall der Niedrigimpulsbelüftung . .	42
4.4. Parameter des Skalenmodells für den Wärmetransport für den Fall der Mischbelüftung . . . . .	43
4.5. Parameter des Skalenmodells für den thermischen Komfort für den Fall der Mischbelüftung . . . . .	44
4.6. Parameter des Skalenmodells für den Wärmetransport für den Fall der Niedrigimpulsbelüftung . . . . .	45
4.7. Parameter des Skalenmodells für den thermischen Komfort für den Fall der Niedrigimpulsbelüftung . . . . .	46

# Nomenklatur

## Akronym

EPK	: Einzelpersonenkabine
VSM	: Volumenstrommessgerät
TM	: thermisches Manikin
DLR	: Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt
MB	: Mischbelüftung
NIB	: Niedrigimpulsbelüftung

## Symbol

$Re$	: Reynoldszahl [-]
$Gr$	: Grashofzahl [-]
$Nu$	: Nusseltzahl [-]
$Pr$	: Prandtlzahl [-]
$Ec$	: Eckertzahl [-]
$L$	: charakteristische Länge [m]
$V$	: Volumen [ $m^3$ ]
$A$	: Fläche [ $m^2$ ]
$U$	: Strömungsgeschwindigkeit [ $m/s$ ]
$\dot{V}$	: Volumenstrom [ $L/min$ ]
$\eta$	: dynamische Viskosität [ $kg/m \cdot s$ ]
$\rho$	: Dichte [ $kg/m^3$ ]
$g$	: Erdbeschleunigung $\approx 9.81$ [ $m/s^2$ ]
$\Delta T$	: Temperaturdifferenz [ $^{\circ}C, K$ ]
$T_{sys}$	: Systemtemperatur [ $^{\circ}C, K$ ]
$T_O$	: Oberflächentemperatur [ $^{\circ}C, K$ ]
$T_L$	: Lufttemperatur [ $^{\circ}C, K$ ]
$T_{in}$	: Einströmtemperatur [ $^{\circ}C, K$ ]
$T_{GS}$	: Grenzschichttemperatur [ $^{\circ}C, K$ ]
$T_Z$	: Zonentemperatur [ $^{\circ}C, K$ ]
$\theta$	: Äquivalenttemperatur [ $^{\circ}C, K$ ]
$\sigma_Z$	: Standardabweichung der Zonentemperatur [ $^{\circ}C$ ]
$\dot{q}$	: Wärmestromdichte [ $W/m^2$ ]
$\lambda$	: Wärmeleitfähigkeit [ $W/m \cdot K$ ]
$\alpha$	: Wärmeübergangskoeffizient [ $W/m^2 \cdot K$ ]
$\gamma$	: thermischer Wärmeausdehnungskoeffizient [ $1/K$ ]
$c_P$	: spezifische Wärmekapazität [ $J/kg \cdot K$ ]

# 1. Einleitung und Motivation

Die Automobilbranche befindet sich momentan in einem tiefgreifenden Wandel, getrieben durch die Wende zur Elektromobilität und autonomen Fahren. Insbesondere die zunehmende Verbreitung von Elektrofahrzeugen sowie die rasanten Entwicklungen im Bereich des autonomen Fahrens haben weitreichende Auswirkungen auf die gesamte Fahrzeugtechnologie und -gestaltung. Elektrofahrzeuge bieten nicht nur Vorteile im Hinblick auf die Reduktion von CO<sub>2</sub>-Emissionen, sondern ermöglichen auch eine völlig neue Architektur des Fahrzeugs [1]. Der Übergang zur Elektromobilität und zum autonomen Fahren geht daher Hand in Hand mit einer Neugestaltung der Innenräume von Fahrzeugen einher, die eine bedeutende Verbesserung des Komforts, der Funktionalität und der Benutzererfahrung verspricht.

Besonders das autonome Fahren eröffnet neue Möglichkeiten für die Gestaltung des Fahrzeuginnenraums. Der größte Unterschied zu herkömmlichen Fahrzeugen liegt darin, dass der Fahrer nicht mehr für das Fahren verantwortlich ist. Dies führt zu einer Veränderung der klassischen Fahrzeugaufteilung. Während in konventionellen Fahrzeugen der Fokus auf der Ergonomie des Fahrers liegt, können in autonomen Fahrzeugen die Passagiere ihren Raum individueller gestalten. Beispielsweise kann die Anordnung der Sitze nicht mehr starr sein, sondern flexibel gestaltet werden [1, 2], um unterschiedliche Aktivitäten wie Arbeiten, Entspannen oder soziale Interaktionen zu ermöglichen. Die Veränderung der Fahrzeugarchitektur führt dazu, dass der Innenraum nicht nur als Transportmittel, sondern als multifunktionaler Raum genutzt werden kann, der an die Bedürfnisse der Passagiere angepasst ist [3].

Durch diese neuen Gestaltungsmöglichkeiten entstehen jedoch ebenso neue Anforderungen an den Komfort, die Ergonomie und das gesamte Raumkonzept. Besonders hervorzuheben ist dabei der thermische Komfort, der einen großen Anteil am Wohlempfinden der Passagiere im Fahrzeug hat [4]. In einem Fahrzeug, in dem die Passagiere möglicherweise ihre Sitze in verschiedene Richtungen drehen können, muss die Belüftung so angepasst werden, dass der thermische Komfort auch bei sich ändernden Bedingungen als angenehm wahrgenommen wird. Weiterhin ist eine lokale bedarfsgerechte Belüftung wünschenswert, um die individuellen Empfinden der Passagiere zu berücksichtigen. Dies stellt eine besondere Herausforderung dar, da das aktuell weitverbreitetste Konzept der Mischbelüftung mit Luftauslass im Armaturenbrett in Fahrzeugen auf festen Sitzpositionen und einer starren Innenraumaufteilung basiert. Zusätzlich ist zu erwarten, dass das Armaturenbrett keinen Platz mehr für die Belüftungsanlage bietet oder ganz wegfällt, um mehr Freiraum im Fahrzeug zu erhalten [5]. Darüber hinaus ist die Energieeffizienz solcher Belüftungskonzepte von

zentraler Bedeutung, da der Energieverbrauch direkten Einfluss auf die Reichweite von E-Autos hat. Die Notwendigkeit der Entwicklung von Belüftungskonzepten, die diese Flexibilität im Raum bei gleichbleibend oder gesteigertem thermischen Komfort bei verbesserter Energieeffizienz berücksichtigen, ist daher von zentraler Bedeutung.

In der vorliegenden Arbeit wird das derzeit dominierende Belüftungskonzept der Mischbelüftung mit Luftaustritt am Armaturenbrett sowie ein neuartiges Konzept der deckenseitigen Niedrigimpulsbelüftung mit Luftvorhang betrachtet und hinsichtlich des Skalenverhaltens von Wärmetransport und thermischen Komforts analysiert. Hierfür wird ein Skalenmodell auf Basis von dimensionslosen Kennzahlen verwendet.

Die Motivation zur Untersuchung des Skalenverhaltens der beiden Belüftungskonzepte liegt in der Beschreibung des Systems mit einem reduzierten Parametersatz. Dies vermeidet aufwendige Messungen oder numerische Simulationen bei einzelnen Parametervariationen. Auf Basis des Skalenmodells können kosten- und zeiteffizient Vorhersagen für einen weiten Parameterraum realisiert werden. Ein solches Modell ermöglicht es, das Verhalten von komplexen Belüftungskonzepten auf Basis von grundlegenden Prinzipien zu beschreiben und so Vorhersagen über das Verhalten unter verschiedenen Bedingungen zu treffen. Wenn das System über einen weiten Parameterbereich skaliert, können ähnliche Systeme oder Parametervariationen über das Skalenverhalten analysiert werden [6]. Somit stellt die Nutzung des Skalenverhaltens eine effiziente Möglichkeit dar, die Belüftungskonzepte auf neue Anforderungen oder geänderte Bedingungen anzupassen [7].

Es lässt sich die folgende Forschungsfrage ableiten, die in der vorliegenden Arbeit im Vordergrund steht: Lassen sich die Belüftungskonzepte mit Hilfe eines Skalenmodells auf Basis von dimensionslosen Kennzahlen hinreichend genau charakterisieren, um zuverlässige Vorhersagen zum Wärmetransport und zum thermischen Komfort treffen zu können? Diese Frage bildet den Kern der Untersuchung und zielt darauf ab, die Praktikabilität und die Anwendbarkeit von Skalenmodellen auf die beiden Belüftungskonzepte zu überprüfen.

Dabei ist die vorliegende Arbeit in die folgenden Kapitel gegliedert: Stand der Technik, Methodik, Ergebnisse, Diskussion und Fazit und Ausblick.

## 2. Stand der Technik

Die Erforschung des menschlichen Metabolismus hat eine lange Geschichte und bildet die Grundlage für das Verständnis des thermischen Komforts. Erst mit der Entwicklung der modernen Physiologie entstanden die ersten wissenschaftlich fundierten Untersuchungen zum Metabolismus des Menschen. Erste Grundlagen legten Messungen des Stoffwechsels durch Wiegeexperimente von Santorio Santorio (1561-1636). Darauf folgten im 18. Jahrhundert Lavoisier und Laplace mit Untersuchungen der Wärmeproduktion bei Tieren. Die erste wichtige Veröffentlichung zum Thema menschlichen Metabolismus ist die Arbeit von Claude Bernard (1813-1878). Darin beschreibt er den menschlichen Körper als eine Wärmekraftmaschine, die durch Verbrennung der aufgenommenen Nahrung Energie erzeugt. Zusätzlich wird überschüssige Wärme an die Umgebung abgegeben [8]. Der Metabolismus des Menschen versucht die Körperkerntemperatur auf möglichst konstante  $36,5^{\circ}\text{C}$  zu regeln. Wenn es durch äußere oder innere Einflüsse, etwa durch Arbeit, Sport oder die Umgebungstemperatur, zu einer Schwankung der Körperkerntemperatur kommt, regelt der Körper gegen, um diese konstant zu halten [9]. Die Regelung erfolgt unter anderem durch Schwitzen, verschieden starke Durchblutung und Muskelkontraktion. Die Leistung, die der menschliche Körper zur Regelung der Körperkerntemperatur aufbringen muss, bestimmt den thermischen Komfort. Muss der Körper eine hohe Leistung aufbringen, so wird dies als unangenehm empfunden. Nicht nur Umwelteinflüsse, wie die Umgebungstemperatur, Luftfeuchtigkeit, Strahlungstemperatur und Luftgeschwindigkeit [10, S. 930], sondern auch die Stoffwechselrate, der Aktivitätsgrad und die Isolierung der Kleidung bestimmen den thermischen Komfort [11, S. 429]. Ebenso psychische Parameter wie Stress, beeinflussen diesen [12]. Um trotz der verschiedenen objektiven und subjektiven Parametern und der damit einhergehenden Schwierigkeit, den thermischen Komfort bei verschiedenen Menschen allgemein zu bewerten, werden verschiedene Normen und Standards verwendet.

Auf Basis der Studien von Adolph Pharo Gagge (1908-1993) zum thermischen Komfort beruhen die ersten Standards zum Arbeitsschutz in den 1960er-Jahren [11, 13, 14]. Diese wurden zur Gewährleistung der Sicherheit und Gesundheit der Arbeiter verwendet. Weiterhin hat Povl Ole Fanger (1934-2006) maßgebliche Arbeiten in diesem Bereich veröffentlicht, die noch heute Anwendung finden. Er entwickelte unter anderem das Modell „Predicted Mean Vote“ (PMV), das den thermischen Komfort allgemein bewertet [15, 16]. Dabei werden allerdings nur stationäre Zustände betrachtet. Das Modell wurde durch Studien entwickelt, in denen der thermische Komfort über die Hauttemperatur berechnet wird. Dieses Modell umfasst alle oben genann-

ten objektiven Parameter, die den thermischen Komfort beeinflussen. Die Bewertung des thermischen Komforts findet mit Hilfe einer Sieben-Punkte-Skala von kalt (-3) bis warm (+3) statt, wobei 0 einen neutralen Zustand kennzeichnet.

Ein vergleichbarer Ansatz, über eine Punkte-Skala den thermischen Komfort zu bewerten, findet auch heute noch in verschiedenen Normen Anwendung. Das PMV wurde, um den Prozentsatz der Personen, die bei den herrschenden Bedingungen unzufrieden waren, um die Kategorie „Predicted Percentage of Unsatisfied“ (PPD) erweitert [17]. Dieses umfassendere Modell von PMV und PPD ist auch heute noch in wichtigen Normen und Standards zur Gebäudeklimatisierung zu finden, wie beispielsweise ANSI/ASHRAE-Standard 55 [18] und DIN EN ISO 7730 [19].

Historisch bedingt sind die meisten Normen und Regelungen zum thermischen Komfort für den Gebäudebereich und hier speziell für den Bereich Arbeitsschutz zu finden. In einer Fahrzeugkabine jedoch sind in der Regel andere Randbedingungen gegeben. Hinzu kommt noch, dass in Fahrzeugen der thermische Komfort anders wahrgenommen wird als in Gebäuden [20]. Daher erscheinen in den letzten Jahrzehnten immer wieder Normen speziell für Personenkabine. Für den Anwendungsbereich der Fahrzeugkabine findet häufig die Norm DIN EN ISO 14505 [21] Anwendung, die speziell auf den thermischen Komfort in einer Fahrzeugkabine entwickelt wurde. Auch diese Norm beruht auf der Arbeit von Fanger und seinen Modellen. Neben dieser Norm gibt es noch viele weitere Normen zum thermischen Komfort in Fahrzeugkabinen wie DIN EN ISO 7730 [19] sowie Zügen wie DIN EN 14750 [22] und ISO 19659 [23].

Aufgrund der momentanen Entwicklung der vollelektrischen Fortbewegung und dem autonomen Fahren bedarf es der Entwicklung neuer Belüftungskonzepte, um einen angenehmen thermischen Komfort zu gewährleisten. In Zukunft könnten Fahrzeugkabinen von Grund auf anders aussehen und keinen Platz mehr für die Zuluft im Armaturenbrett bieten. Deshalb ist es wichtig, eine allgemeingültige Bewertung des thermischen Komforts über die Normen für verschiedene Belüftungskonzepte zu erhalten.

Nach diesem kurzen historischen Einblick zur Forschungsgeschichte des thermischen Komforts ist das folgende Kapitel zum Stand der Technik wie folgt gegliedert. Der Abschnitt 2.1 thematisiert als erstes eine Beschreibung der Wärmetransportmechanismen in einer Fahrzeugkabine. Anschließend werden die verwendete Norm und Definition zur Bewertung des thermischen Komforts eingeführt und im Kontext aktueller Forschung diskutiert. In dem darauffolgenden Abschnitt wird eine neue Methode zur Charakterisierung des Einflusses von konvektivem Wärmetransport auf den thermischen Komfort auf Basis von dimensionslosen Kennzahlen beschrieben. Zum Abschluss dieses Kapitels werden die beiden hier untersuchten Belüftungskonzepte der Misch- und Niedrigimpulsbelüftung erläutert.

## 2.1. System Fahrzeugkabine

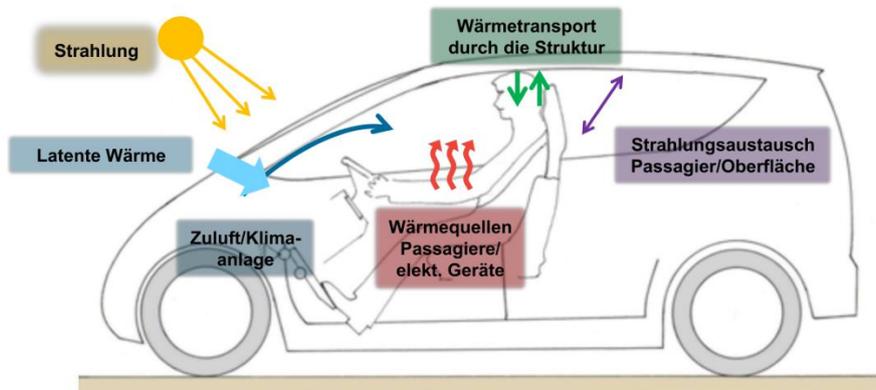


Abbildung 2.1.: *Verschiedene, sich gegenseitig beeinflussende Wärmeströme in einer Fahrzeugkabine [24, S. 5]*

Das Klima in der Fahrzeugkabine wird, wie in Abbildung 2.1 zu sehen, durch eine Vielzahl von Wärmeströmen determiniert. Zum einen liegt die Wärmestrahlung der Sonne (gelb) vor. Diese erwärmt innerhalb der Kabine die Oberflächen und den Passagier. Zum anderen liegen konvektive Strömungen vor. Die konvektiven Strömungen werden hierbei in thermische und erzwungene Konvektion differenziert. Die thermische Konvektion (rot) ist das Resultat von Wärmequellen wie Passagieren oder elektrischen Geräten, aber auch von aufgeheizten Oberflächen. Diese Auftriebskräfte sind von der Temperaturdifferenz zwischen den Quellen und der Umgebung abhängig. Die erzwungene Konvektion (dunkelblau) ist eine strömungsmechanische Transportgröße, die aufgrund eines Druckgradienten entsteht. Dies kann z.B. eine verstellbare Klimatisierung in der Kabine sein. Auch der Wärmetransport durch Strukturen (grün) und der Strahlungsaustausch zwischen Passagier und Oberfläche (lila) sind weitere wichtige Faktoren. All diese Wärmetransportmechanismen überlagern sich und wechselwirken miteinander, wodurch eine Beschreibung dieses Systems nicht durch ein einfaches Modell möglich ist. Diese verschiedenen Wärmeströme „führen zu einem lokalen Klima, das örtlich und zeitlich erheblich schwanken kann“ [21, Teil 1, S. 5] und für asymmetrische Bedingungen im Innenraum sorgt.

## 2.2. Thermischer Komfort nach DIN EN ISO 14505

Neben den soeben beschriebenen objektiven Einflussfaktoren tragen subjektive Einflussfaktoren einen weiteren Anteil am thermischen Wohlempfinden. Ein wesentlicher subjektiver Faktor ist die unterschiedliche Wahrnehmung von thermischen Umgebungsbedingungen. Durch Studien [25] konnte bestätigt werden, dass Frauen bei

gleichen Bedingungen den thermischen Komfort als unangenehmer empfinden als Männer. Darüber hinaus hat das Alter Einfluss auf die Wahrnehmung und Bewertung [26]. Zudem lassen sich bei unterschiedliche Ethnien verschiedene Bewertung des thermischen Komforts beobachten [27]. Ebenfalls hat die Kleidung einen großen Einfluss auf den thermischen Komfort. Die Kleidung sorgt dafür, dass die abgegebene Wärme des Körpers nicht direkt an die Umgebung abgegeben wird. Trotzdem kommt es auch zu einem Wärmeaustausch zwischen Umgebung und Körper mit Wechselwirkung durch die Kleidung. Dabei spielen das Material, die Dicke und die Farbe des Kleidungsstücks eine wichtige Rolle [19]. Der Kopf ist beim Einflussfaktor Kleidung besonders zu betrachten, da der Mensch dort typischerweise kein Kleidungsstück trägt und somit eine direkte Wechselwirkung zwischen Kopf und Umgebung stattfindet [21, Teil 2, S. 18]. Aufgrund dessen hat dieser einen großen Einfluss auf den thermischen Komfort. Daraus folgt, dass bei Unwohlempfinden des Kopfes allein, der thermische Komfort mit hoher Wahrscheinlichkeit als unangenehm bewertet wird.

All diese genannten Einflussgrößen haben direkten Einfluss auf den thermischen Komfort eines Menschen, da der Mensch gegenregeln muss, um seine Körperkerntemperatur konstant zu halten. Es ist anzumerken, dass die Körperkerntemperatur auch von der Normaltemperatur abweichen kann. Das kann bei Überhitzung zu Hitze-Kollaps, Organschäden oder sogar dem Tod führen. Bei Unterkühlung sind mögliche Folgen Organversagen, Koma oder in Extremfällen der Tod.

Die Norm, die in den letzten Jahrzehnten insbesondere in Europa häufig Anwendung findet, ist die Norm DIN EN ISO 14505. Wie bereits beschrieben, beruht diese Norm auf den Arbeiten von Fanger, in denen ein stationärer Zustand herrscht. Da in der Fahrzeugkabine jedoch die Belüftungsanlage einen Volumenstrom erzeugt, kann nicht von einem stationärem Zustand ausgegangen werden. Aber auch die thermische Konvektion sorgt für Instabilität. Die Norm beruht auf dem Prinzip des Klimasummenmaßes der sogenannten Äquivalenttemperatur. Diese fiktive Gleichgewichtstemperatur fasst die verschiedenen Konvektionsströmungen und Wärmestrahlungen zu einem Komfortmaß zusammen und ist in DIN EN ISO 14505 folgendermaßen definiert: „Die Äquivalenttemperatur ist die Temperatur eines homogenen Raumes mit einer mittleren Strahlungstemperatur gleich der Lufttemperatur und einer Luftgeschwindigkeit von null, in dem der Wärmeverlust einer Person durch Konvektion und Strahlung dem Wärmeverlust unter den tatsächlich beurteilten Bedingungen entspricht“ [21, Teil 1, S. 6].

Zur Veranschaulichung der Definition dient die Abbildung 2.2. Diese zeigt im linken Bild das System mit verschiedenen Überlagerungen durch Wärmestrahlung der Sonne (gelb), thermische Konvektion durch den Passagier und elektronische Geräte (rot) sowie erzwungene Konvektion durch die Belüftungsanlage (blau) bei einer Luftgeschwindigkeit  $U > 0 \text{ m/s}$ . Im rechten Bild sind alle Komponenten des linken Bil-

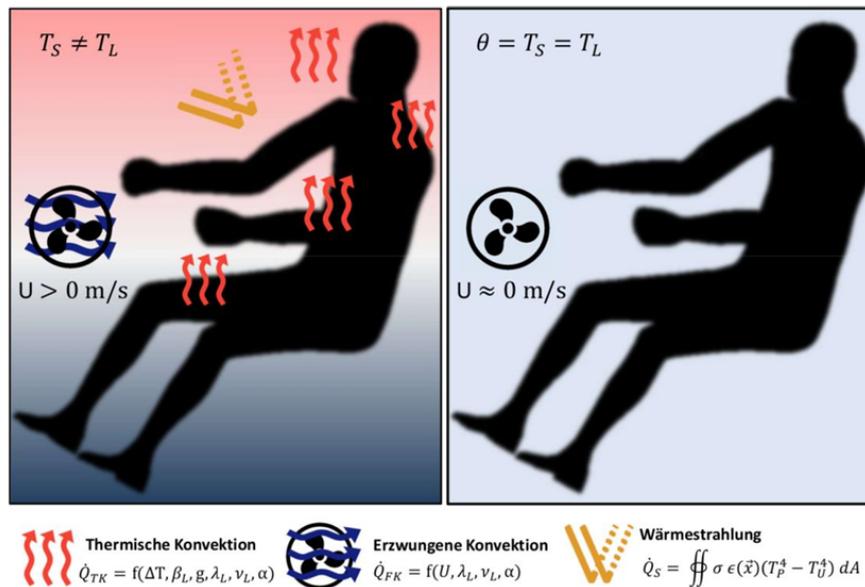


Abbildung 2.2.: Verschiedene Wärmeströme in einem System mit erzwungener Konvektion mit  $U > 0$  (links) und homogenem Zustand mit  $U = 0$  (rechts) als Äquivalenttemperatur [28, S. 6]

des zur Äquivalenttemperatur als Gleichgewichtstemperatur zusammengefasst. Diese entspricht einer homogenen Temperatur in der die Strahlungstemperatur  $T_S$  gleich der Lufttemperatur  $T_L$  bei einer Luftgeschwindigkeit  $U \approx 0 \text{ m/s}$  ist. Der Wärmestrom für jedes Körperteil ergibt sich aus

$$\dot{q}_P^i = \dot{q}_{P,K}^i + \dot{q}_{P,S}^i + \dot{q}_{P,PT}^i, \quad (2.1)$$

mit den Wärmeströmen durch Konvektion  $\dot{q}_{P,K}^i$ , Strahlung  $\dot{q}_{P,S}^i$  und latente Wärme  $\dot{q}_{P,PT}^i$ . Der Vollständigkeit halber ist hier auch der Wärmestrom durch Phasentransition berücksichtigt. Da dieser in der hier vorliegenden Arbeit jedoch nicht untersucht wird, wird der Wärmestrom durch Phasentransition im Folgenden nicht berücksichtigt.

Zusätzlich haben der Bekleidungs- und der Aktivitätsgrad einen Einfluss auf den Wärmestrom [29] und somit auf den thermischen Komfort. Beispielsweise liegt die Wärmeleistung im Sitzen, also einem leichten Aktivitätsgrad, bei einer Umgebungstemperatur von  $T_L = 22^\circ\text{C}$  bei einer Luftgeschwindigkeit von  $U = 0,06 \text{ m/s}$  und einem Bekleidungsgrad von  $I_{cl} = 0,96 \text{ clo}$  bei ca.  $\dot{Q} = 120 \text{ W}$ . Die Anteile liegen für Konvektion bei 44%, für Strahlung bei 20% und latenter Wärme bei 36% [29].

Die Norm DIN EN ISO 14505 ist in drei Teile aufgeteilt. Der erste Teil DIN EN ISO 14505-1 [21, Teil 1] beschreibt Richtlinien für die Bewertung der thermischen Beanspruchung in Fahrzeugen. Außerdem werden Einschränkungen und Anpassungen gemacht, die in Bezug auf das ursprüngliche Modell von Fanger gemacht werden müssen, damit die Norm Anwendung in einer Fahrzeugkabine finden kann. Im zwei-

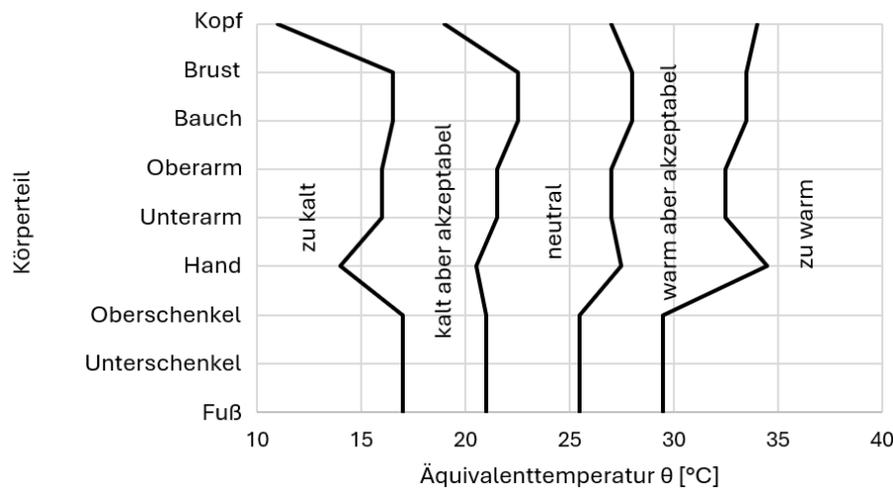


Abbildung 2.3.: *Thermischer Komfort als Funktion der Äquivalenttemperatur für jede Körperregion nach DIN EN ISO 14505 für das Klimaszenario Sommer nachgebildet nach [30]*

ten Teil DIN EN ISO 14505-2 [21, Teil 2] wird die Äquivalenttemperatur definiert sowie Anweisungen zur Berechnungen festgelegt. Die Berechnung der Äquivalenttemperatur erfolgt mit

$$\theta = T_P - \left( \frac{\alpha_{P,K}(T_P - T) + \varepsilon_P \sigma_S (T_P^4 - T^4) + \dot{m}_P H_D}{\alpha_P} \right) \quad (2.2)$$

mit der Oberflächentemperatur am Passagier  $T_P$ , dem Wärmeaustausch durch Konvektion im ersten Term der Klammer, dem Wärmeaustausch durch Strahlung im zweiten Term, der Wärmestrom durch Phasentransition im dritten Term und  $\alpha_P$  für den Wärmeübergangskoeffizient an der Oberfläche des Passagiers [21, Teil 2, S. 7]. Hingegen beschreibt der dritte Teil DIN EN ISO 14505-3 [21, Teil 3] Richtlinien von Probandentests für die Bewertung des thermischen Komforts.

In der Norm sind zwei grundlegende Klimaszenarien definiert, ein Szenario für den Sommer und ein Winterszenario. Dabei fokussiert sich diese Arbeit auf den thermischen Komfort auf Basis der Definitionen für das Sommerszenario.

Die Abbildung 2.3 zeigt für verschiedene Körperregionen den thermischen Komfort abhängig von der Äquivalenttemperatur für das Sommerszenario. Wie soeben erläutert, haben Faktoren, wie die Bekleidung der Passagiere, großen Einfluss auf den thermischen Komfort, was beispielsweise am Kopf deutlich wird. Dort ist eine niedrige Äquivalenttemperatur nötig, damit der thermische Komfort als neutral bewertet wird. Jedoch ist, verglichen mit der Brust, auch eine niedrigere Äquivalenttemperatur nötig, um den thermischen Komfort auf warm aber akzeptabel zu ändern.

## 2.3. Physikalische Systembeschreibung und Dimensionsanalyse

Die Strömung in einer Fahrzeugkabine ist durch die erzwungene und thermische Konvektion determiniert. Sind beide Strömungszustände von der gleichen Größenordnung wird von einer Mischkonvektion gesprochen. Diese wird durch die Kontinuitätsgleichung 2.3 [31, S. 208], Bewegungsgleichung (Navier-Stokes-Gleichung) 2.4 [31, S. 220] und Wärmetransportgleichung 2.5 beschrieben.

Die Unterscheidung von kompressiblen und inkompressiblen Fluiden sind für diese Gleichungen essenziell. Ein kompressibles Fluid ist eine Flüssigkeit oder ein Gas, dessen Volumen sich unter Einfluss von Druck und Temperaturänderungen signifikant verändert. Zu den kompressiblen Fluiden zählen hauptsächlich Gase. Dagegen verändern inkompressible Fluide ihr Volumen abhängig vom Druck kaum. Zu den inkompressiblen Fluiden zählen Wasser oder Öl [32, 33]. Ein Fluid, dem beide Unterscheidungen untergeordnet werden können, ist die für die Zuströmung verwendete Luft. Luft kann bis zu einer Schallgeschwindigkeit von Mach 0,3 als inkompressibel angenommen werden. Bei Geschwindigkeiten größer Mach 0,3 ist Luft als kompressibles Fluid zu betrachten [34]. Dabei entspricht Mach 1 der Schallgeschwindigkeit. Mach 0,3 ist dann 30% der Schallgeschwindigkeit also  $v = 370 \text{ km/h} = 103 \text{ m/s}$ . Die Strömungsgeschwindigkeiten, die in dieser Arbeit untersucht werden, sind weit unter der Grenzgeschwindigkeit. Somit kann Luft in dieser Arbeit als inkompressibles Fluid angenommen werden.

### Kontinuitätsgleichung

Die Kontinuitätsgleichung

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = -\rho \nabla u \quad (2.3)$$

ist in der Strömungsmechanik eine grundlegende Gleichung, die den Massenerhalt in einem System beschreibt. Innerhalb eines abgeschlossenen Systems bleibt die Masse des Fluids konstant [35]. Unter der Annahme eines inkompressiblen Fluids ist die Dichte  $\rho$  konstant. Deshalb gilt  $\partial \rho / \partial t = 0$ . Somit lässt sich die Kontinuitätsgleichung zu  $\nabla u = 0$  vereinfachen mit der Divergenz des Geschwindigkeitsfeldes  $\nabla u$ .

### Navier-Stokes-Gleichung

Die Navier-Stokes-Gleichung (NSG) ist eine grundlegende Gleichung in der Strömungsmechanik, die den Erhaltungssatz der Impulsdichte für ein Kontinuum beschreibt

[36]. Sie wurde nach den Mathematikern Claude-Louis Navier und George Gabriel Stokes benannt und entspricht dem zweiten Newtonschen Gesetz (Aktionsgesetz) in der Strömungsdynamik. Die NSG ist in vielen Bereichen der Physik und Technik von großer Bedeutung, da sie das Verhalten von Strömungen in verschiedenen Anwendungsgebieten beschreibt. Trotz ihrer weitreichenden Anwendungsmöglichkeiten bleibt die Lösung eine Herausforderung. In vielen Fällen müssen numerische Methoden und Supercomputer eingesetzt werden, um realistische und präzise Ergebnisse zu erzielen. Hierbei unterscheidet sich die Lösung der NSG zwischen kompressiblen und inkompressiblen Fluiden.

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \nabla u = -\frac{1}{\rho} \nabla P + \frac{\eta}{\rho} \nabla^2 u + F_A \quad (2.4)$$

Die hier verwendete Gleichung 2.4 ist die vereinfachte Form der NSG für inkompressible Fluide [37]. Dabei steht  $u$  für die Geschwindigkeit des Fluids,  $t$  für die Zeit,  $\rho$  die Dichte der Luft,  $P$  den Druck,  $\eta$  die dynamische Viskosität und der Auftriebsterm in linearisierter Form als  $F_A = \beta g \delta T e_z$  mit  $e_z$  als Einheitsvektor in Auftriebsrichtung [24, S. 13]. Der Term  $\partial u / \partial t$  aus Gleichung 2.4 beschreibt die Änderung der Geschwindigkeit mit der Zeit [24, S. 13].

Die Gleichung wird als Herleitung der verschiedenen dimensionslosen Kennzeichen verwendet. „Mathematisch erhält man den vollständigen Satz aller bei einem Problem wirksamen Strömungsparameter, indem man die Bewegungsgleichungen aus ihrer dimensionsbehafteten Schreibweise durch Einführung der dem Problem angemessenen Eigenmaßstäbe transformiert und damit dimensionslos macht“ [38, S. 5].

## Wärmetransportgleichung

Die Wärmetransportgleichung oder auch Wärmeleitungsgleichung

$$\rho c_P (u \nabla T) - \lambda \nabla^2 T - \beta T u \nabla P = \nabla \dot{q} \quad (2.5)$$

ist eine fundamentale partielle Differentialgleichung, die den Transport von Wärmeenergie in einem Medium beschreibt. Sie ist in der Strömungsmechanik entscheidend, um die Temperaturverteilung und den Wärmetransport in strömenden Fluiden zu beschreiben. Die hier verwendete spezielle Form der Wärmetransportgleichung berücksichtigt zusätzlich zur allgemeinen Form den Wärmetransport durch Strömung, die Wärmeleitung des Fluids und die thermische Arbeit im System.

## Buckingham Pi-Theorem

Zur Beschreibung von komplexen Systemen in der Strömungsmechanik und Thermodynamik werden häufig dimensionslose Kennzahlen zur Hilfe genommen. Der folgende Abschnitt beschreibt die Herleitung dieser Kennzahlen. Zur Ermittlung der Anzahl der Kennzahlen wird das Buckingham II-Theorem verwendet.

$$p = n - k \quad (2.6)$$

Die benötigte Anzahl an dimensionslosen Kennzahlen  $p$  wird aus der Subtraktion aus den im System vorhandenen physikalischen Einflussgrößen  $n$  und den zur Beschreibung der Einflussgrößen notwendigen Grundeinheiten  $k$  berechnet [39]. Die Grundeinheiten sind Länge, Zeit, Masse, Temperatur, elektrische Stromstärke, Lichtstärke und Stoffmenge. Aus diesen kann jede physikalische Einflussgröße abgeleitet werden. In den physikalischen Grundgleichungen finden sich alle - im System herrschenden - physikalischen Einflussgrößen wieder. Dabei entspricht  $\gamma = 1/T$  dem thermischen Wärmeausdehnungskoeffizient. Folglich kann die Anzahl der notwendigen dimensionslosen Kennzahlen durch die Gleichung 2.6 berechnet werden. Die Auswahl der Kennzahlen erfolgt für das hier untersuchte System über die Dimensionsmatrix 2.1 und folgend über die Dimensionsanalyse.

Tabelle 2.1.: Dimensionsmatrix mit charakteristischen Größen nach [24, S. 18]

	$g$	$U$	$L$	$\rho$	$\eta$	$T$	$\gamma$	$\lambda$	$c_P$
m	1	1	1	-3	-1	0	0	0	2
s	-2	-1	0	0	-1	0	0	-3	-2
kg	0	0	0	1	1	0	0	1	0
K	0	0	0	0	0	1	-1	-1	-1

Somit ergeben sich aus den  $n = 9$  physikalischen Einflussgrößen und  $k = 4$  Grundeinheiten  $p = 9 - 4 = 5$  dimensionslose Kennzahlen. Um diese Kennzahlen zu erhalten, muss ein lineares Gleichungssystem aufgestellt werden.

$$\Pi_i = g^{a_1} U^{a_2} L^{a_3} \rho^{a_4} \eta^{a_5} T^{a_6} \gamma^{a_7} \lambda^{a_8} c_P^{a_9} \quad (2.7)$$

In der Formel 2.7 sind alle physikalischen Einflussgrößen mit Exponenten aufgeführt. Um eine Kennzahl in dimensionsloser Form zu erhalten, muss die Multiplikation der Einheiten Null ergeben. Beispielsweise wird die in dieser Arbeit verwendeten Reynoldszahl über folgende Dimensionsanalyse ermittelt:

$$\Pi = \rho^a U^b L^c \eta^d$$
$$[1] = \left[ \frac{kg}{m^3} \right]^a \left[ \frac{m}{s} \right]^b [m]^c \left[ \frac{kg}{m \cdot s} \right]^d.$$

Nun können die Parameter über ein lineares Gleichungssystem für jede Grundeinheit bestimmt werden. Dieses sieht wie folgt aus

$$\begin{cases} a + d = 0 \\ -3a + b + c - d = 0 \\ -b - d = 0. \end{cases}$$

Das Ergebnis des unterbestimmten Gleichungssystems ist  $a = b = c = -d$ . Die positiven Parameter stehen im Zähler, die negativen im Nenner. Somit ergibt sich die dimensionslose Kennzahl (Reynoldszahl)  $Re = \rho U L / \eta$ .

Über dieses Verfahren können die dimensionslosen Kennzahlen ermittelt werden. Diese sind für dieses System die Reynolds-, Grashof-, Nusselt-, Prandtl- und Eckertzahl.

## 2.4. Dimensionslose Kennzahlen und Modellbeschreibung

Dimensionslose Kennzahlen dienen der Analyse, Vergleichbarkeit und Skalierung ähnlicher Systeme [40]. Die verschiedenen Kennzahlen geben ein Verhältnis an, wie bereits am Beispiel der Machzahl erläutert. Diese gibt beispielsweise das Verhältnis der Strömungsgeschwindigkeit zur Schallgeschwindigkeit an. Die Systeme lassen sich unabhängig der Einheiten miteinander vergleichen und verhalten sich bei gleicher Kennzahl ähnlich, auch wenn sie unterschiedliche Größen haben [40]. Somit lassen sich Systeme skalieren. Ein weitverbreitetes Anwendungsbeispiel ist die Skalierung von kleinen Modellflugzeugen im Windkanal, die skalierten Realbedingungen ausgesetzt werden. Die Kennzahlen bleiben bei dem skalierten Modell zum echten Flugzeug gleich. Die Bestimmung der dimensionslosen Kennzahlen erfolgt über die Dimensionsanalyse. Die Gleichungen sind gebündelt im Paper [24, S. 17] niedergeschrieben.

### Reynoldszahl

Die Reynoldszahl ist nach dem Physiker Osborne Reynolds (1842-1912) benannt, der unter anderem das Transitionsverhalten von laminarer zu turbulenter Strömung untersucht hat und gibt das Verhältnis von Trägheits- zu Zähigkeitskräften in einer

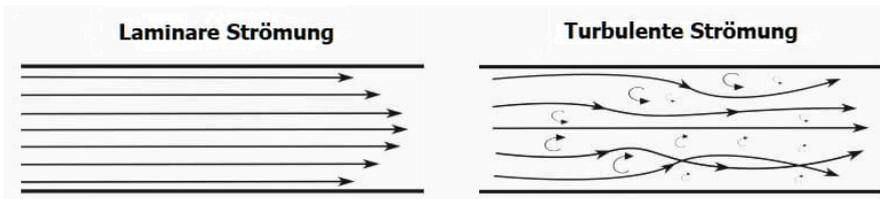


Abbildung 2.4.: Laminare und turbulente Strömung in einem Rohr nach [41]

Flüssigkeit oder Gas an.

Die laminare Strömung lässt sich als Schichtenströmung beschreiben und ist durch die Bewegung der Flüssigkeitsteilchen in geordneten Schichten charakterisiert [38, S. 3]. Bei turbulenter Strömung überlagern sich zur Grundströmung noch Querbewegungen [38, S. 3]. Dadurch entstehen Verwirbelungen, die die Grundströmung beeinflussen. Somit ist der Strom des Fluids nicht gleichmäßig, sondern ungeordnet mit vielen kleinskaligen intermittenten Strömungsstrukturen. Abbildung 2.4 stellt die beiden Strömungsformen am Beispiel einer Kanalströmung dar. Wird die Strömung durch eine konstante Strömungsgeschwindigkeit erzeugt, kann am Rand des Rohrs eine kleinere Strömungsgeschwindigkeit als in der Mitte gemessen werden. Direkt am Rand ist die Geschwindigkeit gleich Null. Dies begründet sich durch die Haftreibung des Fluids mit der Wand. Bei der turbulenten Strömung kann dieses Phänomen nicht eindeutig identifiziert werden, da durch die gegenseitige Beeinflussung der Grundströmung und Querbewegungen an verschiedenen Punkten auch abhängig von der Zeit eine andere Geschwindigkeit gemessen werden kann.

Die  $Re$  ist wie folgt definiert

$$Re = \frac{\rho U L}{\eta}, \quad (2.8)$$

mit der Dichte des Fluids  $\rho$ , der charakteristischen Strömungsgeschwindigkeit des Fluids  $U$ , der charakteristischen Länge  $L$  und der dynamischen Viskosität  $\eta$ . Allgemein lässt sich festhalten, dass eine hohe Geschwindigkeit oder große Abmessung zu einer höheren Reynoldszahl führt und somit ist die Reynoldszahl auch ein Maß für den Turbulenzgrad.

## Grashofzahl

Die Grashofzahl gibt das Verhältnis von Auftriebskräften zu Zähigkeitskräften in einer Flüssigkeit oder Gas an. Die  $Gr$  ist definiert als

$$Gr = \frac{g \rho^2 L^3 \gamma \Delta T}{\eta^2}, \quad (2.9)$$

mit der Erdbeschleunigung  $g$ , dem thermischen Ausdehnungskoeffizienten  $\gamma$ , der charakteristischen Temperaturdifferenz  $\Delta T$ , der charakteristischen Länge  $L$ , der Dichte  $\rho$  und der dynamischen Viskosität  $\eta$ .

## Nusseltzahl

Die Nusseltzahl

$$Nu = \frac{\alpha L}{\lambda} \quad (2.10)$$

repräsentiert das Verhältnis aus konvektivem Wärmeübergang zur Wärmeleitung mit dem Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha$ , der charakteristischen Länge  $L$  und der Wärmeleitfähigkeit  $\lambda$  des Fluids.

## Prandtlzahl

Die Prandtlzahl

$$Pr = \frac{\eta c_p}{\lambda} \quad (2.11)$$

gibt das Verhältnis von Zähigkeit zu Temperaturleitfähigkeit an. Die Prandtlzahl wird für die Untersuchung des Skalenverhaltens in dieser Arbeit nicht weiter berücksichtigt, da sie über den hier untersuchten Messbereich annähernd konstant ist. Dies kann über den VDI-Wärmeatlas [42, S. 197] nachgewiesen werden. Bei isobaren Bedingungen für Standardatmosphärendruck und dem Temperaturbereich, der in dieser Arbeit von  $T = 14^\circ C$  bis  $T = 29^\circ C$  reicht, können die Zeilen für  $T = 10^\circ C, 20^\circ C, 30^\circ$  verwendet werden.

$\vartheta$ °C	$\rho$ kg/m <sup>3</sup>	$h$ kJ/kg	$s$ kJ/(kg K)	$c_p$ kJ/(kg K)	$c_v$ kJ/(kg K)	$\beta$ 10 <sup>-3</sup> /K	$w_s$ m/s	$\lambda$ mW/(m K)	$\eta$ 10 <sup>-6</sup> Pa s	$\nu$ 10 <sup>-7</sup> m <sup>2</sup> /s	$a$ 10 <sup>-7</sup> m <sup>2</sup> /s	$Pr$ –
10	1,231	-15,09	-0,0481	1,006	0,7174	3,543	337,5	25,12	17,72	144,0	202,9	0,7095
20	1,189	-5,029	-0,0132	1,006	0,7178	3,421	343,4	25,87	18,21	153,2	216,3	0,7081
30	1,149	5,036	0,0205	1,007	0,7183	3,307	349,2	26,62	18,69	162,6	230,1	0,7068

Abbildung 2.5.: Ausschnitt aus dem VDI-Atlas [42, S. 197]

In Abbildung 2.5 ist ein Ausschnitt der Tabelle für die Stoffdaten für Luft aufgeführt. Über den in dieser Arbeit verwendeten Temperaturbereich ist die Prandtlzahl annähernd konstant  $Pr \approx 0,71$  (siehe letzte Spalte).

## Eckertzahl

Die Eckertzahl

$$Ec = \frac{U_0^2}{\Delta T c_P} \quad (2.12)$$

gibt das Verhältnis von kinetischer Energie zur Enthalpiedifferenz an, wobei die Temperaturdifferenz  $\Delta T = T_w - T_\infty$  die Differenz von Wandtemperatur  $T_w$  und Fluidtemperatur  $T_\infty$  ist. Sie wird zur Bestimmung von Konvektion an Grenzflächen verwendet und beschreibt die Wärmeübertragung. Während der Messungen herrschen isotherme Bedingungen, weshalb die Temperaturdifferenz im Bereich  $\Delta T = 0,1^\circ\text{C}$  liegen wird. Somit wird der Nenner mit der spezifischen Wärmekapazität groß. Da zusätzlich die Geschwindigkeiten während der Messungen im Zähler gering bleiben und quadriert werden, ist die Eckertzahl vernachlässigbar klein. Folglich wird neben der Prandtlzahl auch die Eckertzahl in dieser Arbeit nicht weiter berücksichtigt.

## Modellbeschreibung

Die Modellierung auf Basis des Skalenverhaltens mit Hilfe von dimensionslosen Kennzahlen erlaubt es das System mit einem reduzierten Parametersatz zu beschreiben. Das bedeutet, dass mit Hilfe der dimensionslosen Kennzahlen das Skalenverhalten und somit Vorhersagen über das Verhalten eines Systems mit deutlich geringeren Parametervariationen sowie über einen weiten Parameterbereich getroffen werden können. Auch ein ähnliches System mit anderen Bedingungen kann mit Hilfe des Skalenverhaltens annähernd beschrieben werden [6]. Aus diesem Grund bietet das Skalenverhalten eine Vergleichbarkeit von Systemen unterschiedlicher Randbedingungen oder Größenverhältnissen bei vergleichbarer Geometrie [7]. Dies spart Zeit, da die Anzahl von Messungen reduziert oder auch Messungen z.B. an verkleinerten Modellen deutlich kostengünstiger durchgeführt werden können.

Das Skalenverhalten bei konvektiven Luftströmungen kann durch die dimensionslosen Kennzahlen  $Re$ ,  $Gr$  und  $Nu$  beschrieben werden. Die Auswahl fällt auf diese drei Kennzahlen, da die  $Nu$  den Wärmeübergang durch Konvektion / konvektiver Wärmetransport beschreibt. Dieser hängt sowohl von erzwungener Konvektion (Reynoldszahl) als auch von freier Konvektion (Grashofzahl) ab. Eine häufig gewählte Funktion zur Beschreibung des Skalenverhaltens bei konvektiven Strömungen ist

$$Nu = C \cdot Re^a \cdot Gr^b. \quad (2.13)$$

Die Exponenten  $a$  und  $b$  geben in dieser Form an, wie stark der Wärmeübergang durch Konvektion von der erzwungenen und der freien Konvektion abhängt. Somit

lassen sich drei verschiedene Strömungsregime identifizieren. Erstens eine rein erzwungene Konvektion mit  $b \approx 0$  ergibt  $Nu \propto Re^a$ , zweitens eine rein freie Konvektion mit  $a \approx 0$  ergibt  $Nu \propto Gr^b$  und drittens eine Mischkonvektion, in der beide Terme relevant sind. Es sei an dieser Stelle angemerkt, dass sich für andere Konfigurationen oder Parameterbereiche auch ein anderer funktionaler Zusammenhang für das Skalenverhalten ergeben kann.

## 2.5. Belüftungskonzepte

Diese Arbeit analysiert das Skalenverhalten von thermischen Komfort beim Belüftungskonzept der Mischbelüftung und der Niedrigimpulsbelüftung. Diese beiden Belüftungskonzepte haben verschiedene Merkmale sowie Vor- und Nachteile, die im Folgenden erläutert werden. Beide Konzepte finden in verschiedenen Bereichen - wie etwa der Gebäude-, Fahrzeug- und Zugklimatisierung - Anwendung. In dieser Arbeit wird speziell auf den Bereich der Fahrzeugklimatisierung eingegangen.

### Mischbelüftung

Das Konzept der Mischbelüftung zeichnet sich durch einen hohen Impuls der Luft aus dem Einlass aus [43]. Dadurch ergeben sich hohe Luftgeschwindigkeiten, was wiederum zu einer homogenen Temperaturverteilung und Luftqualität führt. Infolge dessen stellen sich nach einer gewissen Zeit die gleichen Bedingungen ein, was ein Vorteil dieses Belüftungskonzepts ist [43]. Gleichzeitig verhindert die hohe Luftgeschwindigkeit eine Temperaturschichtung. Ein wesentlicher Nachteil der Mischbelüftung ist der für eine Reihe von Konfigurationen höhere Energieverbrauch aufgrund des größeren Temperaturunterschieds, mit dem die Zuluft eingeströmt werden muss, damit der thermische Komfort als angenehm bewertet wird. Die hohe Luftgeschwindigkeit kann zudem bei Passagieren zu unangenehmen Zugscheinungen führen [44]. Auf der anderen Seite kann dieses Zugempfinden bei heißen Umgebungstemperaturen zu einem angenehmen Gefühl führen. Bei starren Geometrien, wie sie in einer Fahrzeugkabine vorhanden sind, in dem die Passagiere einen festen Platz haben, ist es außerdem ineffizient den ganzen Raum auf die eingestellten Bedingungen zu bringen.

Diese Arbeit fokussiert sich auf das Belüftungskonzept in einer Fahrzeugkabine. Die Mischbelüftung ist das dominierende Belüftungskonzept in der Fahrzeugkabine und in Abbildung 2.6 abgebildet. Typischerweise tritt die Luft aus dem Armaturenbrett aus und verlässt den Fahrzeuginnenraum über den Gepäckraum. Dabei vermischt sich die Luft über diesen Weg mit der Umgebungstemperatur in der Kabine und erzeugt nach einer gewissen Zeit das homogene Raumklima.

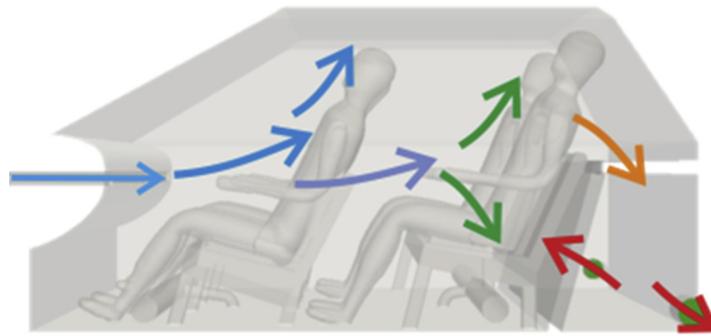


Abbildung 2.6.: Mischbelüftung in einer Fahrzeugkabine mit Luftaustritt am Armaturenbrett [44]

### Niedrigimpulsbelüftung

Das Belüftungskonzept der Niedrigimpulsbelüftung kennzeichnet sich durch eine niedrige Luftgeschwindigkeit am Einlass [44]. Dieses Belüftungskonzept kann in boden- und deckenseitige Niedrigimpulsbelüftung differenziert werden. Diese beiden Unterteilungen finden in verschiedenen Bereichen Anwendung. Beispielsweise wird die bodenseitige Niedrigimpulsbelüftung hauptsächlich in der Gebäudeklimatisierung verwendet, während die deckenseitige Niedrigimpulsbelüftung Anwendung im Zug findet. Der Vorteil der Niedrigimpulsbelüftung ist die hohe Energieeffizienz [43]. Diese kommt durch niedrige Temperaturdifferenz der Zuströmtemperatur zur Umgebungstemperatur zu Stande, die für die Gewährleistung eines angenehmen thermischen Komforts erforderlich ist. Außerdem lässt sich ein lokales Klima für jede Person einzeln einstellen, was durch das objektive Empfinden des thermischen Komforts einen wesentlichen Vorteil darstellt. Außerdem muss nicht der ganze Raum auf das Klima eingestellt sein, sondern nur ein kleiner Bereich. Dies kann jedoch auch in Räumen ein Nachteil sein, in dem sich die Menschen bewegen. Durch die niedrigen Luftgeschwindigkeiten reduziert sich das Risiko von unangenehmen Zugluftempfinden am Passagier [45].

Die Abbildung 2.7 zeigt eine deckenseitige Niedrigimpulsbelüftung am Beispiel des Fahrzeugs und des Zuges. Dabei strömt die Luft deckenseitig in den Raum ein und sinkt ab. In dieser Arbeit wird speziell die deckenseitige Niedrigimpulsbelüftung in einer Fahrzeugkabine untersucht. Andere Anwendungsgebiete des deckenseitigen Konzepts ist in Zug- und Flugzeugkabinen.

Beide Belüftungskonzepte haben Vor- und Nachteile, die je nach Anwendungsbereich abgewägt werden müssen, um eine Entscheidung über die Verwendung der Konzepte zu erhalten. Neben diesen beiden verwendeten Belüftungskonzepten gibt es noch weitere Konzepte, die in dieser Arbeit jedoch keine Beachtung finden. Es ist anzumerken, dass auch mehrere Belüftungskonzepte parallel Anwendung finden

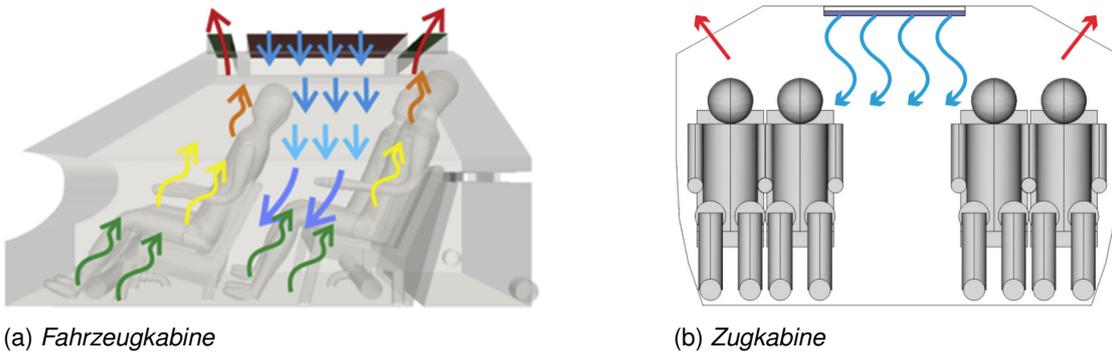


Abbildung 2.7.: Deckenseitige Niedrigimpulsbelüftung im Fahrzeug (links) [44] und im Zug (rechts) [45]

können, indem sich die Konzepte gegenseitig ergänzen, wie zum Beispiel die Mischbelüftung in Verbindung mit der Sitzheizung in einer Fahrzeugkabine.

## 3. Methodik

In diesem Kapitel erfolgt zunächst die Beschreibung des experimentellen Teststands, bestehend aus der Klimakammer, der Einzelpersonenkabine (EPK) mit den beiden Belüftungskonzepten Mischbelüftung und Niedrigimpulsbelüftung und dem thermischen Manikin (TM). Danach wird die Versuchsdurchführung und die Datenaufbereitung beschrieben. Abschließend erfolgt die spezielle Berechnung der dimensionslosen Kennzahlen für das in dieser Arbeit untersuchte System.

### 3.1. Versuchsaufbau

Die experimentelle Untersuchung wird an einer vereinfachten generischen Einzelpersonenkabine in einer Klimakammer durchgeführt. Der modulare Aufbau des Versuchsträgers erlaubt es verschiedene Belüftungskonzepte zu installieren. Um die Vergleichbarkeit der Messergebnisse sicherzustellen sind isotherme Bedingungen in sowohl der Klimakammer als auch der EPK erforderlich. Auf dem Sitz in der EPK ist als Messmittel ein thermisches Manikin positioniert, das die Wärmeabgabe und Versperung eines Passagiers simuliert.

#### 3.1.1. Klimakammer

Abbildung 3.1 zeigt eine schematische Zeichnung der Klimakammer mit den Abmessung der Außenmaße (LxBxH) 6.058 x 2.438 x 2.591mm und Innenmaße (LxBxH) 5.898 x 2.352 x 2.390mm. Die technische Zeichnung wurde mit der Software Autodesk Inventor Professional 2025 [46] erstellt. In der Mitte der Klimakammer ist die EPK platziert. Die Klimakammer ist mit einem Prozessthermostat [47] verbunden. Dieses Kühlgerät ist im Stande Prozesswärme von  $-25^{\circ}\text{C}$  bis  $80^{\circ}\text{C}$  abzugeben, was über einen Volumenströmer geschieht, der mit Hilfe einer Steuerspannung geregelt werden kann.

Im Inneren der Kammer sind PT100-Widerstandstemperatursensoren [48] gleichmäßig verteilt, die die aktuellen Temperaturen über eine Schnittstelle an einen Computer senden. PT100 steht dabei für Platintemperatursensoren, die bei einer Temperatur von  $T = 0^{\circ}\text{C}$  einen Widerstand von  $R = 100\Omega$  haben. Die Sensoren sind an fünf verschiedenen Höhen jeweils vorne links und rechts sowie hinten links und rechts montiert, sodass insgesamt 20 Temperatursensoren die Temperatur messen. Mit Hilfe eines im Rahmen des Vorpraktikums erstellten Programmcodes in der Programmiersprache „Python“ [49] werden die erhaltenen Temperaturdaten ausgelesen und eine

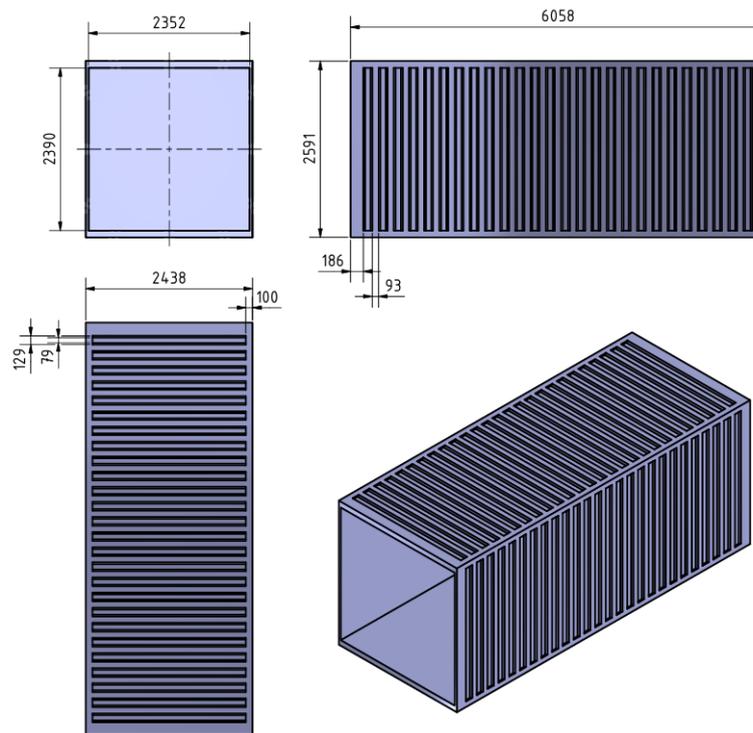


Abbildung 3.1.: Technische Zeichnung der Klimakammer; Quelle: eigene Darstellung

Durchschnittstemperatur sowie die räumliche Standardabweichung berechnet.

Das Prozessthermostat wird zu Beginn einer Messung auf eine Temperatur unterhalb der Solltemperatur eingestellt. Der Programmcode erfasst die aktuellen Temperaturen der Sensoren innerhalb der Klimakammer und berechnet daraus die Durchschnittstemperatur. Auf Grundlage dieses Wertes wird der Volumenströmer ein- oder ausgeschaltet. Bei der Überschreitung der Durchschnittstemperatur über den Sollwert, wird die Spannung des Volumenströmers auf das Maximum  $U_{max} = 9V$  gesetzt. Dies erzeugt den größtmöglichen Volumenstrom, sodass die durch das Prozessthermostat abgegebene kalte Luft mit hohem Volumenstrom über den ganzen Bodenbereich mit einer sehr geringen Geschwindigkeit ( $U \ll 0,1 m/s$ ) eingeströmt wird. Dies ist notwendig, da sonst bei größeren Strömungsgeschwindigkeiten die Sekundärströmung die Messungen verfälschen würde. Sobald die Solltemperatur unterschritten wird, reduziert der Programmcode die Spannung des Volumenströmers auf  $U_{min} = 0V$ , wodurch keine weitere Kältezufuhr in die Klimakammer erfolgt. Aufgrund der Wärmeabgabe des TMs steigt die Temperatur in der Klimakammer wieder an. Nachdem die Temperatur in der Klimakammer die Solltemperatur überschritten hat, setzt die Kühlung wieder ein. Dieser dauerhafte Kreislauf lässt das System um den Sollwert einschwingen.

Zur Verbesserung der Luftdurchmischung sind an der Decke der Klimakammer vier

Ventilatoren positioniert – jeweils vorne links und rechts sowie hinten links und rechts. Diese Ventilatoren können extern gesteuert und in drei Ventilationsstufen (niedrig, mittel, hoch) betrieben werden. Eine zusätzliche Ventilation beschleunigt die Durchmischung der Luft, wodurch die unerwünschte Temperaturschichtung innerhalb der Klimakammer vermieden wird. Ohne diese Maßnahme sammelt sich kalte Luft bevorzugt in Bodennähe und warme Luft in Deckennähe an, was zu einer inhomogenen Temperaturverteilung in horizontaler Richtung in der Klimakammer führt.

Durch experimentelle Tests dieses Regelverfahrens ergibt sich die Temperaturdifferenz zwischen der höchsten und niedrigsten gemessenen Temperatur in der Klimakammer von  $T_{ist} = T_{soll} \pm 0,07^{\circ}C$  und einer Standardabweichung von  $\sigma = 0,17^{\circ}C$ . Bei dieser geringen Abweichung vom Sollwert ist von isothermen Bedingungen auszugehen.

### 3.1.2. Einzelpersonenkabine

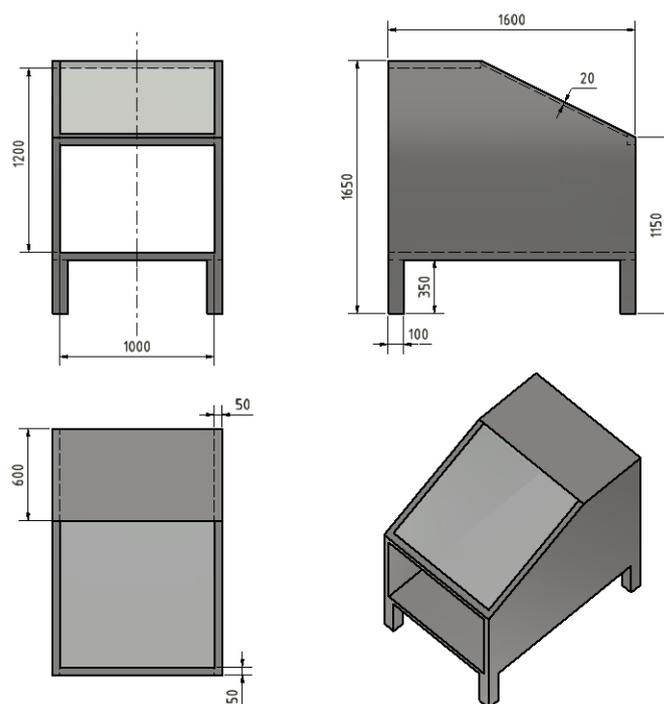


Abbildung 3.2.: Technische Zeichnung der EPK ohne Sitz; Quelle: eigene Darstellung

In der Klimakammer ist eine generische Fahrzeugkabine mit Sitz für einen Passagier aufgebaut, in der beide Belüftungskonzepte eingebaut werden können. Das Konzept der Mischbelüftung wird auf Höhe des Armaturenbretts und die deckenseitige Niedrigimpulsbelüftung über dem Kopf des TMs eingebaut. Die EPK hat, die in Abbildung 3.2 dargestellten, Maße (LxBxH) 1.600 x 1.000 x 1.200mm. Die Rückseite sowie die

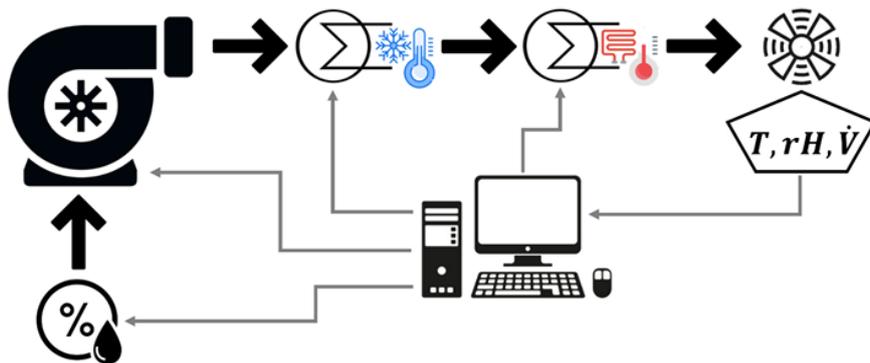


Abbildung 3.3.: Temperaturregelung für die EPK mit Lauda Kühlgerät, Volumenstromer und Heizung [50, S. 5]

Fläche unterhalb der Frontscheibe ist offen, wodurch isotherme Bedingungen zwischen der Umgebung und der EPK sichergestellt sind.

Innerhalb der EPK sind mehrere Temperatursensoren platziert: zwei Sensoren kurz vor dem Luftausströmer, jeweils drei an den beiden Seitenwänden und zwei an der Windschutzscheibe. Diese Sensoren erfassen - mit einer Wiederholrate von ca.  $f = 1\text{Hz}$  - die aktuellen Temperaturen und übertragen die Werte an den Computer. Ebenso wie für die Klimakammer, berechnet ein eigen entwickelter Programmcode aus den Daten den Mittelwert sowie die Standardabweichung der Temperatur innerhalb der EPK.

In Abbildung 3.3 ist der vollständige Regelkreis dargestellt. Analog zur Klimakammer steuert der Computer mit Hilfe des Programmcodes den voreingestellten Volumenstrom. Zunächst kühlt ein Prozesthermostat die Luft auf eine Temperatur unterhalb der Solltemperatur. Anschließend erwärmt ein Laststeuergerät [51] diese gekühlte Luft gezielt auf die Solltemperatur. Dieses Vorgehen ermöglicht eine schnelle und präzise Temperaturregelung, da eine reine Kühlung das System zu träge wäre.

Die Regelung des Laststeuergeräts erfolgt über die Spannung auf Basis der Messwerte von zwei Temperatursensoren, die nach dem Laststeuergerät im Volumenstrommessgerät (VSM) installiert sind. Die Temperatursensoren übertragen kontinuierlich die erfassten Temperaturen, aus denen der Programmcode den Mittelwert sowie die Standardabweichung berechnet. Im Programmcode bestimmt ein PID-Regler aus der Differenz zwischen Soll- und Ist-Temperatur einen Regelwert, um diese Differenz möglichst schnell und ohne signifikantes Überschwingen zu minimieren. Die Spannung des Laststeuergeräts wird entsprechend auf diesen Regelwert gesetzt. Parallel dazu erfasst das VSM den aktuellen Volumenstrom auf Basis von zwei Druckmessungen. Dabei strömt die Luft durch eine Verengung, was zur Beschleunigung der Luft und somit zu einer Druckdifferenz führt. Nach dem Prinzip von Bernoulli nach DIN EN ISO 5167 [52] wird durch die Druckdifferenz vor der Verengung und danach der

Volumenstrom berechnet. Die Messgenauigkeit beläuft sich auf 1% des Messwerts [53]. Das VSM sendet den aktuellen Volumenstrom an den Programmcode. Auch für die Volumenstromregelung kommt ein PID-Regler zum Einsatz. Basierend auf der Differenz zwischen Soll- und Ist-Volumenstrom berechnet dieser einen Regelwert, der die Spannung des Volumenströmers so anpasst, dass der voreingestellte Volumenstrom schnell und ohne großes Überschwingen erreicht und dann konstant gehalten wird. Der Volumenstrom mit der eingestellten Lufttemperatur strömt schließlich über den Ausströmer in die EPK. Nach der Einschwingzeit stellen sich auch in der EPK isotherme Bedingungen ein. Mittels experimentellen Tests dieses Regelverfahrens ergibt sich eine Regelungsgenauigkeit der Temperatur von  $T_{ist} = T_{soll}$  bei einer Standardabweichung von  $\sigma = 0,28^{\circ}C$ . Für die Durchführung der Messreihen ist eine variable Anpassung des Volumenstroms erforderlich, um verschiedene Luftströme für die Klimatisierung zu realisieren. Der oben genannte Programmcode übernimmt zusätzlich die Steuerung der jeweiligen Volumenströme. Die Regelung der Volumenströme für alle benötigten Stufen hat eine Genauigkeit von  $T_{ist} = T_{soll} \pm 5 L/min$ . Die isothermen Bedingungen im Teststand ermöglichen den Vergleich verschiedener Messungen bei unterschiedlichen Volumenströmen. In Abbildung 3.4 ist die isometrische Darstellung der EPK innerhalb der Klimakammer zu sehen. Folgend werden die beiden Belüftungskonzepte und deren Aufbau kurz erläutert und im nächsten Abschnitt das Messmittel TM dargestellt. Das TM findet in einer sitzenden Position auf einem Fahrersitz in der EPK Platz.

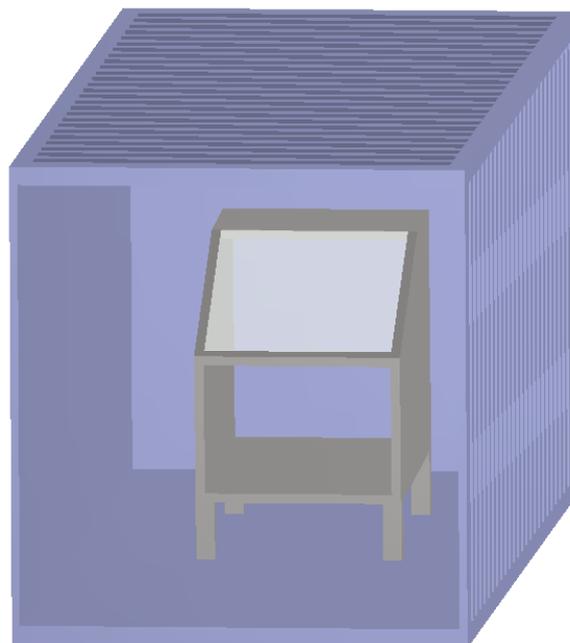


Abbildung 3.4.: Isometrische Darstellung der EPK in der Klimakammer; Quelle: eigene Darstellung

## Mischbelüftung

Im Folgenden wird hier der Aufbau der Mischbelüftung erläutert. Dazu sind zwei Luftströmer nebeneinander an der Front der EPK auf Höhe  $H = 0,5m$  des Armaturenbretts positioniert. Die beiden Luftströmer sind auf die Brust gerichtet.

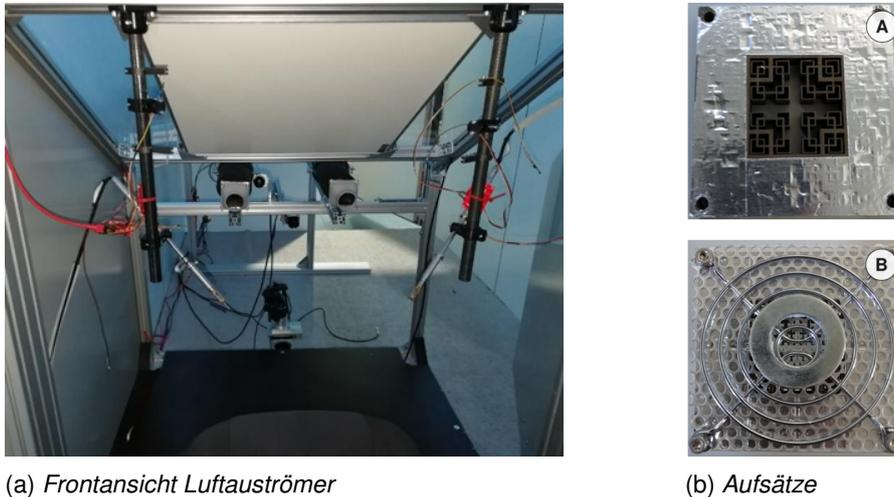


Abbildung 3.5.: Luftausströmer der Mischluft mit Aufsätzen für niedrigen Turbulenzgrad (Typ A) und hohen Turbulenzgrad (Typ B); Quelle: eigene Aufnahmen

Abbildung 3.5 zeigt aus Sicht des TMs die Position der Luftausströmer, die auf die linke und rechte Seite der Brust ausgerichtet sind. Der Abstand zwischen der Auftrittsfläche an der Brust des TMs und den Luftausströmern beträgt  $L \approx 0,7m$ . Zusätzlich wurde der thermische Komfort für zwei verschiedene Turbulenzgrade der ausströmenden Luft untersucht. Auf die Volumenströmer in Abbildung 3.5 (a) können zwei verschiedene Aufsätze gesetzt werden. Diese sind in Abbildung 3.5 (b) zu sehen und erzeugen mit Typ A einen niedrigen Turbulenzgrad und mit Typ B einen hohen Turbulenzgrad. Diese Differenzierung in niedrigen und hohen Turbulenzgrad soll zeigen, inwieweit der thermische Komfort sowie das Skalenverhalten davon abhängt. Weitere Informationen und Beschreibungen zum Aufbau und Berechnungen können im Forschungsbericht „Untersuchung zum thermischen Komfort im PKW für den Grenzbereich des Luftzugempfindens“ [30] eingesehen werden.

## Deckenseitige Niedrigimpulsbelüftung

Die hier implementierte deckenseitige Niedrigimpulsbelüftung soll zur Entstehung eines Luftvorhangs um den Oberkörper eines sitzenden Passagiers führen. Hierfür wurde am Deutschen Zentrum für Luft- und Raumfahrt (DLR) [54] ein Luftauslass entwickelt, der einen möglichst stabilen und homogenen Luftvorhang sicherstellt.

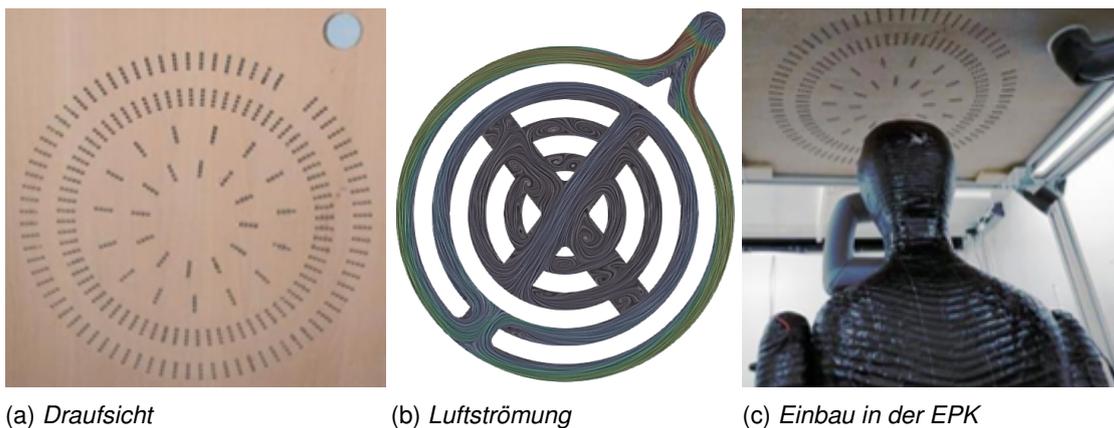
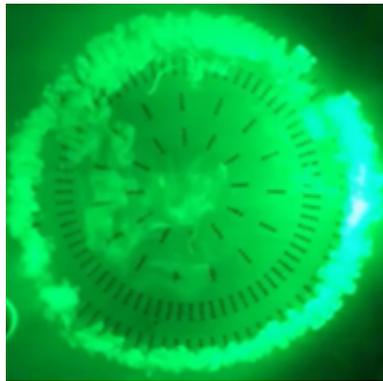


Abbildung 3.6.: Deckenseitige Niedrigimpulsbelüftung mit Luftvorhang; Quelle: eigene Aufnahmen

Abbildung 3.6 zeigt die eingebaute deckenseitige Niedrigimpulsbelüftung in der EPK. In Bild (a) ist die Draufsicht des Luftauslasses dargestellt. Bild (b) zeigt die Luftströmung durch den Luftauslass. Die Luft tritt oben rechts in den Luftauslass ein und strömt durch ihn hindurch und verlässt ihn an den Aussparungen. Das Bild stellt die Geschwindigkeitsmagnitude der Luft dar. Eine hohe Geschwindigkeit (bis  $U_{max} = 2,5 \text{ m/s}$ ) wird durch einen Rotton gekennzeichnet. Niedrigere Geschwindigkeiten sind durch Blautöne gefärbt. Es ist zu erkennen, dass am Rand des Luftauslasses die Geschwindigkeit hoch ist. Ebenso kann die meiste Luft dort schon aus dem Luftauslass austreten und sich somit ein Luftvorhang bilden. Voruntersuchungen haben gezeigt, dass mit diesem Luftauslass ein stabiler Luftvorhang bei einem weiten Volumenstrombereich von  $360 \text{ L/min} \leq \dot{V} \leq 960 \text{ L/min}$  erreicht wird. Bei niedrigeren Volumenströmen ist die thermische Auftriebskraft durch die Wärmeabgabe des TMs im Vergleich zum Impuls der Einströmung zu groß. Dies hat zur Folge, dass die Zu- luft bereits im Kopfbereich abgelenkt wird und sich somit kein Luftvorhang ausbilden kann.

Abbildung 3.7 zeigt eine Rauchvisualisierung für zwei Schnittebenen: horizontal direkt unter dem Luftauslass und vertikal vor dem TM. Dazu wird ein Nebel (verdampfte Öltröpfchen) mit einem grünen Laser beleuchtet, um das Strömungsverhalten qualitativ zu charakterisieren. In (a) ist die Einströmung und Entstehung des Luftvorhangs als Draufsicht und in (b) der Luftvorhang um den Oberkörper des TMs veranschaulicht. Anhand der Rauchvisualisierung ist zu erkennen, dass sich mit der hier gewählten Konfiguration ein Luftvorhang um den Oberkörper des TMs ausbildet.



(a) Luftvorhang Draufsicht



(b) Luftvorhang mit TM

Abbildung 3.7.: Aktive Belüftung der deckenseitigen Niedrigimpulsbelüftung mit Luftvorhang;  
Quelle: eigene Aufnahmen

### 3.1.3. Thermisches Manikin

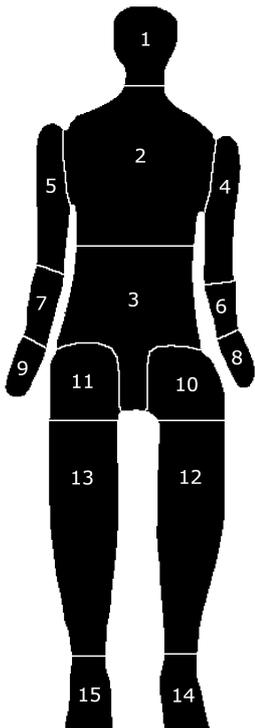
Die Norm DIN EN ISO 14505 sieht zur Berechnung des thermischen Komforts vor, einen Messkörper zu verwenden. Das DLR hat hierzu ein thermisches Manikin [55] entwickelt. Dieses TM hat drei wichtige Aufgaben für die Messungen: „Es bildet eine realitätsnahe Versperrung eines Menschen nach, es simuliert die sensible Wärmeabgabe eines Menschen und es dient als Messinstrument zur Bestimmung sowie Bewertung des thermischen Komforts“ [56, 57].

Das TM ist auf einem Autositz innerhalb der EPK platziert. Ein aus Melaminharzschaum gefertigter Körper ist definiert mit einem Heizdraht umwickelt. Wird eine Spannung angelegt, fließt Strom durch den Draht und das TM erwärmt sich aufgrund des Leistungswiderstandes. Da ein Mensch an verschiedenen Körperregionen mehr oder weniger Wärme abgibt und auch die Kleidung Wärme am Körper hält, ist der Draht an bestimmten Körperteilen dichter aneinander gewickelt, um diese Phänomene zu berücksichtigen. Beispielsweise wird der Kopf typischerweise durch keine Kleidung abgedeckt. Daher ist der Draht im Bereich des Kopfes dichter gewickelt als an anderen Körperregionen, um die vergleichsweise höhere Wärmeabgabe des Kopfes angemessen zu berücksichtigen. Ebenso gibt der menschliche Körper auch bei verschiedenen Umgebungstemperaturen unterschiedlich viel Wärme an die Umgebung ab. Die normale Wärmeabgabe bei Temperaturen von  $14^{\circ}\text{C} \leq T \leq 26^{\circ}\text{C}$  ist mit einer

Leistung des Drahtes des TMs von  $P = 75W$  gleichzusetzen. Bei höheren Temperaturen nimmt die sensible Wärmeabgabe - etwa durch Schwitzen - ab und die elektrische Gesamtwärmeleistung ist folglich geringer. Hier wurde für diesen Temperaturbereich eine Wärmeleistungsabgabe von  $P = 60W$  simuliert. Um diese verschiedenen Wärmeleistungen bei den Messungen konstant für das TM zu regeln, ist hierzu ein Regelungsprogramm implementiert. Der Programmcode regelt ein Netzteil [58], das mit dem TM verbunden ist. Zu Beginn des Programmcodes wird die Spannung und somit auch der Strom immer weiter in definierten Schritten erhöht, bis die Soll-Leistung erreicht ist. Wird die Soll-Leistung überschritten, so wird im nächsten Schritt die Spannung um  $U = 0,05V$  verringert. Dadurch fällt die Ist-Leistung nach ein paar Schritten unter die Soll-Leistung. Sobald die Soll-Leistung unterschritten ist, erhöht sich die Spannung wieder um  $P = 0,05V$ . Diese Schleife führt dazu, dass die Soll-Leistung konstant gehalten wird mit  $P_{ist} = P_{soll} \pm 0,1W$ . Dies ist notwendig, da der Widerstand des Heizdrahtes von der Temperatur abhängt.

Unterhalb der Windschutzscheibe ist eine Infrarotkamera angebracht, die auf das TM ausgerichtet ist, um die Oberflächentemperatur des TMs zu messen.

Abbildung 3.8 zeigt die Körperregionen, die in dieser Arbeit untersucht werden. Zur späteren Berechnung der dimensionslosen Kennzahlen und der folgenden Berechnung der Wärmestromdichte sind die Flächen und Volumina der Körperregionen von Bedeutung und zusätzlich in der Tabelle aufgelistet.



Körperregion	$A[cm^2]$	$V[cm^3]$
1 Kopf	1211,24	4041,71
2 Brust	1911,91	10750,91
3 Bauch	3846,89	20872,93
4 Oberarm links	626,44	1228,02
5 Oberarm rechts	626,44	1228,02
6 Unterarm links	434,97	615,37
7 Unterarm rechts	434,97	615,37
8 Hand links	212,72	230,96
9 Hand rechts	212,72	230,96
10 Oberschenkel links	1380,07	4726,64
11 Oberschenkel rechts	1380,07	4726,64
12 Unterschenkel links	1217,31	2739,85
13 Unterschenkel rechts	1217,31	2739,85
14 Fuß links	313,33	447,32
15 Fuß rechts	313,33	447,32

Abbildung 3.8.: Körperregionen des TMs mit entsprechenden Flächeninhalten und Volumina;  
Quelle: eigene Darstellung

Durch die engere Wickelung des Kopfes hat dieser eine andere Wärmestromdichte als der Rest des Körpers. Das Verhältnis der Wärmestromdichte von Kopf zum restlichen Körper beträgt 1,0789. Mit Hilfe der Fläche des Kopfes und des restlichen Körpers kann ein Gleichungssystem für die Leistung  $P = 75W$  und  $P = 60W$  aufgestellt werden. Somit ergeben sich die Wärmestromdichten für  $P = 75W$  mit  $\dot{q}_{Kopf} = 52,32 W/m^2$  und  $\dot{q}_{Körper} = 48,49 W/m^2$  sowie für  $P = 60W$  mit  $\dot{q}_{Kopf} = 41,85 W/m^2$  und  $\dot{q}_{Körper} = 38,79 W/m^2$ .

### 3.1.4. Kalibrierung des thermischen Manikins

Um mit diesem TM den thermischen Komfort bestimmen zu können, wurde nach DIN EN ISO 14505 am DLR ein Kalibrierverfahren entwickelt. Hierzu wird bei homogenen Umgebungstemperaturen und konstanter Heizleistung ein funktionaler Zusammenhang zwischen Oberflächen- und der Äquivalenttemperatur ermittelt. Dies ist vor den Messungen vorzunehmen und erfolgt in vier Schritten, die die Abbildung 3.9 zeigt.

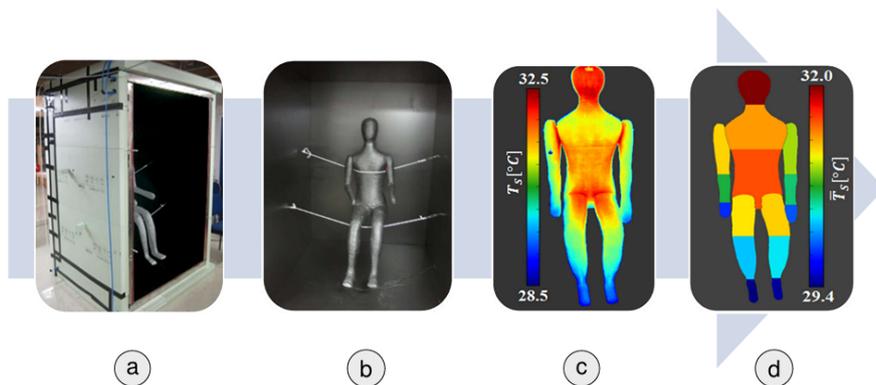


Abbildung 3.9.: Prozess des Kalibrierens mit a) temperaturgeregelter Box mit isothermen Bedingungen, b) kontaktloser Platzierung des TMs in der Box, c) Oberflächentemperatur des TMs gemessen mit Infrarotkamera und d) räumlich gemittelter Zonentemperatur für die Körperregionen [30, S. 9]

Zuerst wird das TM in einer temperaturgeregelten, geschlossenen und isolierten Box platziert (siehe a). In der Box sind 25 PT100-Widerstandsthermometer an der Innenwand angebracht. Nach der Platzierung ist sicherzustellen, dass das TM kontaktlos mit den Wänden sowie Boden und Decke positioniert ist (siehe b). Folgend wird das TM mit einer voreingestellten Leistung beheizt, um die Wärmeabgabe zu simulieren. Eine auf das TM gerichtete Infrarotkamera [59] misst nun die Oberflächentemperatur des TMs (siehe c) bei verschiedenen Umgebungstemperaturen innerhalb der Box. Am Kopf ist ein weiterer Sensor angebracht, der die Oberflächentemperatur des TMs misst und einen Abgleich mit den Temperaturwerten der Infrarotkamera gewährleistet. Schließlich wird (siehe d) die räumlich gemittelte Zonentemperatur für die einzelnen Körperregionen Kopf, Brust, Bauch, Oberarm (links/rechts), Unterarm (links/rechts), Hand (links/rechts), Oberschenkel (links/rechts), Unterschenkel (links/rechts) und Fuß (links/rechts) berechnet.

Ferner gilt nach DIN EN ISO 14505 für die Kalibrierung, dass die Luftgeschwindigkeit innerhalb der Box möglichst  $U \approx 0 \text{ m/s}$  und die Lufttemperatur gleich der Wandtemperatur (gemessen durch die Sensoren) ist. Nach der Definition in Abbildung 2.2 ist somit auch  $\theta = T_L$ . Folglich sind für die Kalibrierung die Lufttemperatur (= Äquivalenttemperatur) und die Oberflächentemperatur des TMs bekannt und können in Abhängigkeit gesetzt werden. Somit ergibt sich ein funktioneller Zusammenhang zwischen der Oberflächentemperatur des TMs und der Äquivalenttemperatur.

Die Abbildung 3.10 zeigt den Zusammenhang zwischen Oberflächen- und Umgebungstemperatur, hier exemplarisch für die Brust bei einer Heizleistung von  $\dot{Q}_{TM} = 60 \text{ W}$  blau und die Wärmeleistung  $\dot{Q}_{TM} = 75 \text{ W}$  rot. Für den hier relevanten Temperaturbereich ergibt sich ein linearer Zusammenhang  $\theta = m \cdot T_O + b$ . Die Steigung  $m$  und die Ordinate  $b$  unterscheiden sich je nach Heizleistung und Körperregion. Die

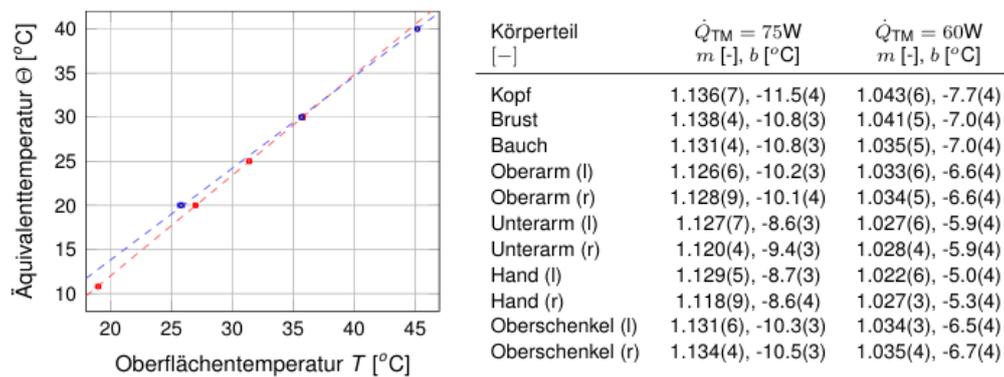


Abbildung 3.10.: Zusammenhang zwischen Oberflächentemperatur und Äquivalenttemperatur als Funktion der Oberflächentemperatur an der Brust bei einer Wärmeleistung  $\dot{Q}_{TM} = 60W$  (blau) und  $\dot{Q}_{TM} = 75W$  (rot) (links) und Parameter der Geradengleichung des linearen Zusammenhangs mit der Steigung  $m$  und der Ordinate  $b$  (rechts) [30]

jeweiligen Werte für die Parameter sind in der Tabelle in 3.10 aufgelistet.

Die Norm DIN EN ISO 14505 gibt eine maximal zulässige Geschwindigkeit des Systems von  $U = 0,1 m/s$  an. Die maximale Geschwindigkeit in der Box überschreitet jedoch diese zulässige Geschwindigkeit am Kopf und der Brust mit  $U = 0,175 m/s$  durch die thermisch induzierte Auftriebsströmung. Da der Wärmeübergangskoeffizient an einer überströmten Fläche von der Geschwindigkeit abhängt, ist eine Korrektur der Oberflächentemperatur nötig. Die Korrektur ergibt sich aus

$$\tilde{T}_O^k = \frac{\alpha(U)}{\alpha_{Ref}} (T_O^k - T_L) + T_L, \quad (3.1)$$

mit dem Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha(U)$  als Funktion der Luftgeschwindigkeit  $U$ , der Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_{Ref}$  für  $U = 0,1 m/s$  und die gemittelte Oberflächentemperatur  $T_O^k$  der entsprechenden Körperregion  $k$ . [30, S. 9-11]

## 3.2. Versuchsdurchführung

Der thermische Komfort wird bei verschiedenen Temperaturen sowie Volumenströmen untersucht. Der Temperaturbereich reicht von  $T_L = 14^\circ C$  bis  $T_L = 29^\circ C$  und der Volumenstrombereich von  $\dot{V} = 400 L/min$  bis  $\dot{V} = 1200 L/min$ . Für eine bessere Übersicht über alle Parametervariationen sind diese in der nachfolgende Messmatrix aufgelistet.

Tabelle 3.1.: Messmatrix; Quelle: eigene Darstellung

Temperatur [ $^{\circ}C$ ]	Volumenstrom [ $L/min$ ]								
	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200
14	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200
17	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200
20	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200
23	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200
26	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200
29	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200

Vor Beginn einer Messung müssen zunächst isotherme Bedingungen in der Klimakammer eingestellt werden. Aufgrund der Größe der Klimakammer benötigt das System eine längere Zeit, um die Soll-Temperatur zu erreichen. Der Programmcode berechnet zudem die Standardabweichung aller erfassten Temperaturen. Sobald eine Standardabweichung  $\sigma \leq 0,3^{\circ}C$  erreicht ist, können hinreichend isotherme Bedingungen angenommen werden. Parallel dazu startet der Programmcode für das TM, um dessen Wärmeabgabe zu regeln. Zusätzlich ist die Infrarotkamera einzustellen. Dies beinhaltet das Einstellen des Fokus sowie die Justierung der Ausrichtung. Sobald in der Klimakammer isotherme Bedingungen herrschen, startet der Programmcode der EPK durch die Regelung der Temperatur und des Volumenstroms mit Sollwerten für die beiden Parameter. Anschließend wird die Infrarotkamera so konfiguriert, dass alle zwei Sekunden über einen Zeitraum von zehn Minuten ein Bild des TMs aufgenommen wird. Dadurch entstehen für jede Messreihe insgesamt 300 Bilder, die zur Auswertung des thermischen Komforts genutzt werden. Nach Ablauf der zehn Minuten und der Aufnahme der 300 Bilder erfolgt die Umstellung des Programmcodes auf einen neuen Soll-Volumenstrom. Sobald für eine Temperatur alle erforderlichen Volumenströme durchlaufen sind, wird die Temperatur der Klimakammer und der EPK auf den nächsten Sollwert eingestellt.

Besondere Beachtung erfordert die Messung bei der Temperatur  $T = 29^{\circ}C$ . In diesem Fall wird die Leistung des TMs durch den entsprechenden Programmcode von  $P = 75W$  auf  $P = 60W$  gesetzt, um das Schwitzen des Körpers und die daraus resultierende geringere Wärmeabgabe möglichst realistisch zu simulieren.

### 3.3. Versuchsnachbereitung

Die Infrarotkamera gibt die Bilder in einem firmeneigenen Format aus, die mit der firmeneigenen Software IRBIS 3 professional [60] eingelesen und in ein geeignetes Format umgewandelt werden können. Zunächst wird die Sequenz an Aufnahmen einer Messreihe in die Software geladen. Nach dem Laden in die Software erscheint, wie in Abbildung 3.11 (a) dargestellt, ein Beispieldbild mit einer Skala, die die Tempera-

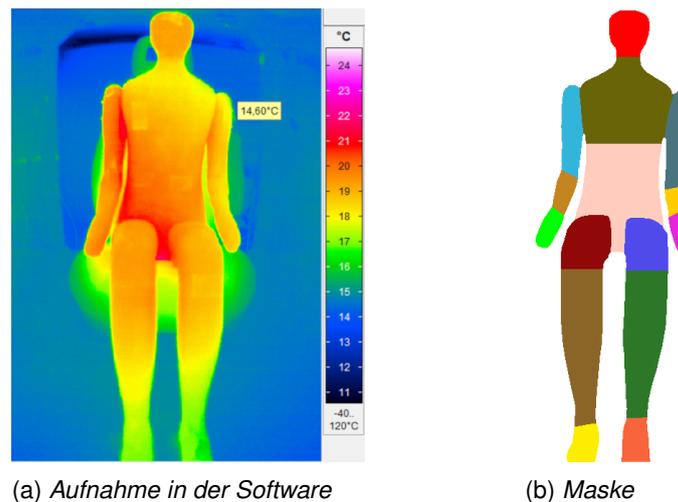


Abbildung 3.11.: Ablauf der Versuchsnachbereitung, in (a) ein Beispielbild in der Software und in (b) die Maske mit den farblich kodierten Körperregionen; Quelle: eigene Darstellung

turen farblich kennzeichnet. Zur Bearbeitung muss die Sequenz der Aufnahmen in ein geeignetes Bildformat exportiert werden. Danach wird ein Beispielbild der Sequenz in einem Bildbearbeitungsprogramm (in dieser Arbeit: GIMP [61]) geöffnet und das TM vom Hintergrund ausgeschnitten und in die einzelnen Körperregionen unterteilt. Anschließend werden die einzelnen Körperregionen in definierten Farben eingefärbt, um für die Maske die einzelnen Körperregionen für eine automatisierte Auswertung zu charakterisieren (siehe 3.11 b).

Ein hierzu am DLR entwickelter Programmcode [62] nutzt diese Maske und berechnet durch die räumliche Mittelung der Körperregionen die Zonentemperatur mit Standardabweichung sowie mit Hilfe der Gleichung 2.2 die Äquivalenttemperatur mit Standardabweichung und folglich den thermischen Komfort. Die Ergebnisse der Berechnungen werden für jede Aufnahme sowohl als Zahlenwerte gespeichert als auch als Bild erstellt, indem die Werte in den Körperregionen farblich kodiert werden. Jedes Bild besitzt eine Skala in der die Temperaturen und Standardabweichungen an den Körperregionen ablesbar sind. Beim thermischen Komfort ist eine angepasste Skala abgebildet. Wie bereits erklärt, nutzt die Norm DIN EN ISO 14505 zur Bewertung des thermischen Komforts eine 5-Punkte-Skala, die von kalt bis warm definiert ist. Um eine präzisere Beurteilung zu ermöglichen, kommt in dieser Arbeit diese angepasste Skala zum Einsatz, die zusätzlich die Übergänge zwischen den Bereichen „zu kalt“, „neutral“ und „zu warm“ in drei Segmente unterteilt. Dadurch lassen sich die Übergangsbereiche besser erfassen. Diese angepasste Skala ist in Abbildung 3.12 dargestellt.



Abbildung 3.12.: Erweiterte Fünf-Punkte-Skala; Quelle: eigene Darstellung

### 3.4. Berechnung der dimensionslosen Kennzahlen

Im vorherigen Kapitel wurden die allgemeinen Formeln zur Berechnung der dimensionslosen Kennzahlen eingeführt. Diese allgemeinen Formeln müssen im folgenden Schritt auf die in der Arbeit herrschenden Bedingungen und das System der Fahrzeugkabine angepasst werden.

Häufig, und insbesondere bei generischen Konfigurationen (z.B. überströmte Platte), wird für überströmte Flächen die Lauflänge als  $L$  gewählt. Bei komplexeren Geometrien und einer nicht klar definierter Überströmung ist eine für das Problem charakterisierende Wahl von  $L$  schwierig. Da in dieser Arbeit der thermische Komfort an den verschiedenen Körperregionen des TMs untersucht wird, ist es sinnvoll, die charakteristische Länge in Abhängigkeit der einzelnen Körperregionen zu setzen. Der dazu verwendete Ansatz ist die Darstellung der charakteristischen Länge als  $L = V_K/A_K$ , sprich das Verhältnis von Volumen der Körperregion  $V_K$  und der Fläche der Körperregion  $A_K$ . Inwieweit diese Definition sinnvoll ist und auch eine Vergleichbarkeit bei verschiedenen Körperabmessungen erlaubt ist eine Fragestellung die hier nicht klar beantwortet werden kann. Da hier aber das Skalenverhalten nicht in Abhängigkeit von  $L$  untersucht wird, ist die Wahl von  $L$  nicht relevant, da diese in allen Messungen gleich ist.

#### Reynoldszahl

Die Reynoldszahl in diesem System ist ein Maß für die erzwungene Konvektion. In Abschnitt 3.1.2 ist beschrieben, dass die Zuströmung der Luft über den Volumenstrom und nicht über eine Geschwindigkeit charakterisiert ist. Die charakteristische Geschwindigkeit für  $Re$  ist daher für die hier untersuchte Konfiguration als  $U = \dot{V}/A_K$  definiert. Somit ergibt sich die auf dieses System angepasste Reynoldszahl als

$$Re = \frac{\rho L \dot{V}}{A_K \eta}. \quad (3.2)$$

#### Grashofzahl

Die Grashofzahl beschreibt die freie Konvektion in diesem System. Die zur Berechnung verwendete Grashofzahl erfolgt aus der Grundgleichung 2.9 mit den folgenden

Anpassungen. In dieser Arbeit ist das untersuchte Objekt das TM, an dem der thermische Komfort ermittelt werden soll. Somit ist die Temperaturdifferenz an der Grenzschicht des TMs zu bilden durch  $\Delta T = T_O - T_{sys}$  mit der Oberflächentemperatur  $T_O$  am TM und der Systemtemperatur  $T_{sys} = 1/2(T_L + T_{in})$  aus der Lufttemperatur  $T_L$  und der Zuströmtemperatur  $T_{in}$ . Der thermische Ausdehnungskoeffizient  $\gamma = 1/T_{sys}$  wird mit der Systemtemperatur gebildet. Somit ergibt sich

$$Gr = \frac{g \varrho^2 L^3 (2 T_O - T_L - T_{in})}{\eta^2 (T_L + T_{in})}. \quad (3.3)$$

### Nusseltzahl

Die Nusseltzahl dient in dieser Arbeit als Maß für den Wärmetransport. Dazu wird der Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha$  durch die Wärmestromdichte  $\dot{q}$  und Temperaturdifferenz  $\Delta T$  als  $\alpha = \dot{q}/\Delta T$  dargestellt. Da der Wärmeübergang von einem Festkörper (in diesem Fall das TM) zu einem Fluid (in diesem Fall die Luft) in der Realität nicht sprunghaft verläuft, wird die Temperaturdifferenz mit Hilfe der Grenzschichttemperatur gebildet:  $\Delta T = T_O - T_{GS}$  mit der Oberflächentemperatur  $T_O$  am TM und der Grenzschichttemperatur  $T_{GS} = 1/2(T_O + T_{sys})$ . Durch die Mittlung der Oberflächentemperatur mit der Systemtemperatur  $T_{sys} = 1/2(T_L + T_{in})$  als Bezugstemperatur  $T_{GS}$  ergibt sich aus der Definition 2.10

$$Nu = \frac{4 \dot{q} L}{\lambda (2 T_O - T_L - T_{in})}. \quad (3.4)$$

## 4. Ergebnisse

In diesem Kapitel werden zunächst die Ergebnisse der Messungen an der EPK für die Niedrigimpulsbelüftung vorgestellt sowie die Verifizierung der isothermen Bedingungen und die Genauigkeit des Volumenstroms erläutert. Darauf folgt die Darstellung der Ergebnisse zur Zonentemperatur, zur Äquivalenttemperatur und zum thermischen Komfort für dieses Belüftungskonzept. Die Ergebnisse der Mischbelüftung sind im Forschungsbericht „Untersuchung zum thermischen Komfort im PKW für den Grenzbereich des Luftzugempfindens“ [30] dargestellt. Auf Basis der Ergebnisse der beiden Belüftungskonzepte werden dann die dimensionslosen Kennzahlen - wie zuvor definiert - berechnet und das Skalenverhalten von Wärmetransport und thermischen Komfort für die beiden Belüftungskonzepte vorgestellt.

### 4.1. Isotherme Bedingungen

Für jeden Sensor wird im ersten Schritt die Temperaturzeitreihe über den Messzeitraum zeitlich und räumlich gemittelt. Diese Temperatur ist die mittlere Lufttemperatur  $T_L = T_{sys}$ . Zusätzlich wird der Sensorfehler der verwendeten Temperatursensoren PT100 nach DIN EN 60751 [63] der Toleranzklasse DIN B 1/3 berechnet. Es ergibt sich ein Fehler in der Temperatur von

$$\delta T_L = \frac{1}{3}(0,3 + 0,005 |T_L|). \quad (4.1)$$

Die zeitlich und räumlich gemittelte Temperatur ergibt sich aus 13 Temperatursensoren in der EPK und im Zuluftstrang.  $T_L$  und der Volumenstrom für den Fall der Niedrigimpulsbelüftung sind in der folgenden Tabelle 4.1 eingetragen. Für jede Solltemperatur und jeden Soll-Volumenstrom ist die gemessene Temperatur mit der Toleranz und darunter der gemessene Volumenstrom in der entsprechenden Zelle eingetragen.

Tabelle 4.1.: *Räumlich und zeitlich gemittelte Temperaturen und Volumenströme für den Fall der Niedrigimpulsbelüftung; Quelle: eigene Darstellung*

$\dot{V}_{soll} [L/min] \setminus T_{L,soll} [^{\circ}C]$	14	17	20	23	26	29
400	14.1 ± 1 400	17.1 ± 1 400	20.1 ± 1 400	23.1 ± 1 400	26.2 ± 1 400	29.2 ± 2 401
500	14.1 ± 1 500	17.1 ± 1 500	20.0 ± 1 500	23.1 ± 1 500	26.2 ± 1 500	29.2 ± 2 499
600	14.1 ± 1 599	17.1 ± 1 599	20.1 ± 1 599	23.2 ± 1 599	26.3 ± 1 600	29.2 ± 2 600
700	14.1 ± 1 699	17.1 ± 1 699	20.0 ± 1 700	23.0 ± 1 699	26.2 ± 1 699	29.2 ± 2 699
800	14.1 ± 1 799	17.1 ± 1 799	20.1 ± 1 799	23.1 ± 1 799	26.2 ± 1 799	29.2 ± 2 800
900	14.0 ± 1 899	17.1 ± 1 899	20.1 ± 1 899	23.2 ± 1 899	26.2 ± 1 899	29.2 ± 2 899
1000	14.1 ± 1 999	17.1 ± 1 999	20.1 ± 1 999	23.2 ± 1 999	26.1 ± 1 999	29.2 ± 2 999
1100	14.1 ± 1 1099	17.1 ± 1 1099	20.1 ± 1 1099	23.1 ± 1 1099	26.1 ± 1 1099	29.2 ± 2 1099
1200	14.1 ± 1 1199	17.1 ± 1 1199	20.1 ± 1 1199	23.1 ± 1 1199	26.1 ± 1 1199	29.1 ± 2 1199

Die Ergebnisse zeigen, dass mit dem experimentellen Aufbau und der implementierten Regelung definierte Randbedingungen gewährleistet sind. Die Inhomogenität der Temperatur ist für alle Messreihen  $\delta T \leq 0,2^{\circ}C$ . Somit sind isotherme Bedingungen gewährleistet. Der Fehler der Volumenstrommessung ist, wie beschrieben, immer kleiner 1% des Messwertes.

## 4.2. Auswertung Thermografie

Die Darstellung der Ergebnisse zur Thermografie sind aufgrund des Umfangs im Folgenden nur beispielhaft für den Fall der Niedrigimpulsbelüftung aufgeführt. Die Zonentemperaturen mit Standardabweichung für die anderen Messreihen befinden sich im Anhang A und die dazugehörige Äquivalenttemperatur im Anhang B. Die Ergebnisse zur Bewertung des thermischen Komforts sind in Anhang C abgebildet. Dieser Abschnitt ist in zwei Teile gegliedert: Im ersten Teil werden die, auf Basis der Infrarotthermografie, berechneten Zonentemperaturen und die dazugehörigen räumlichen Standardabweichungen abgebildet und im zweiten Teil ist die Äquivalenttemperatur mit thermischem Komfort nach DIN EN ISO 14505 aufgeführt. In Abbildung 3.8 ist klargestellt, dass die Extremitäten des Körpers aus Sicht des TMs benannt sind.

### 4.2.1. Zonentemperatur

Für jedes Tupel aus Temperatur und Volumenstrom erfolgt die Darstellung in zwei Bildern. Die Bilder in der oberen Reihe zeigen die Zonentemperatur für jede Körperregion und die untere Reihe die dazugehörige räumliche Standardabweichung der Zonentemperatur für die einzelnen Körperzonen

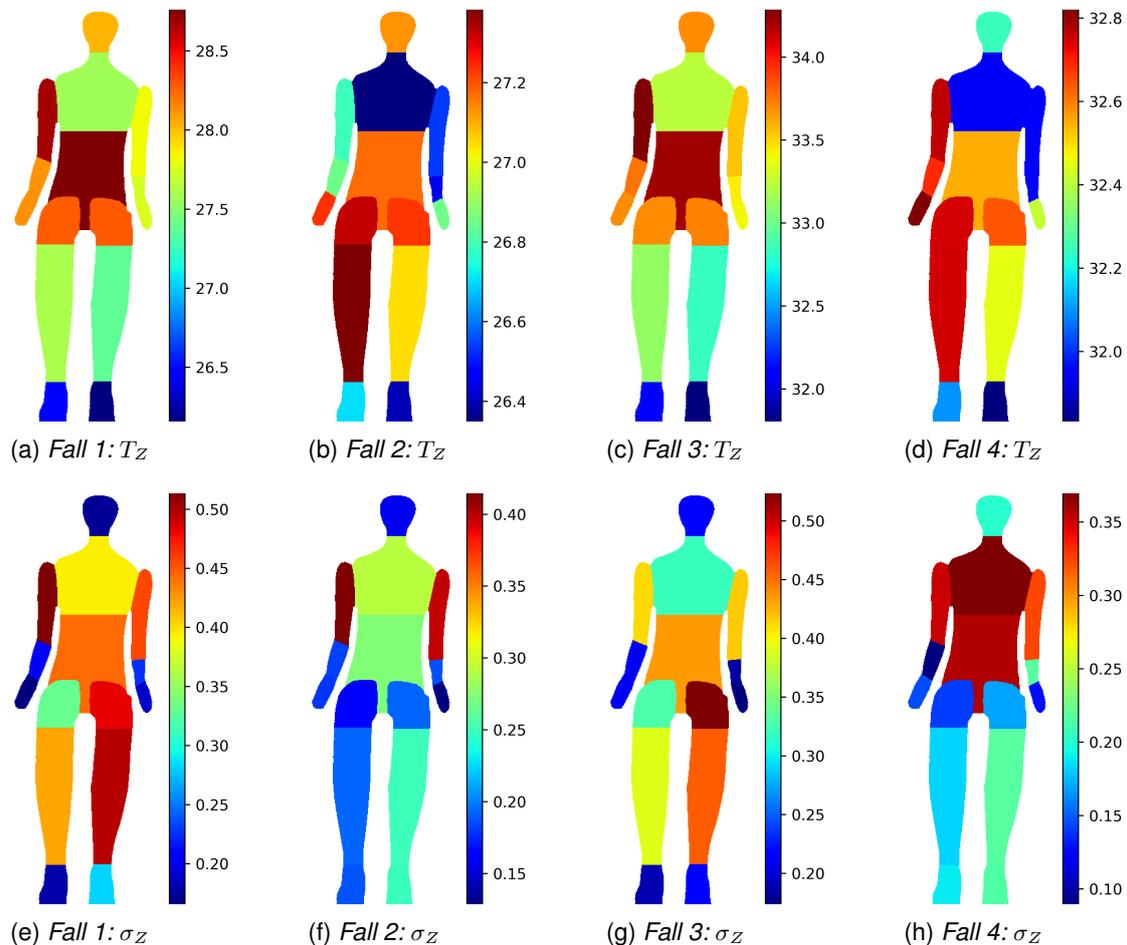


Abbildung 4.1.: Zonentemperatur der einzelnen Körperregionen für

Fall 1:  $T_L = 23, 1^\circ\text{C}$ ,  $\dot{V} = 399 \text{ L/min}$  (a, e),

Fall 2:  $T_L = 23, 1^\circ\text{C}$ ,  $\dot{V} = 1199 \text{ L/min}$  (b, f),

Fall 3:  $T_L = 29, 2^\circ\text{C}$ ,  $\dot{V} = 401 \text{ L/min}$  (c, g) und

Fall 4:  $T_L = 29, 1^\circ\text{C}$ ,  $\dot{V} = 1199 \text{ L/min}$  (d, h); obere Zeile Zonentemperatur in  $^\circ\text{C}$ , untere Zeile dazugehörige Standardabweichung in  $^\circ\text{C}$ ; Quelle: eigene Darstellung

Abbildung 4.1 zeigt die Ergebnisse für  $T_{L,soll} = 23^\circ\text{C}$  sowie  $29^\circ\text{C}$  bei jeweils  $\dot{V}_{soll} = 400 \text{ L/min}$  und  $1200 \text{ L/min}$ . Damit umfasst die Abbildung zwei exemplarische Temperaturen für die minimalen und maximalen Volumenströme. Die Temperatur  $T_{L,soll} = 23^\circ\text{C}$  entspricht dabei einer Umgebungstemperatur im Sommer und  $T_{L,soll} = 29^\circ\text{C}$  einem Extremfall. Die jeweilige Farbskala repräsentiert in der oberen Reihe die Zonentem-

peratur und in der unteren Reihe die räumliche Standardabweichung in  $^{\circ}C$ . Dabei sind niedrigere Temperaturen in Blau und höhere Temperaturen in Rot kodiert. Für die Bilder der Standardabweichung ist Blau eine geringe und Rot eine große Standardabweichung. Die Standardabweichung gilt hierbei als Maß der Homogenität der räumlichen Temperaturverteilung des entsprechenden Körperteils.

Es ist auffällig, dass der Kopf trotz der höheren Heizleistungsdichte im Vergleich zu den anderen Körperregionen bei allen Fällen nicht die höchste Zonentemperatur aufweist. Der Grund dafür ist, dass am Luftauslass – nahe des Kopfes – die Luftgeschwindigkeiten der Zuluftströmung am größten sind. Dadurch ergibt sich dort ein erhöhter Wärmeübergangskoeffizient und somit auch ein erhöhter Wärmestrom zwischen Luft und Kopf, woraus die niedrigere Oberflächentemperatur resultiert. Zudem sind Unterschiede in den Zonentemperaturen der beiden Arme in allen Fällen zu erkennen. Dies ist auf die Position des TMs unter dem Luftvorhang zurückzuführen. Die Arme sind nicht gleichmäßig innerhalb des Luftvorhangs positioniert. Der linke Arm wird direkt vom Luftvorhang getroffen und hat somit eine niedrigere Zonentemperatur als der rechte Arm. Dies wird vor allem bei den größeren Volumenströmen deutlich, bei denen der linke Arm leicht kälter ist im Vergleich zu den niedrigen Volumenströmen. Insgesamt sind geringe Unterschiede zwischen den Körperregionen in den einzelnen Fällen zu sehen. Bei den Fällen mit niedrigem Volumenstrom sind die Unterschiede ca.  $2^{\circ}C$  und bei den großen Volumenstrom sind die Unterschiede sogar nur ca.  $1^{\circ}C$ . Dieses Phänomen ist damit zu begründen, dass der Luftvorhang bei den niedrigen Temperaturen nicht so weit nach unten reicht im Vergleich mit dem Luftvorhang beim großen Volumenstrom. Somit werden die verschiedenen Körperregionen beim großen Volumenstrom einheitlicher temperiert. Auffällig ist außerdem, dass die Temperaturverteilung von Fall 1 und Fall 3 nahezu identisch sind und die Temperaturen sich nur durch einen additiven Faktor unterscheiden. Bei den niedrigen Volumenströmen scheint der Luftvorhang stabiler und geringere Horizontalbewegungen aufzuweisen. Für Fall 2 und Fall 4 ist die Temperaturverteilung allerdings nicht gleich, da der Luftvorhang bei großen Volumenströmen einen größeren Turbulenzgrad aufweist. Die größere Turbulenz führt in der Folge dazu, dass bei zunehmender Lauflänge die Strömung instabiler wird.

Die lokale Standardabweichung der einzelnen Körperregionen zeigt, dass eine homogene Verteilung aufgrund der niedrigen Standardabweichung vorliegt, gekennzeichnet durch  $\sigma_{max} \leq 0,5^{\circ}C$  für alle Fälle. Die lokalen Temperaturgradienten sind somit sehr gering. Die Effekte der nicht perfekt symmetrischen Positionierung des TMs unter dem Auslass sind auch hier zu erkennen. Der rechte Oberarm weist beispielsweise in allen Fällen eine größere Standardabweichung auf als der linke Oberarm. Der Luftvorhang trifft hier auf den rechten Oberarm auf, wodurch ein größerer Temperaturgradient vorhanden ist.

## 4.2.2. Thermischer Komfort

Die Darstellung des thermischen Komforts als Funktion von Temperatur und Volumenstrom erfolgt ebenfalls in zwei Bildern. Die obere Reihe zeigt die Äquivalenttemperatur für die Körperregionen und die untere Reihe stellt den entsprechenden thermischen Komfort dar.

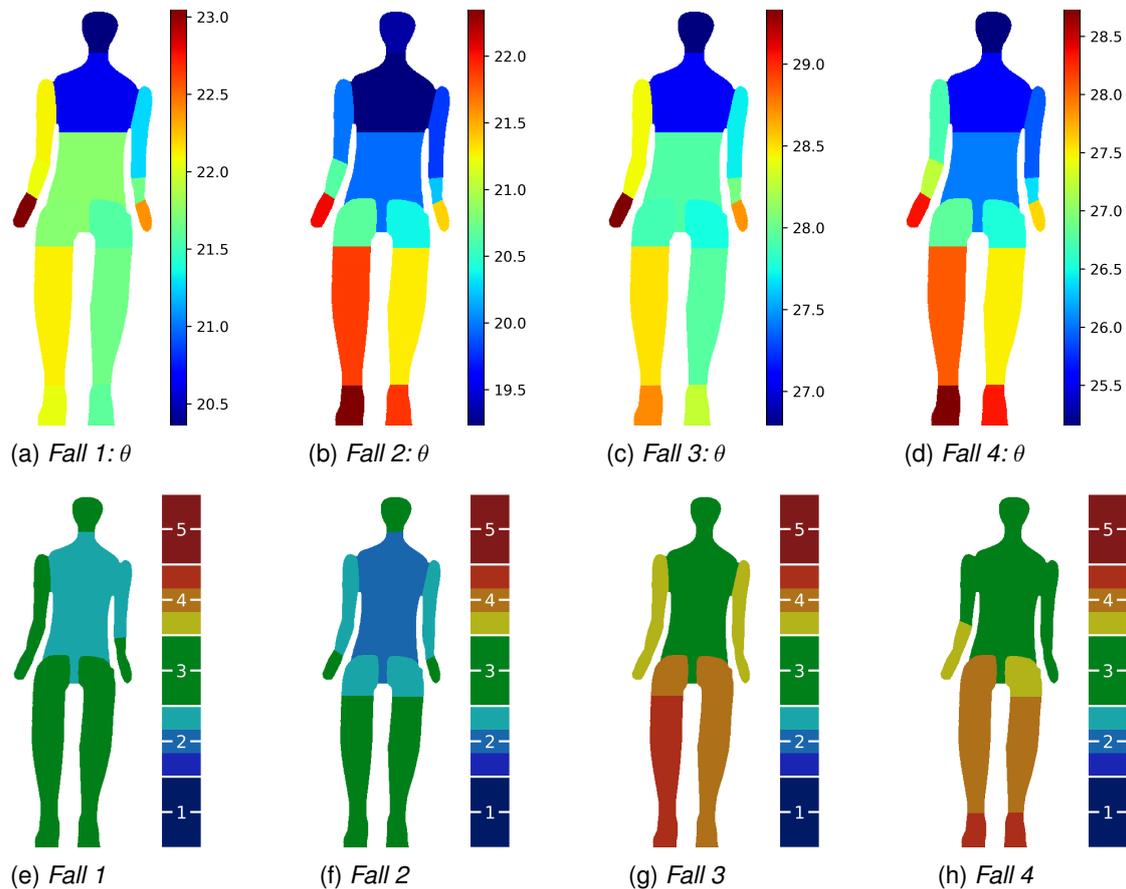


Abbildung 4.2.: Äquivalenttemperatur und Bewertung des thermischer Komforts der einzelnen Körperregionen für  
 Fall 1:  $T_L = 23,1^\circ\text{C}$ ,  $\dot{V} = 399 \text{ L/min}$  (a, e),  
 Fall 2:  $T_L = 23,1^\circ\text{C}$ ,  $\dot{V} = 1199 \text{ L/min}$  (b, f),  
 Fall 3:  $T_L = 29,2^\circ\text{C}$ ,  $\dot{V} = 401 \text{ L/min}$  (c, g) und  
 Fall 4:  $T_L = 29,1^\circ\text{C}$ ,  $\dot{V} = 1199 \text{ L/min}$  (d, h); obere Zeile Äquivalenttemperatur in  $^\circ\text{C}$ , untere Zeile Bewertung des thermischen Komforts; Quelle: eigene Darstellung

Die Abbildung 4.2 zeigt die Äquivalenttemperatur in  $^\circ\text{C}$  sowie den entsprechenden thermischen Komfort der zuvor dargestellten Zonentemperaturen. Im Einzelnen sind das die Fälle für  $T_{L,soll} = 23^\circ\text{C}$  und  $29^\circ\text{C}$  bei den Volumenströmen  $\dot{V}_{soll} = 400 \text{ L/min}$  und  $1200 \text{ L/min}$ . In der Abbildung ist die Äquivalenttemperatur für alle Körperregionen farblich kodiert. Die Farbskala ordnet dabei den berechneten Äquivalenttemperaturen

eine Farbe zu, wobei – analog zur Zonentemperatur – niedrige Temperaturen Blautönen und hohe Temperaturen Rottönen entsprechen. Die Skala der Bewertung des thermischen Komfort ist in Abbildung 3.12 erläutert.

Allgemein gilt, dass ein großer Volumenstrom und somit eine größere Strömungsgeschwindigkeit die Äquivalenttemperatur der Körperregionen verringert. Die Verteilung der Äquivalenttemperatur für Fall 1 und Fall 3 sowie für Fall 2 und Fall 4 unterscheiden sich kaum. Somit ist, anders als bei der Zonentemperatur, die Verteilung der Äquivalenttemperatur unabhängig vom Volumenstrom. Das liegt daran, dass es sich bei der Äquivalenttemperatur um ein Klimasummenmaß handelt und es somit strömungsdynamische Effekte, wie die Geschwindigkeit, impliziert.

Zusätzlich ist der Gesamtfehler für die Äquivalenttemperatur (hier nicht dargestellt) unter Berücksichtigung aller Messfehler immer kleiner  $0,6^{\circ}\text{C}$ . Die Ausnahme sind die Füße mit einem Fehler von ca.  $1,4^{\circ}\text{C}$ . Der Grund für den deutlich größeren Fehler an den Füßen ist aus den vorliegenden Daten nicht klar ersichtlich. Mögliche Ursachen für den großen Fehler an den Füßen sind die Verzerrung der Kameralinse am äußeren Rand durch die Weitwinkellichkeit, Lichtreflexionen oder der Wärmeaustausch der Füße mit dem nahen Boden.

Aus der Äquivalenttemperatur der Körperregionen folgt nach DIN EN ISO 14505 die Bewertung des thermischen Komfort der Fälle für das Sommerszenario. Für Fall 1 und Fall 2 bei  $T_L = 23^{\circ}\text{C}$  ist der thermische Komfort allgemein im neutralen Bereich. Einzelne Körperteile weisen eine kalte aber akzeptable Wertung mit Tendenz zu neutral auf. Es zeigt sich ein geringer Einfluss des Volumenstroms auf den thermischen Komfort. Für Fall 3 und Fall 4 bei  $T_L = 29^{\circ}\text{C}$  ist zu erkennen, dass der Bereich über der Hüfte allgemein als neutral bewertet wird. Unterhalb der Hüfte wird der thermische Komfort schon als warm aber akzeptabel bewertet. Auch hier hat der Volumenstrom nur einen kleinen Einfluss. Der große Volumenstrom etwa bewirkt eine Kühlung, sodass die Bewertung eher in Richtung neutral tendiert. Der Einfluss des Luftvorhangs ist an diesen beiden Fällen gut zu beobachten. Oberhalb der Hüfte ist der Luftvorhang noch stabil und erreicht eine neutrale Bewertung. Unterhalb der Hüfte jedoch löst sich der Luftvorhang immer weiter auf, sodass die Kühlung immer weiter nachlässt und der thermische Komfort als warm aber akzeptabel mit Tendenz zu „warm“ bewertet wird.

### 4.3. Skalenverhalten

In Abschnitt 3.4 sind die Formeln zur Berechnung der dimensionslosen Kennzahlen definiert. Die Berechnung erfolgt mit den charakteristischen Größen  $T_L$ ,  $T_{in}$ ,  $\dot{V}$ ,  $L$  und  $\dot{q}$ . Die restlichen Fluidparameter wurden auf Basis von [64] bestimmt. Für die Unter-

suchung des Skalenverhaltens für den Wärmetransport wird dementsprechend  $Gr$  und  $Nu$  mit der Zonentemperatur  $T_Z$  und für den thermischen Komfort mit der Äquivalenttemperatur  $\theta$  gebildet. In beiden Tabellen beziehen sich die dimensionslosen Kennzahlen auf den Kopf. Die Tabelle 4.2 gibt die Kennzahlen für die Mischbelüftung und Tabelle 4.3 gibt die Kennzahlen für die Niedrigimpulsbelüftung an.

Tabelle 4.2.: *Dimensionslose Kennzahlen beispielhaft für den Kopf als Funktion der Temperatur und Volumenstrom für die Zonentemperatur  $T_Z$  und Äquivalenttemperatur  $\theta$  für den Fall der Mischbelüftung; Quelle: eigene Darstellung*

Messreihe	Reynolds	Grashof		Nusselt	
		$T_Z$	$\theta$	$T_Z$	$\theta$
$T_{L,soll} = 17^\circ C, \dot{V}_{soll} = 368 \text{ L/min}$	108	27343	19073	27	39
$T_{L,soll} = 17^\circ C, \dot{V}_{soll} = 474 \text{ L/min}$	139	25229	21373	29	35
$T_{L,soll} = 17^\circ C, \dot{V}_{soll} = 571 \text{ L/min}$	168	23015	23934	32	31
$T_{L,soll} = 17^\circ C, \dot{V}_{soll} = 657 \text{ L/min}$	193	21406	25612	34	29
$T_{L,soll} = 17^\circ C, \dot{V}_{soll} = 803 \text{ L/min}$	236	19826	27530	37	27
$T_{L,soll} = 23^\circ C, \dot{V}_{soll} = 377 \text{ L/min}$	106	25259	12778	26	52
$T_{L,soll} = 23^\circ C, \dot{V}_{soll} = 481 \text{ L/min}$	135	24452	13569	27	49
$T_{L,soll} = 23^\circ C, \dot{V}_{soll} = 571 \text{ L/min}$	160	20143	18701	33	36
$T_{L,soll} = 23^\circ C, \dot{V}_{soll} = 658 \text{ L/min}$	184	19815	19000	33	35
$T_{L,soll} = 23^\circ C, \dot{V}_{soll} = 804 \text{ L/min}$	225	17378	21780	38	30
$T_{L,soll} = 29^\circ C, \dot{V}_{soll} = 378 \text{ L/min}$	101	26571	4095	22	146
$T_{L,soll} = 29^\circ C, \dot{V}_{soll} = 482 \text{ L/min}$	129	24245	6768	24	88
$T_{L,soll} = 29^\circ C, \dot{V}_{soll} = 568 \text{ L/min}$	173	51091	18869	13	36
$T_{L,soll} = 29^\circ C, \dot{V}_{soll} = 656 \text{ L/min}$	200	48928	16615	14	41
$T_{L,soll} = 29^\circ C, \dot{V}_{soll} = 802 \text{ L/min}$	244	45577	13129	15	52

Die Reynoldszahl ist für die Zonen- und Äquivalenttemperatur gleich groß. Die Grashofzahl sinkt bei der Zonentemperatur mit steigendem Volumenstrom und steigender Temperatur. Dagegen steigt die  $Gr$  bei der Äquivalenttemperatur mit steigendem Volumenstrom, aber sinkt bei steigender Temperatur. Auch die Nusseltzahl ist von Zonen- und Äquivalenttemperatur abhängig. Bei der Zonentemperatur steigt die  $Nu$  mit steigendem Volumenstrom und steigender Temperatur. Abhängig von der Äquivalenttemperatur sinkt die  $Nu$  bei steigendem Volumenstrom. Die Abhängigkeit des Volumenstroms bei  $Gr$  und  $Nu$  ist auf die Tatsache zurückzuführen, dass es sich bei der Äquivalenttemperatur um ein Klimasummenmaß handelt, das den Volumenstrom impliziert. Bei steigendem Volumenstrom sinkt die Äquivalenttemperatur, was zu einer größeren charakteristischen Temperaturdifferenz  $\Delta T_{eqt} = \theta - T_{sys}$  führt. Das proportionale Verhalten bei  $Gr$  und antiproportionale Verhalten bei  $Nu$  abhängig von

Tabelle 4.3.: Dimensionslose Kennzahlen beispielhaft für den Kopf als Funktion der Temperatur und Volumenstrom für die Zonentemperatur  $T_Z$  und Äquivalenttemperatur  $\theta$  für den Fall der Niedrigimpulslüftung; Quelle: eigene Darstellung

Messreihe	Reynolds	Grashof		Nusselt	
		$T_Z$	$\theta$	$T_Z$	$\theta$
$T_{L,soll} = 17^\circ C, \dot{V}_{soll} = 400 \text{ L/min}$	120	28865	17155	25	43
$T_{L,soll} = 17^\circ C, \dot{V}_{soll} = 500 \text{ L/min}$	151	28265	17754	26	42
$T_{L,soll} = 17^\circ C, \dot{V}_{soll} = 600 \text{ L/min}$	181	27775	18408	26	40
$T_{L,soll} = 17^\circ C, \dot{V}_{soll} = 700 \text{ L/min}$	211	26849	19388	27	38
$T_{L,soll} = 17^\circ C, \dot{V}_{soll} = 800 \text{ L/min}$	241	26250	20042	28	37
$T_{L,soll} = 23^\circ C, \dot{V}_{soll} = 400 \text{ L/min}$	116	24499	13539	27	49
$T_{L,soll} = 23^\circ C, \dot{V}_{soll} = 500 \text{ L/min}$	145	23706	14432	28	46
$T_{L,soll} = 23^\circ C, \dot{V}_{soll} = 600 \text{ L/min}$	174	23233	15001	28	44
$T_{L,soll} = 23^\circ C, \dot{V}_{soll} = 700 \text{ L/min}$	203	23166	15171	28	44
$T_{L,soll} = 23^\circ C, \dot{V}_{soll} = 800 \text{ L/min}$	232	21372	17107	31	39
$T_{L,soll} = 29^\circ C, \dot{V}_{soll} = 400 \text{ L/min}$	112	20123	11169	29	53
$T_{L,soll} = 29^\circ C, \dot{V}_{soll} = 500 \text{ L/min}$	140	19653	11692	30	51
$T_{L,soll} = 29^\circ C, \dot{V}_{soll} = 600 \text{ L/min}$	168	18865	12577	31	47
$T_{L,soll} = 29^\circ C, \dot{V}_{soll} = 700 \text{ L/min}$	196	18142	13437	33	44
$T_{L,soll} = 29^\circ C, \dot{V}_{soll} = 800 \text{ L/min}$	224	17801	13775	33	43

der charakteristischen Temperaturdifferenz führt somit für zunehmenden Volumenströmen bei  $Gr$  zu einer größeren und bei  $Nu$  zu einer niedrigeren Kennzahl.

Auf Basis der Kennzahlen der einzelnen Körperregionen wird nun das Skalenverhalten von Wärmetransport und thermischen Komfort durch Gleichung 2.13 für jedes Körperteil berechnet und dargestellt. Das Bestimmtheitsmaß  $R^2$  gibt hierbei die Güte an, wie gut der funktionale Zusammenhang mit den Messdaten korreliert. Je näher der Wert an 100% liegt, desto besser bildet der funktionale Zusammenhang das Skalenverhalten ab. Der Vorfaktor  $C$  ist hierbei ein Proportionalitätsfaktor und hängt im Wesentlichen von der Wahl der charakteristischen Länge ab. Für die Bewertung und Diskussion ist  $C$  nicht von Bedeutung und wird im Weiteren nicht berücksichtigt. Der Exponent  $a$  gibt die Abhängigkeit des Wärmetransports von der erzwungenen Konvektion an. Im Gegensatz dazu gibt der Exponent  $b$  die Abhängigkeit von der thermischen Konvektion an.

In den folgenden Abschnitten wird das Skalenverhalten der Zonentemperatur und Äquivalenttemperatur für jeweils die Mischbelüftung und Niedrigimpulsbelüftung dargestellt. Die Messungen für die Niedrigimpulsbelüftung berücksichtigen alle definierten Körperregionen. Für die Messungen der Mischbelüftung werden nur die Körperteile von Kopf bis einschließlich der Oberschenkel berücksichtigt, da für die Unterschenkel und Füße nur eingeschränkt Daten zur Verfügung stehen. Ein hierfür entwickelter

Programmcode berechnet aus den dimensionslosen Kennzahlen die Parameter  $C$ ,  $a$  und  $b$  auf Basis eines Least-Square-Algorithmus. Die Ergebnisse dieser Berechnungen werden in der Folge für die beiden Belüftungskonzepte dargestellt. Hierzu ist auf der x-Achse jeweils das Skalenmodell  $C \cdot Re^a \cdot Gr^b$  und auf der Y-Achse die resultierende  $Nu$  aufgetragen. Die blauen Kreise kennzeichnen die Messwerte. Zusätzlich ist zur Orientierung, wie gut das Skalenmodell mit den Messwerten korreliert, eine gestrichelte Linie als Winkelhalbierende eingezeichnet. Je weniger die Messpunkte von der Linie abweichen, umso besser bildet das Skalenmodell das System ab. Die Abbildungen zum Skalenverhalten sind im Anhang D einzusehen.

### 4.3.1. Mischbelüftung

Die Ergebnisse zur Berechnung des Skalenverhaltens und die Zahlenwerte für die einzelnen Parameter der Körperregionen für den Wärmetransport im Fall der Mischbelüftung sind in Tabelle 4.4 und in Abbildung D.1 dargestellt.

Tabelle 4.4.: Bestimmtheitsmaß und Parameter des Skalenmodells für den Wärmetransport für den Fall der Mischbelüftung; Quelle: eigene Darstellung

Körperteil	$R^2$ [%]	$C$ [-]	$a$ [-]	$b$ [-]
Kopf	94,82	$338191 \pm 81404$	$0,01 \pm 2$	$-0,94 \pm 4$
Brust	96,92	$2231488 \pm 440749$	$0,03 \pm 2$	$-0,94 \pm 3$
Bauch	92,98	$1408293 \pm 378963$	$0,00 \pm 1$	$-0,90 \pm 3$
Oberarm links	96,42	$43802 \pm 7595$	$0,02 \pm 2$	$-0,95 \pm 3$
Oberarm rechts	96,49	$66119 \pm 10420$	$-0,01 \pm 2$	$-0,98 \pm 3$
Unterarm links	89,45	$16208 \pm 3628$	$-0,02 \pm 1$	$-0,96 \pm 4$
Unterarm rechts	91,36	$11757 \pm 2341$	$-0,02 \pm 1$	$-0,92 \pm 4$
Hand links	94,20	$12824 \pm 1675$	$-0,03 \pm 1$	$-1,07 \pm 4$
Hand rechts	93,44	$9231 \pm 1261$	$-0,03 \pm 1$	$-1,02 \pm 4$
Oberschenkel links	89,38	$540127 \pm 163329$	$-0,03 \pm 1$	$-0,96 \pm 4$
Oberschenkel rechts	90,59	$913427 \pm 271385$	$-0,03 \pm 1$	$-1,01 \pm 4$

Das Bestimmtheitsmaß bei der Mischbelüftung für den Wärmetransport ist für alle Körperregionen immer größer  $R^2 = 89\%$ . Dabei ist an den Oberschenkel das niedrigste Bestimmtheitsmaß mit  $R_{min}^2 = 89,38\%$  und an den Oberarmen das größte Bestimmtheitsmaß mit  $R_{max}^2 = 96,49\%$  zu verzeichnen. In Abbildung D.1 ist das Skalenverhalten grafisch dargestellt. Das Bestimmtheitsmaß spiegelt sich dort wieder. An den Körperregionen mit dem größten Bestimmtheitsmaß liegen die Messwerte nah an der Winkelhalbierenden. Für die Körperregionen mit niedrigem Bestimmtheitsmaß liegen die Messpunkte - optisch gut erkennbar - weiter entfernt von der Winkelhalbierenden. Für die meisten Körperregionen, vor allem der Kopf, die Brust und der Bauch, nimmt die Abweichung der Messwerte und des Modells für größere  $Nu$  immer weiter

zu. Das liegt daran, dass die Zonentemperatur bestimmte Einflussgrößen nicht berücksichtigt. Eine solche Einflussgröße ist zum Beispiel die Wärmestrahlung. Die Wärmestrahlung ist in Abbildung 2.2 mit Gleichung aufgeführt. Dort ist abzusehen, dass bei steigender Temperatur der Strahlungswärmetransport stark ansteigt aufgrund der vierten Potenz der Temperaturen. In der Zonentemperatur ist dieser und weitere Einflussgrößen nicht eingerechnet, was eine Erklärung zu dieser sichtbaren Abweichung sein könnte.

Die Ergebnisse für das Skalenverhalten des thermischen Komforts sind in Tabelle 4.5 und Abbildung D.2 dargestellt.

Tabelle 4.5.: *Bestimmtheitsmaß und Parameter des Skalenmodells für den thermischen Komfort für den Fall der Mischbelüftung; Quelle: eigene Darstellung*

Körperteil	$R^2$ [%]	$C$ [-]	$a$ [-]	$b$ [-]
Kopf	99,17	$710776 \pm 7073$	$-0,07 \pm 1$	$-0,98 \pm 1$
Brust	99,66	$5323375 \pm 143934$	$0,00 \pm 1$	$-1,01 \pm 1$
Bauch	99,64	$3397496 \pm 125480$	$-0,04 \pm 1$	$-0,96 \pm 1$
Oberarm links	99,23	$66078 \pm 1046$	$-0,01 \pm 1$	$-0,98 \pm 1$
Oberarm rechts	99,17	$65710 \pm 1033$	$-0,03 \pm 1$	$-0,96 \pm 1$
Unterarm links	99,79	$18854 \pm 600$	$0,03 \pm 1$	$-1,02 \pm 1$
Unterarm rechts	99,51	$24117 \pm 782$	$-0,06 \pm 1$	$-0,98 \pm 1$
Hand links	99,69	$8059 \pm 132$	$-0,04 \pm 1$	$-0,99 \pm 1$
Hand rechts	99,69	$8105 \pm 111$	$-0,05 \pm 1$	$-0,98 \pm 1$
Oberschenkel links	99,64	$922257 \pm 36258$	$-0,07 \pm 1$	$-1,01 \pm 1$
Oberschenkel rechts	99,70	$818743 \pm 17095$	$-0,03 \pm 1$	$-1,01 \pm 1$

Beim Belüftungskonzept der Mischbelüftung für den thermischen Komfort ergibt das Bestimmtheitsmaß konstante Werte bei allen Körperregionen mit  $R^2 = 99\%$ . Das hier gewählte Modell zur Charakterisierung des thermischen Komforts auf Basis der Äquivalenttemperatur skaliert signifikant besser als beim Wärmetransport. Ein Grund hierfür ist unter anderem, dass die Äquivalenttemperatur als Klimasummenmaß Geschwindigkeitseffekte oder auch Strahlungseinfluss mit impliziert. In Abbildung D.2 sind, wie das hohe Bestimmtheitsmaß zeigt, die Messpunkte auf oder nah an der Winkelhalbierenden. Das Modell bildet das Skalenverhalten des thermischen Komforts im Gegensatz zum Wärmetransport auch bei hohen  $Nu$  besser ab und weicht nicht ab.

### 4.3.2. Niedrigimpulsbelüftung

Im folgenden Abschnitt wird das Skalenverhalten für den Wärmetransport im Fall der Niedrigimpulsbelüftung grafisch dargestellt und die berechneten Parameter für

Tabelle 4.6.: *Bestimmtheitsmaß und Parameter des Skalenmodells für den Wärmetransport für den Fall der Niedrigimpulsbelüftung; Quelle: eigene Darstellung*

Körperteil	$R^2$ [%]	$C$ [-]	$a$ [-]	$b$ [-]
Kopf	86,73	$1747 \pm 466$	$0,15 \pm 2$	$-0,49 \pm 4$
Brust	92,09	$2658 \pm 754$	$0,22 \pm 2$	$-0,45 \pm 4$
Bauch	91,77	$2596 \pm 821$	$0,23 \pm 2$	$-0,45 \pm 4$
Oberarm links	91,13	$69 \pm 22$	$0,28 \pm 3$	$-0,36 \pm 5$
Oberarm rechts	90,37	$416 \pm 96$	$0,19 \pm 2$	$-0,50 \pm 4$
Unterarm links	87,72	$55 \pm 15$	$0,22 \pm 2$	$-0,37 \pm 5$
Unterarm rechts	86,29	$72 \pm 25$	$0,26 \pm 4$	$-0,42 \pm 6$
Hand links	83,96	$46 \pm 10$	$0,15 \pm 2$	$-0,39 \pm 4$
Hand rechts	80,63	$49 \pm 15$	$0,19 \pm 3$	$-0,42 \pm 6$
Oberschenkel links	83,28	$1057 \pm 339$	$0,15 \pm 2$	$-0,44 \pm 5$
Oberschenkel rechts	83,37	$896 \pm 308$	$0,17 \pm 2$	$-0,43 \pm 5$
Unterschenkel links	72,12	$582 \pm 142$	$0,07 \pm 2$	$-0,42 \pm 4$
Unterschenkel rechts	73,71	$753 \pm 186$	$0,07 \pm 2$	$-0,45 \pm 4$
Fuß links	55,95	$441 \pm 111$	$0,01 \pm 2$	$-0,47 \pm 6$
Fuß rechts	59,68	$796 \pm 204$	$0,01 \pm 3$	$-0,55 \pm 6$

die Modellfunktion aufgelistet. Danach folgen die entsprechenden Ergebnisse für den thermischen Komfort.

In Tabelle 4.6 ist abzulesen, dass das Bestimmtheitsmaß unterhalb der Oberschenkel kleiner als  $R^2 = 89\%$  ist. Minimale Werte werden für die Füße mit  $R_{min}^2 = 55,95\%$  erreicht. Auf der anderen Seite betragen die Werte für den Oberkörper bis zu  $R_{max}^2 = 91,77\%$  an der Brust. Eine mögliche Ursache der Abnahme der Werte in Richtung Füße ist, dass der Luftvorhang sich nur bis zur Hüfte stabil ausbildet und bis zu den Füßen weniger ausgeprägt ist, wodurch das verwendete Modell hier deutlich schlechter für die Körperzonen Unterschenkel und Füße korreliert. Dieses Verhalten der Güte des Modells ist in Abbildung D.3 grafisch zu erkennen. Zu sehen ist, dass das verwendete Modell für die Körperregionen in Richtung der Füße immer schlechter skaliert. Aber auch die Strahlungswärme und andere strömungsdynamische Effekte sind hier - analog zum Wärmetransport im Fall der Mischbelüftung - nicht mit einbezogen, wodurch die Streuung der Punkte für die gut skalierenden Körperregionen für größer werdende  $Nu$  auch größer wird.

Zuletzt werden die Parameter und das Skalenverhalten für den thermischen Komfort in Tabelle 4.7 abgebildet und beschrieben. Für die Beschreibung des Skalenverhaltens bei thermischem Komfort auf Basis der Äquivalenttemperatur ist eine deutlich bessere Übereinstimmung von Modell und Messwerten zu erkennen. Das Bestimmtheitsmaß ist für alle Körperregionen größer als  $R^2 = 94,80\%$ . Dies zeigt - analog zur Mischbelüftung - dass das gewählte Modell zur Charakterisierung des thermischen Komforts gut verwendet werden kann. Auch hier sind die Effekte, die beim Wärmetransport unberücksichtigt bleiben, durch das Klimasummenmaß der Äquivalenttemperatur berücksichtigt. Abbildung D.4 bildet grafisch das Skalenverhalten ab. Dabei

sind die Messwerte gut durch die Berechnung abgebildet, was auch das Bestimmtheitsmaß aussagt. Auch hin zu hohen  $Nu$  sind nur geringe Unterschiede zwischen Messwerten und Skalenmodell zu erkennen.

Tabelle 4.7.: *Bestimmtheitsmaß und Parameter des Skalenmodells für den thermischen Komfort für den Fall der Niedrigimpulsbelüftung; Quelle: eigene Darstellung*

Körperteil	$R^2$ [%]	$C$ [-]	$a$ [-]	$b$ [-]
Kopf	93,95	$27276 \pm 4538$	$-0,13 \pm 2$	$-0,60 \pm 3$
Brust	95,99	$172355 \pm 30930$	$-0,17 \pm 2$	$-0,61 \pm 3$
Bauch	95,83	$2247844 \pm 518994$	$-0,09 \pm 5$	$-0,89 \pm 4$
Oberarm links	97,29	$64724 \pm 3585$	$-0,11 \pm 5$	$-0,90 \pm 1$
Oberarm rechts	95,38	$13962 \pm 1615$	$-0,19 \pm 3$	$-0,66 \pm 4$
Unterarm links	97,63	$19612 \pm 633$	$-0,12 \pm 4$	$-0,89 \pm 3$
Unterarm rechts	98,23	$8704 \pm 411$	$-0,21 \pm 2$	$-0,70 \pm 2$
Hand links	99,11	$8724 \pm 640$	$-0,06 \pm 4$	$-0,97 \pm 2$
Hand rechts	97,87	$7394 \pm 361$	$-0,10 \pm 4$	$-0,90 \pm 3$
Oberschenkel links	95,49	$249056 \pm 36073$	$-0,10 \pm 4$	$-0,83 \pm 4$
Oberschenkel rechts	95,92	$147607 \pm 21085$	$-0,13 \pm 3$	$-0,76 \pm 3$
Unterschenkel links	98,84	$36655 \pm 1416$	$-0,06 \pm 2$	$-0,79 \pm 2$
Unterschenkel rechts	97,54	$21210 \pm 1532$	$-0,06 \pm 2$	$-0,73 \pm 2$
Fuß links	99,71	$11361 \pm 119$	$-0,01 \pm 1$	$-0,88 \pm 1$
Fuß rechts	99,65	$6248 \pm 136$	$0,01 \pm 1$	$-0,81 \pm 1$

## 5. Diskussion

In diesem Kapitel werden die Ergebnisse zum Skalenverhalten und zur Qualität der hier untersuchten Modellfunktion diskutiert. Zunächst erfolgt die Darstellung der Parameter  $a$  und  $b$  und deren Bedeutung im Kontext der Bewertung des Wärmetransports und des thermischen Komfort. Anschließend wird anhand eines Anwendungsbeispiels der praktische Nutzen des Skalenmodells demonstriert.

### 5.1. Analyse des Skalenverhaltens

Im Folgenden werden die Parameter beider Belüftungskonzepte für jede Körperregion aus Abschnitt 4.3 analysiert. Dafür ist, aus Gründen der besseren Vergleichbarkeit, der Wert der beiden Parameter in einem Balkendiagramm aufgetragen.

In Abbildung 5.1 für das Skalenverhalten des Wärmetransports für den Fall der Mischbelüftung (gelb) ist der Parameter  $a$  der Exponent von  $Re$ . Für das hier untersuchte System bedeutet ein positiver Parameter  $a$ , dass mit steigendem Volumenstrom  $Re$  größer wird und somit der konvektive Wärmetransport ansteigt. Für einen negativen Exponenten bedeutet das umgekehrt, dass die größer werdende  $Re$  einen sinkenden konvektiven Wärmetransport zur Folge hat. An der Brust ist  $a = 0,03$  der größte Wert, da die Brust in dieser Konfiguration direkt angeströmt wird und sich somit die Randbedingungen nicht ändern. Die Luft prallt an der Brust in alle Richtungen ab und es bildet sich eine Sekundärströmung mit deutlich geringeren Strömungsgeschwindigkeiten aus. Die Geschwindigkeiten der unkontrollierten Sekundärströmung an den anderen Körperregionen sind nun in der Größenordnung der thermisch induzierten Auftriebsströmungen. Es kommt zu einer Interaktion von erzwungener und thermischer Konvektion. Am Kopf, der Brust und dem linken Oberarm ist  $a > 0$ . Hier führt die Sekundärströmung zu einem Anstieg des Wärmetransports. Am Bauch ist  $a \approx 0$ . Ein Grund dafür ist ohne zusätzliche Strömungsmessungen nicht endgültig zu klären. Eine wahrscheinliche Ursache ist, dass sich am Bauch die thermische Auftriebsströmung und die abwärts gerichtete Sekundärströmung aus Richtung der Brust neutralisieren. Für die andern Körperregionen ist  $a < 0$ . In Richtung der Füße nimmt  $a$  immer weiter ab, da bei der Interaktion der erzwungenen und thermischen Konvektion die thermische Konvektion dominiert. Daraus resultiert ein immer kleiner werdender konvektiver Wärmetransport. In Abbildung 5.2 ist der Parameter  $b$  (Exponent von  $Gr$ ) dargestellt. Die thermische Konvektion  $Gr$  für den Wärmetransport im Fall der Mischbelüftung skaliert nahezu umgekehrt linear  $-1,07 \leq b \leq -0,90$ . Der Parameter  $b$  geht antiproportional in den Wärmetransport ein. Es ist somit davon auszugehen, dass der

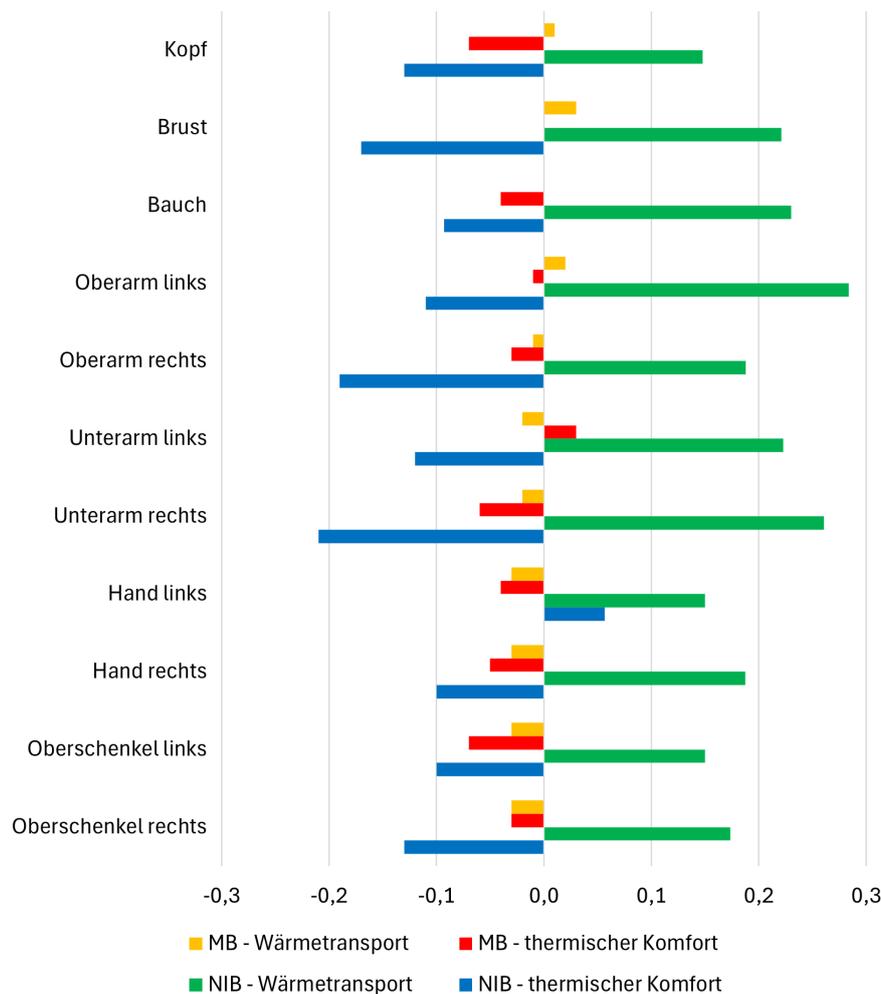


Abbildung 5.1.: *Parametervergleich  $a$  für  $Re$  für Mischbelüftung (MB) und Niedrigimpulsbelüftung (NIB); Quelle: eigene Darstellung*

Wärmetransport für alle Körperteile von der Temperaturdifferenz zwischen der Oberfläche und der Umgebung abhängt.

Für das Skalenverhalten beim thermischen Komfort im Fall der Mischbelüftung (rot) ist der Parameter  $a$  für fast alle Körperregionen antiproportional. Diese Antiproportionalität bedeutet bei steigendem Volumenstrom, dass  $Nu$  kleiner wird und der Wärmetransport sinkt. Die strömungsdynamischen Einflüsse, wie der Volumenstrom, die beim Wärmetransport nicht berücksichtigt sind, sind hingegen bei der Äquivalenttemperatur als Klimasummenmaß berücksichtigt. Der Parameter  $a$  ist hier, im Gegensatz zum Skalenverhalten beim Wärmetransport, ungefähr Null. Obwohl die Brust hier teilweise mit bis zu  $U = 2 \text{ m/s}$  angeströmt wird, gibt es keine Abhängigkeit von  $Re$ . Was auf den ersten Blick als Widerspruch erscheint, lässt sich jedoch mit der Tatsache erklären, dass bei der Äquivalenttemperatur der Einfluss der Luftströmung berück-

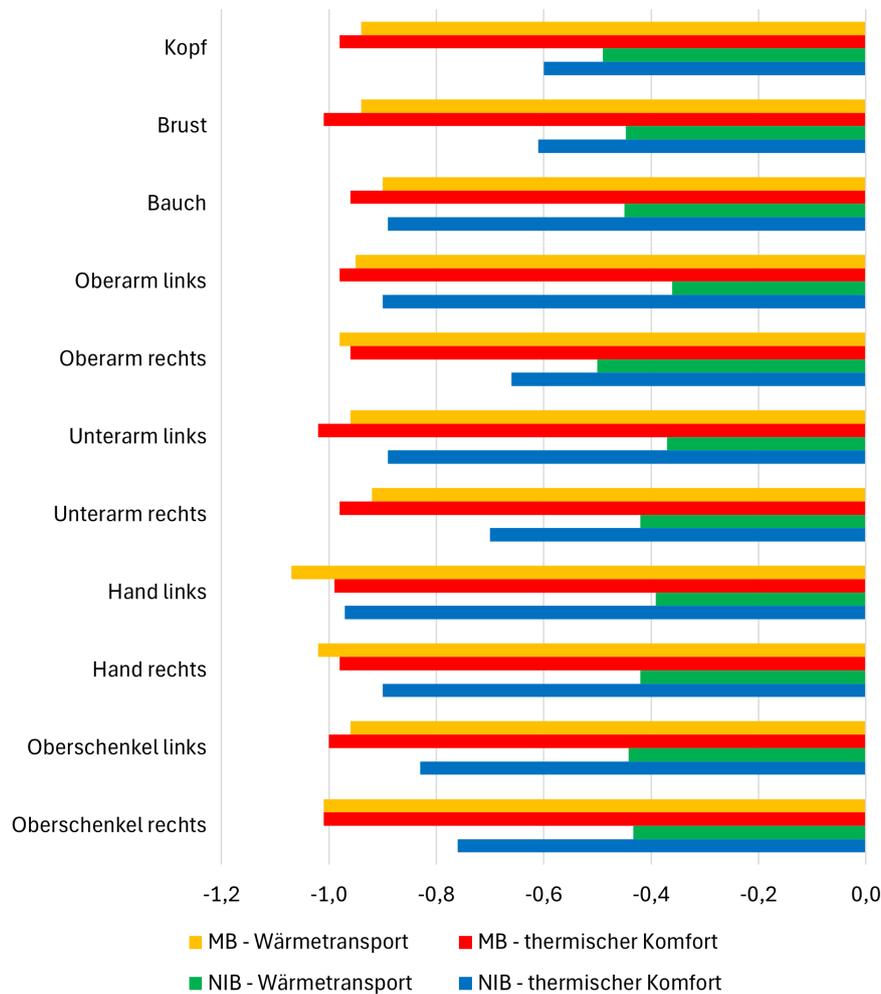


Abbildung 5.2.: Parametervergleich  $b$  für  $Gr$  für Mischbelüftung (MB) und Niedrigimpulsbelüftung (NIB); Quelle: eigene Darstellung

sichtigt ist. Somit findet der Einfluss des Volumenstroms nicht in  $Re$  sondern in  $Gr_\theta$  Berücksichtigung. Diese Abhängigkeit von  $Gr_\theta$  zeigt sich auch daran, dass der Parameter  $b$  an der Brust  $\approx -1$  ist. Daran ist zu erkennen, dass der thermische Komfort umgekehrt linear mit  $Gr_\theta$  skaliert, sprich eine steigende Strömungsgeschwindigkeit zu einer niedrigeren Äquivalenttemperatur führt und somit die charakteristische Temperaturdifferenz  $\Delta T_\theta = \theta - T_{sys}$  größer wird. Mit zunehmender Geschwindigkeit an der Oberfläche steigt  $Gr$  und  $Nu$  sinkt, was bei vergleichbaren Randbedingungen bedeutet, dass die Äquivalenttemperatur kleiner wird.

Für das Skalenverhalten des Wärmetransports im Fall der Niedrigimpulsbelüftung (grün) ist auffällig, dass der Parameter  $a$  für den rechten Arm am größten ist. Durch die nicht perfekt zentrierte Positionierung des TMs unterhalb der Deckenventilation wird der rechte Arm stärker als zum Beispiel der linke Arm vom Luftvorhang angeströmt,

wodurch die erzwungene Konvektion größer ist. In Richtung der Füße nimmt der Parameter immer weiter ab, da sich der Luftvorhang unterhalb der Hüfte immer weiter auflöst und somit weniger Einfluss auf die erzwungene Konvektion hat. In Tabelle 4.6 ist zu sehen, dass der Parameter  $a$  bei den Füßen sogar annähernd Null ist, da dort kaum erzwungene Konvektion durch den Luftvorhang vorhanden und somit die thermische Auftriebsströmung dominant ist. Der Parameter  $b$  geht für den Wärmetransport antiproportional in  $Nu$  ein. Der Wert ist annähernd konstant für alle Körperregionen bei  $b \approx -0,4$ . Das bedeutet für eine steigende Temperaturdifferenz und somit größer werdende  $Gr$  eine Abnahme von  $Nu$ , da der konvektive Wärmetransport abnimmt.

Für das Skalenverhalten beim thermischen Komfort im Fall der Niedrigimpulsbelüftung (blau) ist der Parameter  $a$  für fast alle Körperregionen negativ. Analog zur Mischbelüftung bedeutet die Antiproportionalität, dass bei steigender  $Re$  die  $Nu$  sinkt und somit der Wärmetransport abnimmt. Der Parameter  $b$  ist für diesen Fall auch negativ im Bereich  $-0,97 \leq b \leq -0,6$ . Somit geht auch die  $Gr$  - analog zur Mischbelüftung - antiproportional in den Wärmetransport ein. Auch hier ist der Volumenstrom in  $Gr_\theta$  mit abgebildet. Für einen größer werdenden Volumenstrom sinkt die Äquivalenttemperatur. Das hat eine größer werdende Temperaturdifferenz zur Folge. Somit steigt  $Gr_\theta$  an. Aufgrund der Antiproportionalität durch den Exponenten von  $Gr_\theta$  sinkt die  $Nu_\theta$  und somit auch der konvektive Wärmetransport.

Das hohe Bestimmtheitsmaß und die Abbildungen des Skalenverhaltens zeigen, dass das Modell für den Großteil der Körperregionen gut korreliert. Vor allem das Skalenverhalten des thermischen Komforts durch die Zusammenfassung der strömungsdynamischen Effekte skaliert mit einem Bestimmtheitsmaß  $R^2 > 93,95\%$  signifikant besser als das Skalenverhalten des Wärmetransports.

Eine Auffälligkeit ist bei den Körperregionen unterhalb der Hüfte beim Wärmetransport für die Niedrigimpulsbelüftung in Abbildung D.3. Dort skalieren Messwerte auf einer anderen Geraden. Bei diesen Ausschlägen handelt es sich in allen Fällen um die Messreihen bei  $T_L = 14^\circ C$ . Es ist anzunehmen, dass die thermische Auftriebskraft bei dieser Messreihe einen so großen Einfluss durch die hohe Temperaturdifferenz hat, dass diese Werte mit einer höheren Steigung skalieren. In der Abbildung D.4 für den thermischen Komfort ist diese zweite Gerade mit höherer Steigung nicht mehr zu erkennen aufgrund der Zusammenfassung der strömungsdynamischen Effekte in die Äquivalenttemperatur.

Auffällig ist auch, dass das Bestimmtheitsmaß für den thermischen Komfort für jeden Fall größer ist, als das Bestimmtheitsmaß des Wärmetransports. Für den Wärmetransport streuen die Punkte mit steigender  $Nu$  immer weiter. Das ist auch gut erkennbar in Abbildung D.1 und Abbildung D.3. Eine mögliche Erklärung für diese Streuung für zunehmende  $Nu$  sind, wie bereits erläutert, Einflussgrößen die im Wärmetransport keine Berücksichtigung finden. Dazu zählt beispielsweise die beschriebene Wärme-

strahlung, die durch die vierte Potenz bei steigenden Temperaturen schnell groß wird. Im Gegensatz dazu fasst die Äquivalenttemperatur als Klimasummenmaß diese Einflussgrößen mit zusammen, wodurch das Bestimmtheitsmaß und somit die Skalierung über einen weiten Parameterbereich besser ist.

## 5.2. Technische Anwendung

Basierend auf dem Skalenmodell und den für die jeweiligen Belüftungskonzepte bestimmten Parameter lassen sich jetzt wieder physikalische Größen für die Planung und Auslegung der Fahrzeuginnenraumventilation berechnen. Hierzu muss die Modellgleichung 2.13 nach einer gewollten Zielgröße aufgelöst werden. Somit kann der Einfluss verschiedenen Parametern auf diese Größe mithilfe dieses einfachen funktionalen Zusammenhangs analysiert werden. Zudem ist es mit Hilfe der partiellen Ableitung möglich Minima und Maxima zu berechnen. Zusätzlich ist mit der Ableitung zu erkennen, wie sensitiv das System auf Änderungen der Parameter reagiert.

In dieser Arbeit wird der thermische Komfort durch die Äquivalenttemperaturen bei verschiedenen Volumenströmen untersucht. Somit ist eine relevante Gleichung die Äquivalenttemperatur in Abhängigkeit der charakteristischen Größen  $\theta(T_L, T_{in}, \dot{V}, \dot{q}, L)$  zu setzen.

$$Nu = C \cdot Re^a \cdot Gr^b$$
$$\frac{4 \dot{q} L}{\lambda (2 \theta - T_L - T_{in})} = C \left( \frac{\rho L \dot{V}}{A \eta} \right)^a \left( \frac{g \rho^2 L^3 (2 \theta - T_L - T_{in})}{\eta^2 (T_L + T_{in})} \right)^b \quad (5.1)$$

Zur Vereinfachung kann  $Z = 2 \theta - T_L - T_{in}$  substituiert und später wieder in die Gleichung 5.1 eingesetzt werden. Weiterhin wird die Gleichung umgestellt und nach der Äquivalenttemperatur  $\theta$  aufgelöst.

$$\begin{aligned}
 \frac{4 \dot{q} L}{\lambda Z} &= C \left( \frac{\rho L \dot{V}}{A \eta} \right)^a \left( \frac{g \rho^2 L^3 Z}{\eta^2 (T_L + T_{in})} \right)^b \\
 4 \dot{q} L &= C \lambda Z \left( \frac{\rho L \dot{V}}{A \eta} \right)^a \left( \frac{g \rho^2 L^3 Z}{\eta^2 (T_L + T_{in})} \right)^b \\
 4 \dot{q} L &= C \lambda Z^{1+b} \left( \frac{\rho L \dot{V}}{A \eta} \right)^a \left( \frac{g \rho^2 L^3}{\eta^2 (T_L + T_{in})} \right)^b \\
 Z^{1+b} &= \frac{4 \dot{q} L}{C \lambda} \left( \frac{\rho L \dot{V}}{A \eta} \right)^{-a} \left( \frac{g \rho^2 L^3}{\eta^2 (T_L + T_{in})} \right)^{-b} \\
 Z &= \left[ \frac{4 \dot{q} L}{C \lambda} \left( \frac{\rho L \dot{V}}{A \eta} \right)^{-a} \left( \frac{g \rho^2 L^3}{\eta^2 (T_L + T_{in})} \right)^{-b} \right]^{\pm \frac{1}{1+b}} \\
 2\theta - T_L - T_{in} &= \left[ \frac{4 \dot{q} L}{C \lambda} \left( \frac{\rho L \dot{V}}{A \eta} \right)^{-a} \left( \frac{g \rho^2 L^3}{\eta^2 (T_L + T_{in})} \right)^{-b} \right]^{\pm \frac{1}{1+b}} \\
 \theta(T_L, T_{in}, \dot{V}, \dot{q}, L) &= \frac{1}{2} \left( T_L + T_{in} + \left[ \frac{4 \dot{q} L}{C \lambda} \left( \frac{\rho L \dot{V}}{A \eta} \right)^{-a} \left( \frac{g \rho^2 L^3}{\eta^2 (T_L + T_{in})} \right)^{-b} \right]^{\pm \frac{1}{1+b}} \right)
 \end{aligned} \tag{5.2}$$

Das folgende Anwendungsbeispiel stellt das Sommerszenario mit einer typischen Umgebungstemperatur von  $T_L = 23^\circ C$  dar. Die Klimatisierung kann variabel auf verschiedene Zuströmtemperaturen im Bereich  $17^\circ C \leq T_{in} \leq 23^\circ C$  (für den Kühlfall) eingestellt werden. Der Volumenstrom soll hier auf zwei Stufen einstellbar sein  $\dot{V} = 400 \text{ L/min}$  und  $\dot{V} = 800 \text{ L/min}$ .

In Abbildung 5.3 sind für die vier beispielhaften Körperregionen die Äquivalenttemperaturen in Abhängigkeit vom Volumenstrom, der Umgebungs- und Zuströmtemperatur  $\theta(\dot{V}, T_L, T_{in})$  dargestellt. Im Idealfall müssten die beiden Geraden eines Belüftungskonzepts aufeinander liegen, da die Äquivalenttemperatur als Klimasummenmaß strömungsdynamische Effekte mit impliziert.

Am Kopf liegen die Geraden für alle Fälle fast aufeinander. Dieses Verhalten lässt sich auf die ähnlichen Strömungsbedingungen zurückführen. Bei der Mischbelüftung trifft der Luftstrahl auf die Brust und erzeugt eine Sekundärströmung in alle Richtungen. Bei der Niedrigimpulsbelüftung tritt der Luftvorhang über dem Kopf aus. Diese beiden Fälle führen zu ähnlichen Bedingungen und somit zu ähnlichen Äquivalenttemperaturen.

Bei der Brust für den Fall der Mischbelüftung trifft der Luftstrahl genau auf die Brust, wodurch homogene Bedingungen herrschen. Somit ist die Äquivalenttemperatur über einen weiten Zuströmtemperaturenbereich unabhängig vom Volumenstrom und beide

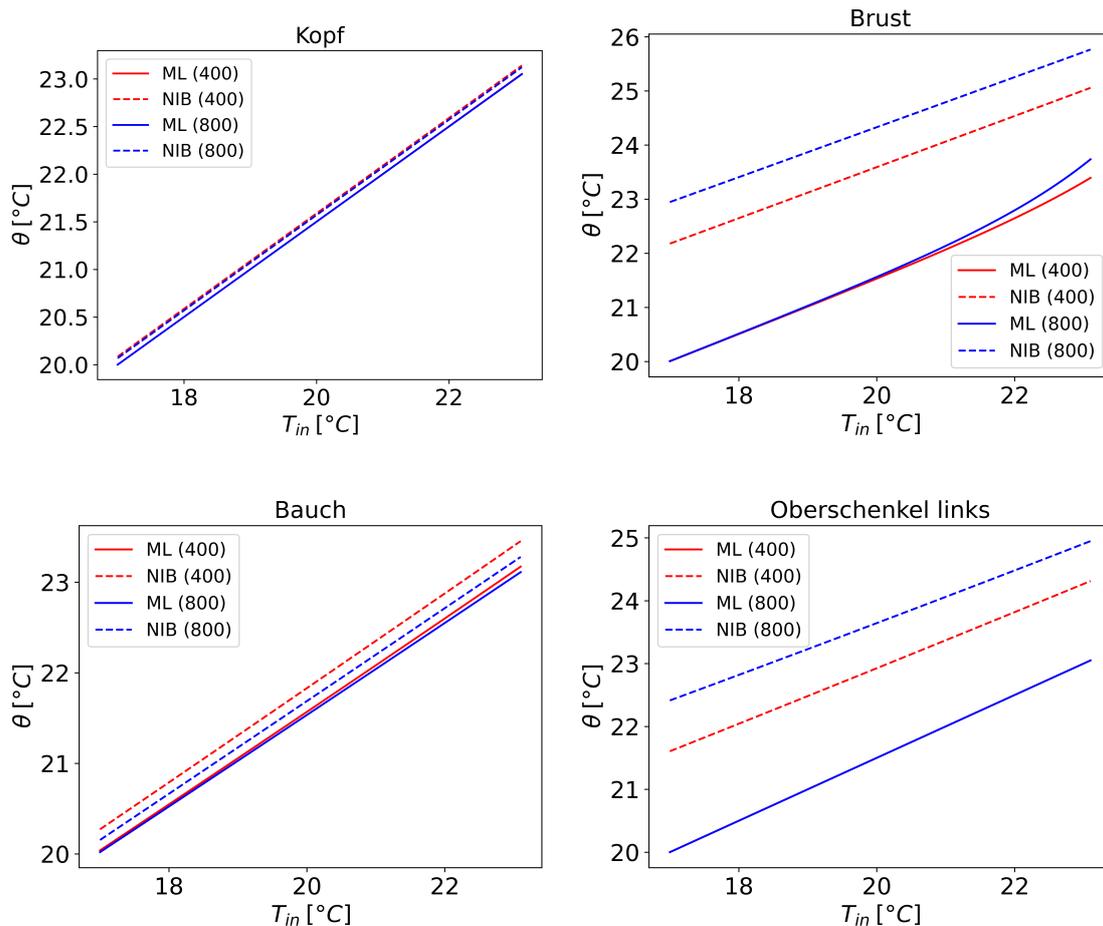


Abbildung 5.3.: Äquivalenttemperatur abhängig von der Zuströmtemperatur bei zwei Volumenströmen und konstanter Umgebungstemperatur; Quelle: eigene Darstellung

Geraden sind deckungsgleich. Ab  $T_{in} > 21^\circ\text{C}$  hat ein größerer Volumenstrom doch Einfluss auf die Äquivalenttemperatur. Dort ist die Temperaturdifferenz  $\Delta T \approx 0$ , wodurch der exponentielle Anstieg entsteht. Für die Niedrigimpulsbelüftung ist eine Abhängigkeit des Volumenstroms zu sehen. Hier sind keine gleichen Randbedingungen mehr zu erwarten. Zusätzlich ist die Äquivalenttemperatur bei der Niedrigimpulsbelüftung verglichen mit der Mischbelüftung größer aufgrund der direkten Anstrahlung bei der Mischbelüftung auf die Brust.

Am Bauch ist ein ähnliches Verhalten verglichen mit dem Kopf zu erkennen, da ähnliche Randbedingungen herrschen. Bei der Mischbelüftung prallt der Luftstrahl an der Brust ab und es entsteht eine Sekundärströmung. Bei der Niedrigimpulsbelüftung ist eine kleine Abhängigkeit des Volumenstroms zu erkennen.

Der Luftvorhang im Fall der Niedrigimpulsbelüftung von oben nimmt immer weiter ab, weshalb am Oberschenkel nur wenig Luft ankommt und sich die Randbedingun-

gen abhängig vom Volumenstrom ändern. Somit ist ein Unterschied in den Geraden abhängig des Volumenstroms zu erkennen. Beim niedrigen Volumenstrom kommt weniger Luft am Oberschenkel an, als beim größeren Volumenstrom. Bei der Mischluft ist am linken Oberschenkel keine Abhängigkeit des Volumenstroms zu erkennen.

## 6. Fazit und Ausblick

In der vorliegenden Arbeit wird ein Skalenmodell hinsichtlich der Anwendbarkeit auf eine Fahrzeugkabine für zwei verschiedene Belüftungskonzepte - einer deckenseitigen Niedrigimpulsbelüftung mit Luftvorhang und einer Mischbelüftung mit Ausströmern im Bereich des Armaturenbretts - untersucht. Die experimentellen Untersuchungen werden an einer generischen und vereinfachten Fahrzeugkabine realisiert. Alle Messungen werden bei isothermen Randbedingungen und konstantem Volumenstrom durchgeführt. Um dies zu gewährleisten sind in der Fahrzeugkabine und in der Klimakammer eine Vielzahl von Temperatursensoren platziert sowie für die Zuluft ein Volumenstrommessgerät im Zuluftstrang verbaut. Zusätzlich dienen die Sensordaten zur Regelung der Umgebungstemperatur, der Einströmtemperatur und des Volumenstroms. Zur Bestimmung des thermischen Komforts nach DIN EN ISO 14505 sowie zur Simulation der Wärmeabgabe und Versperrung eines Menschen kommt ein am DLR in Göttingen entwickeltes thermisches Manikin zum Einsatz, das in der Fahrzeugkabine auf einem Autositz platziert ist. Auf Basis von Infrarotthermografie wird die Oberflächentemperatur des thermischen Manikins gemessen. Basierend auf den Messergebnissen zum Wärmetransport und thermischen Komfort werden die - für dieses System angepassten - dimensionslosen Kennzahlen berechnet. Diese dienen zur Beschreibung und Analyse des Skalenverhaltens für den Wärmetransport und thermischen Komforts für die Modellfunktion  $Nu = C \cdot Re^a \cdot Gr^b$ .

Allgemein lässt sich aus der Analyse feststellen, dass die hier gewählte Modellfunktion geeignet ist das Skalenverhalten von Wärmetransport und thermischen Komfort für den hier untersuchten Parameterbereich zu beschreiben. Für den thermischen Komfort ergibt sich ein Bestimmtheitsmaß für die Modellfunktion von  $93,95\% \leq R^2 \leq 99,79\%$  für alle Körperregionen. Erkennbar sind jedoch ebenso Unterschiede hinsichtlich der Modellgüte zwischen den beiden Belüftungskonzepten bei denen die Mischbelüftung mit  $R^2 > 99,17\%$  für alle Körperregionen nahezu vollständig korreliert. Ferner sind für die Niedrigimpulsbelüftung Unterschiede hinsichtlich des Bestimmtheitsmaßes zwischen den einzelnen Körperregionen erkennbar. Für die Untersuchung des Wärmetransports ergeben sich für beide Belüftungskonzepte geringere Bestimmtheitsmaße von  $72,12\% \leq R^2 \leq 96,92\%$ . Mit Ausnahme der Füße im Fall der Niedrigimpulsbelüftung mit  $R^2 \approx 56\%$ . Der Grund für die geringe Korrelation an den Füßen ist nicht klar ersichtlich. Jedoch weisen die Ergebnisse der Infrarotthermografie deutlich größere Messfehler (ca. Faktor 2,5) für die Äquivalenttemperatur auf, als für die anderen Körperregionen, so dass hier von einem systematischen Messfehler auszugehen ist. Ferner fällt auch hier für den Wärmetransport auf, dass die Modell-

funktion das Skalenverhalten für die Mischbelüftung  $89,38\% \leq R^2 \leq 96,92\%$  stärker korreliert als im Fall der Niedrigimpulsbelüftung  $72,12\% \leq R^2 \leq 92,09\%$ . Der Grund, warum die Modellfunktion für den thermischen Komfort deutlich besser korreliert als der des Wärmetransports, ist letztendlich in dieser Arbeit nicht vollständig zu klären. Es ist jedoch anzunehmen, dass die Äquivalenttemperatur ein Klimasummenmaß ist, dass weitere Wärmetransportgrößen, wie Strahlung, berücksichtigt ohne diese direkt gemessen zu haben. Es erscheint daher sinnvoll die Modellfunktion für den Wärmetransport zu erweitern oder alternative charakteristische Größen zu wählen, um alle thermodynamischen Effekte abzubilden. Zusammenfassend lässt sich festhalten, dass die hier durchgeführten Untersuchungen gezeigt haben, dass für die Charakterisierung des thermischen Komforts die gewählte Modellfunktion bei variierendem Volumenstrom, Einströmtemperatur, Umgebungstemperatur und Wärmeabgabe des Menschen geeignet ist. Das am Ende dieser Arbeit demonstrierte Anwendungsbeispiel zeigt plausible Ergebnisse für die Berechnung der Äquivalenttemperatur über einen weiten Parameterraum.

Zusätzlich zu der Güte der Modellfunktion lassen sich aus den Exponenten für die Kennzahlen  $Gr$  als Maß für die thermische Konvektion und  $Re$  als Maß für die erzwungene Konvektion wichtige Erkenntnisse zu den konvektiven Strömungen und deren Einfluss auf den thermischen Komfort ableiten. Auf Basis des Betrags und des Vorzeichens der Exponenten lassen sich Annahmen zu den vorherrschenden Strömungszuständen (thermische oder erzwungene Konvektion) und der daraus resultierende Einfluss auf den Wärmetransport und den thermischen Komfort ableiten. Jedoch sind diese Schlussfolgerungen aufgrund der komplexen Wechselwirkung von thermischer und erzwungener Konvektion mit Vorsicht zu betrachten, da hierzu Untersuchungen zur Strömung in der Fahrzeugkabine nicht in dem Umfang vorliegen, um die hier getroffene These zu verifizieren. Hierzu finden im Nachgang an diese Arbeit umfangreiche numerische Simulationen statt, die zur Validierung dienen sollen.

Die Ergebnisse dieser Arbeit zeigen ein großes Potenzial bei der Anwendung von Skalenmodellen zur Charakterisierung von Kabinenströmungen. Solche Modelle ermöglichen die Erfassung eines großen Parameterbereichs bei deutlich geringerem Aufwand und können so Kosten- und Zeitaufwand bei der Planung, der Auslegung und von Tests reduzieren. Jedoch sind hierzu weitere Untersuchungen nötig, um die Anwendbarkeit zu validieren. Zukünftige Studien können die Übertragbarkeit dieses Modells auf andere Bereiche wie Zug- und Flugzeugkabinen untersuchen. Auf Basis dieser Arbeit können künftig die Auswirkungen von größeren Parameterbereichen oder nicht-isothermen Bedingungen untersucht werden, um die Qualität des Skalenverhaltens weiter zu bestätigen. Zudem sollte geprüft werden, ob die charakteristischen Größen sinnvoll gewählt wurde oder anders definiert werden können, um die Qualität des Modells zu verbessern. Außerdem ist es sinnvoll das Modell durch Ein-

flussgrößen, wie der Strahlungswärme, zu erweitern. Andererseits kann ein Modell mit anderen dimensionslosen Kennzahlen, beispielsweise der Froudezahl und Stantonzahl, zur Beschreibung verwendet werden. Weiterhin können ergänzende Modelle zum Beispiel die Luftqualität auf Basis von Kennzahlen beschreiben.

## Literaturverzeichnis

- [1] Brose Fahrzeugteile, "Autonomes Fahren IAA Messe," 2017, Zugriff am 11. März 2025. [Online]. Available: <https://www.studioap.de/portfolio/das-autonome-fahren/>
- [2] Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt (DLR), "Urban Modular Vehicle (UMV)," Zugriff am 11. März 2025. [Online]. Available: <https://www.dlr.de/de/fk/forschung-transfer/projekte/innovative-fahrzeugkonzepte/urban-modular-vehicle-umv>
- [3] Yanfeng International. Concept Cars. Zugriff am 16. März 2025. [Online]. Available: <https://www.yanfeng.com/en/concept-cars>
- [4] C. Deb and R. Alur, "The significance of Physiological Equivalent Temperature (PET) in outdoor thermal comfort studies," *International Journal of Engineering Science and Technology*, vol. 2, 07 2010.
- [5] Yanfeng stellt revolutionäres EVI-Konzept als Vision für die Fahrzeugarchitektur der nächsten Generation vor. Zugriff am 16. März 2025. [Online]. Available: <https://www.yanfeng.com/de/press-releases>
- [6] B. Fritzing, "PFG-NMR Untersuchungen zu Skalenverhalten, effektiver Größe und Lösungsverhalten von Dendrimeren," 2006.
- [7] D. Nguewo, "Erstellung und Optimierung der Skalierungsgesetze zur Abschätzung der Aerodynamik und der Eigendynamik eines Flugzeugs auf der Basis von frei fliegenden Modellen," 2007.
- [8] C. Bernard, *Leçons sur les phénomènes de la vie communs aux animaux et aux végétaux*. Librairie J.-B. Baillière et Fils, 1879, vol. 2.
- [9] T. H. Benzinger, "The physiological basis for thermal comfort," *Indoor Climate*, pp. 441–476, 1979.
- [10] M. S. Alwetaishi, "Impact of building function on thermal comfort: A review paper," *American Journal of Engineering and Applied Sciences*, vol. 9, no. 4, pp. 928–945, 2016.
- [11] A. P. Gagge, A. C. Burton, and H. C. Bazett, "A practical system of units for the description of the heat exchange of man with his environment," *Science*, vol. 94, no. 2445, pp. 428–430, 1941.
- [12] R. D. Dear and G. S. Brager, "Developing an adaptive model of thermal comfort and preference," *Indoor Air*, vol. 8, no. 3, pp. 181–192, 1998.
- [13] A. P. Gagge, "A new physiological variable associated with sensible and insensible perspiration," *American Journal of Physiology-Legacy Content*, vol. 120,

- no. 2, pp. 277–287, 1937.
- [14] C.-E. Winslow, L. P. Herrington, and A. P. Gagge, “Physiological reactions of the human body to varying environmental temperatures,” *American Journal of Physiology-Legacy Content*, vol. 120, no. 1, pp. 1–22, 1937.
- [15] T. Goto, J. Toftum, R. De Dear, and P. O. Fanger, “Thermal sensation and comfort with transient metabolic rates,” *Indoor Air*, vol. 1, pp. 1038–1043, 2002.
- [16] T. Goto, J. Toftum, R. de Dear, and P. O. Fanger, “Thermal sensation and thermophysiological responses to metabolic step-changes,” *International Journal of Biometeorology*, vol. 50, pp. 323–332, 2006.
- [17] P. Fanger, “Thermal environment—Human requirements,” *Environmentalist*, vol. 6, no. 4, pp. 275–278, 1986.
- [18] ANSI/ASHRAE, “Standard 55-2017 – Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy,” 2017, ASHRAE 55-2017.
- [19] Deutsches Institut für Normung, “DIN EN ISO 7730 - Ergonomie der thermischen Umgebung - Analytische Bestimmung und Interpretation der thermischen Behaglichkeit durch Berechnung des PMV-und des PPD-Indexes und Kriterien der lokalen thermischen Behaglichkeit,” 2006, DIN Media, Berlin.
- [20] P. Danca, A. Vartires, and A. Dogeanu, “An overview of current methods for thermal comfort assessment in vehicle cabin,” *Energy Procedia*, vol. 85, pp. 162–169, 2016.
- [21] Deutsches Institut für Normung, “DIN EN ISO14505 - Ergonomie der thermischen Umgebung - Beurteilung der thermischen Umgebung in Fahrzeugen,” 2006, DIN Media, Berlin.
- [22] Deutsches Institut für Normung, “DIN EN 14750-1 - Bahnanwendungen - Luftbehandlung in Schienenfahrzeugen des innerstädtischen und regionalen Nahverkehrs - Teil 1: Behaglichkeitsparameter,” 2006, DIN Media, Berlin.
- [23] Deutsches Institut für Normung, “ISO 19659-2 - Bahnanwendungen - Heizung, Lüftung und Klimatisierung von Schienenfahrzeugen - Teil 2: Thermischer Komfort,” 2016, DIN Media, Berlin.
- [24] A. Westhoff, “Definition Kennzahlen / Charakterisierung der Strömungsdynamik und des thermischen Komforts,” in *FFAE, TP4000, AP4110*, 2023.
- [25] M. N. Uddin, M. Lee, and M. Ni, “The impact of socio-demographic factors on occupants’ thermal comfort and sensation: An integrated approach using statistical analysis and agent-based modeling,” *Building and Environment*, vol. 246, p. 110974, 2023.
- [26] S. Bae, A. Asojo, and C. Martin, “Impact of occupants’ demographics on indoor environmental quality satisfaction in the workplace,” *Building Research and Information*, vol. 48, pp. 1–15, 06 2019.

- [27] I. Knez and S. Thorsson, "Influences of culture and environmental attitude on thermal, emotional and perceptual evaluations of a public square," *International journal of biometeorology*, vol. 50, pp. 258–268, 2006.
- [28] A. Westhoff, C. Marggraf-Micheel, J. Maier, P. Goerke, and D. Schiepel, "Untersuchung zum thermischen Komfort im Pkw für den Grenzbereich des Luftzugempfindens," Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt, Tech. Rep., 2021.
- [29] Verein Deutscher Ingenieure - Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen (GVC), "VDI 2078: Berechnung der Kühllast klimatisierter Räume (VDI-Kühllastregeln)," 1996.
- [30] A. Westhof, C. Marggraf-Micheel, J. Maier, P. Goerke, and D. Schiepel, "Untersuchung zum thermischen Komfort im Pkw für den Grenzbereich des Luftzugempfindens," *FAT-Schriftenreihe 354*, 2021.
- [31] H. Oertel, M. Böhle, and T. Reviol, *Numerische Lösungsmethoden*. Vieweg+Teubner, 2011, Zugriff am 17. März 2025. [Online]. Available: [https://doi.org/10.1007/978-3-8348-8110-6\\_4](https://doi.org/10.1007/978-3-8348-8110-6_4)
- [32] S. Westermaier, "Strömungsdynamisches Mehrphasenmodell für kompressible und nicht-Newtonsche Fluide."
- [33] D. Senter, "Berechnung einer kompressiblen Profilmströmung unter Verwendung des Impulspotentials," *Fachbereich Maschinenbau und Verfahrenstechnik Lehrstuhl für Strömungsmechanik und Strömungsmaschinen*, 2020.
- [34] M. Yadav and S. Yadav, "Potential Equations and Pressure Coefficient for Compressible Flow: Comparison between Compressible and Incompressible Flow in Aerodynamics," 2020.
- [35] C. Rabe, V. Drews, L. Hahn, and P. Klein, "Einsatz von multiplen Repräsentationsformen zur qualitativen Beschreibung realer Phänomene der Fluidodynamik."
- [36] M. Disch and M. Disch, "Grundlagen der Strömungsmechanik und der Wärmeübertragung," *Numerische und experimentelle Analyse von instationären Lastfällen im Rahmen der thermischen Absicherung im Gesamtfahrzeug*, pp. 15–22, 2016.
- [37] J. Frochte, "Ein Splitting-Algorithmus höherer Ordnung für die Navier-Stokes-Gleichung auf der Basis der Finite-Element-Methode," Ph.D. dissertation, Duisburg, Essen, Univ., Diss., 2005, 2005.
- [38] E. Berger, "Übergang von laminarer zu turbulenter Strömung," *Aus dem DVL-Institut für Turbulenzforschung Berlin und Herrmann-Föttinger-Institut für Strömungsforschung der Technischen Universität Berlin*, 1961.
- [39] E. Wami, E. Ehirim, and M. Ibrahim, "Modeling Heat Transfer Coefficient Of Air Using Buckingham Pi- Theory," 03 2022, Zugriff am 04. Februar 2025. [Online]. Available: [https://www.researchgate.net/publication/359396054\\_](https://www.researchgate.net/publication/359396054_)

- Modeling\_Heat\_Transfer\_Coefficient\_Of\_Air\_Using\_Buckingham\_Pi\_Theory
- [40] M. Stieß and M. Stieß, "Ähnlichkeitslehre und dimensionsanalyse," *Mechanische Verfahrenstechnik-Partikeltechnologie 1*, pp. 97–104, 2009.
- [41] ReduSoft, "Turbulente Strömung - Reynoldssche Zahl - Strömungswiderstand," 2023, Zugriff am 04. Februar 2025. [Online]. Available: <https://www.redusoft.de/info/physprof-hilfe/ideale-stroemung.html>
- [42] Verein Deutscher Ingenieure, VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen (GVC), "VDI-Wärmeatlas," 2013, Zugriff am 12. Februar 2025. [Online]. Available: <https://link.springer.com/referencework/10.1007/978-3-642-19981-3>
- [43] C. Kandzia and D. Müller, "Experimentelle Untersuchung der Strömungsstrukturen in einer Mischlüftung," E. ON Energy Research Center, Tech. Rep., 2014.
- [44] T. Dehne, P. Lange, A. Volkmann, D. Schmeling, M. Konstantinov, and J. Bosbach, "Vertical ventilation concepts for future passenger cars," *Building and Environment*, vol. 129, pp. 142–153, 2018, Zugriff am 17. Januar 2025. [Online]. Available: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360132317305310>
- [45] D. Schmeling and A. Volkmann, "On the experimental investigation of novel low-momentum ventilation concepts for cooling operation in a train compartment," *Building and Environment*, vol. 182, 2020, Zugriff am 17. Januar 2025. [Online]. Available: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360132320304881>
- [46] Autodesk. (2025) Autodesk Inventor Professional 2025. <https://www.autodesk.com/de/products/inventor/overview>. Zugriff 5. Februar 2025.
- [47] Lauda, "VarioCool Thermostate," 2025, Zugriff am 5. Februar 2025. [Online]. Available: <https://www.lauda.de/de/produkte/temperiergeraete/thermostate/variocool>
- [48] Testo Sensor, "PT100 1/3 Klasse B," 2025, Zugriff am 6. Februar 2025. [Online]. Available: <https://www.testo-sensor.shop/de/pt100-1-3-klasse-b?srsId=AfmBOoovz-Up3que8-7HNmuYIbUW5GkG4cYUgouxVNxs2DSraPUgyROE>
- [49] JetBrains, "Pycharm community edition," 2025, Zugriff am 5. Februar 2025. [Online]. Available: <https://www.jetbrains.com/pycharm/download/?section=windows>
- [50] A. Westhoff, "Versuchsträger Einzelpersonenkabine und Regelung ist erstellt und einsatzbereit," in *MS4210-12-2023*, 2024.
- [51] Eurolite, "Eurolite DPX-610 DMX Dimmer 6-Kanal," 2025, Zugriff am 5. Februar 2025. [Online]. Available: <https://www.conrad.de/de/p/eurolite-dpx-610-dmx-dimmer-6-kanal-1375972.html>
- [52] Deutsches Institut für Normung, "DIN EN ISO 5167-1 - Durchflussmessung von

- Fluiden mit Drosselgeräten in voll durchströmten Leitungen mit Kreisquerschnitt - Teil 1: Allgemeine Grundlagen und Anforderungen,” 2023, DIN Media, Berlin.
- [53] Optiserve Messtechnik. (2025) Messprinzipien. Zugriff am 17. März 2025. [Online]. Available: <https://www.optiserve-messtechnik.de/messprinzip.php>
- [54] Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt (DLR), “DLR Göttingen,” 2024, Zugriff am 07. Februar 2025. [Online]. Available: <https://www.dlr.de/de/das-dlr/standorte-und-bueros/goettingen>
- [55] P. Lange, “Low-Cost Thermal Manikin – A Competitive Instrument to Simulate Thermal Loads and to Determine Thermal Passenger Comfort,” *DLR eLib*, 2018, Zugriff am 07. Februar 2025. [Online]. Available: <https://elib.dlr.de/119822/1/ELIB-Eintrag-2018-LangeP-119822-Abstract.pdf>
- [56] D. Schiepel and A. Westhoff, “Study on the Influence of Turbulence on Thermal Comfort for Draft Air,” in *New Results in Numerical and Experimental Fluid Mechanics XIII*, Dillmann, Andreas and Heller, Gerd and Krämer, Ewald and Wagner, Claus, Ed. Springer International Publishing, 2021.
- [57] P. Lange, A. Westhoff, D. Schmeling, and T. Dehne, “Low-cost Thermal Manikin-A Competitive Instrument to Simulate Thermal Loads and to Determine Thermal Passenger Comfort,” in *12th International Manikin and Modelling Meeting 2018*, 2018.
- [58] Manson. (2019) Manson SDP-2405. <https://www.manson.com.hk/product-detail/Remote-Programming-Switching-Mode-DC-Regulated-Power-Supply/SDP-2405>. Zugriff am 17. Januar 2025.
- [59] INFRATEC. (2025) VarioCAM® HDx head 600. <https://www.infratec.de/thermografie/waermebildkamas/variocam-hdx-head-600/>. Zugriff am 17. Januar 2025.
- [60] INFRATEC. (2025) IRBIS 3 professional. <https://www.infratec.de/thermografie/thermografie-software/>. Zugriff am 17. Januar 2025.
- [61] GIMP. (2024) GIMP 2.10.38. <https://www.gimp.org/downloads/>. Zugriff am 17. Januar 2025.
- [62] A. Westhoff. Thermalcomforttoolbox. Zugriff am 18. März 2025. [Online]. Available: [https://gitlab.dlr.de/west\\_an/thermalcomforttoolbox.git](https://gitlab.dlr.de/west_an/thermalcomforttoolbox.git)
- [63] Deutsches Institut für Normung, “DIN EN IEC 60751 - Industrielle Platin-Widerstandsthermometer und Platin-Temperatursensoren,” 2023, DIN Media, Berlin.
- [64] A. J. Smits and M. V. Zagarola, “Applications of dense gases to model testing for aeronautical and hydrodynamic applications,” *Measurement Science and Technology*, vol. 16, no. 9, p. 1710, 2005.

# Anhang

## A. Zonentemperatur

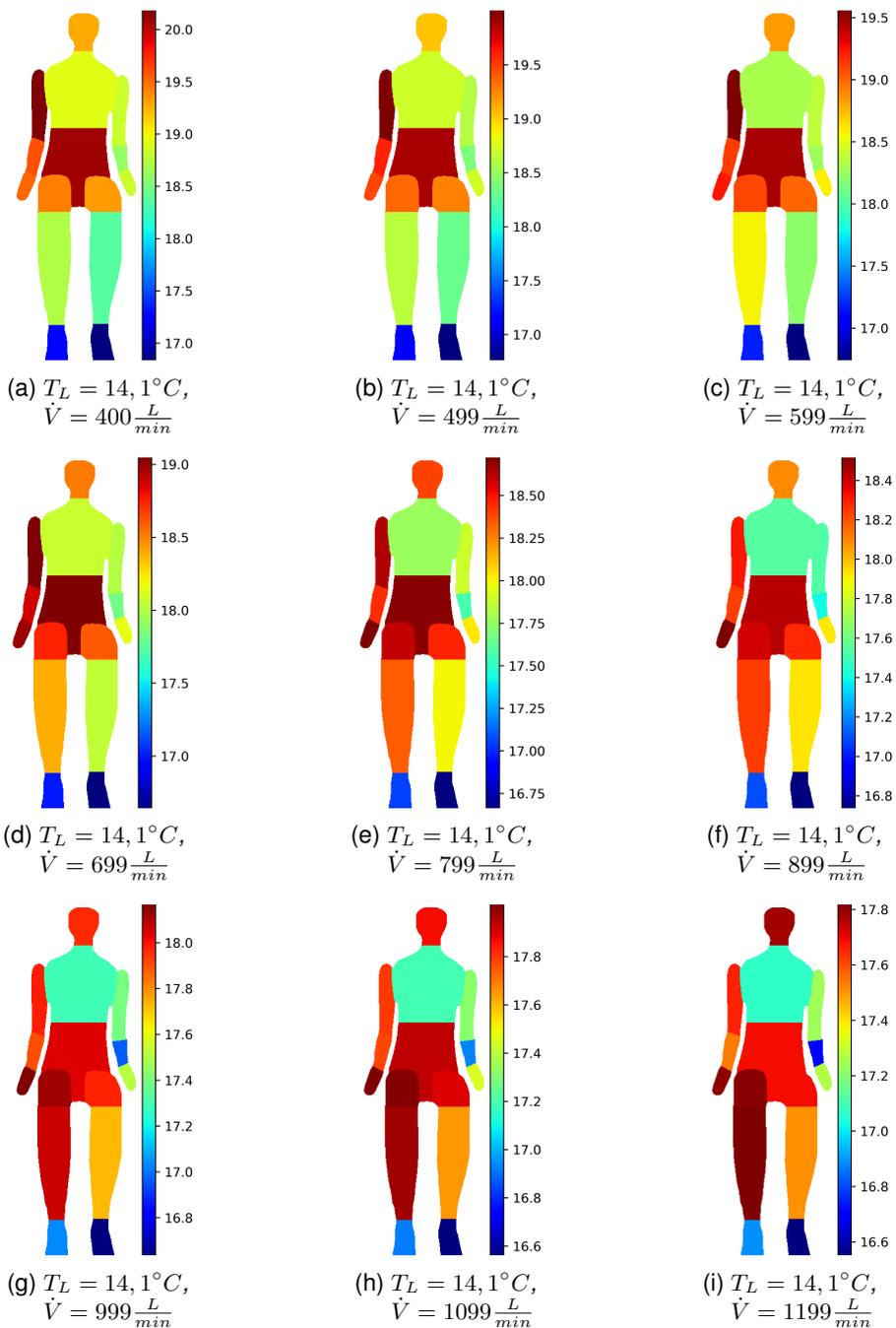


Abbildung A.1.: Zonentemperatur in  $^\circ C$  für alle gemessenen Volumenströme bei  $T_{L,soll} = 14^\circ C$ ; Quelle: eigene Darstellung

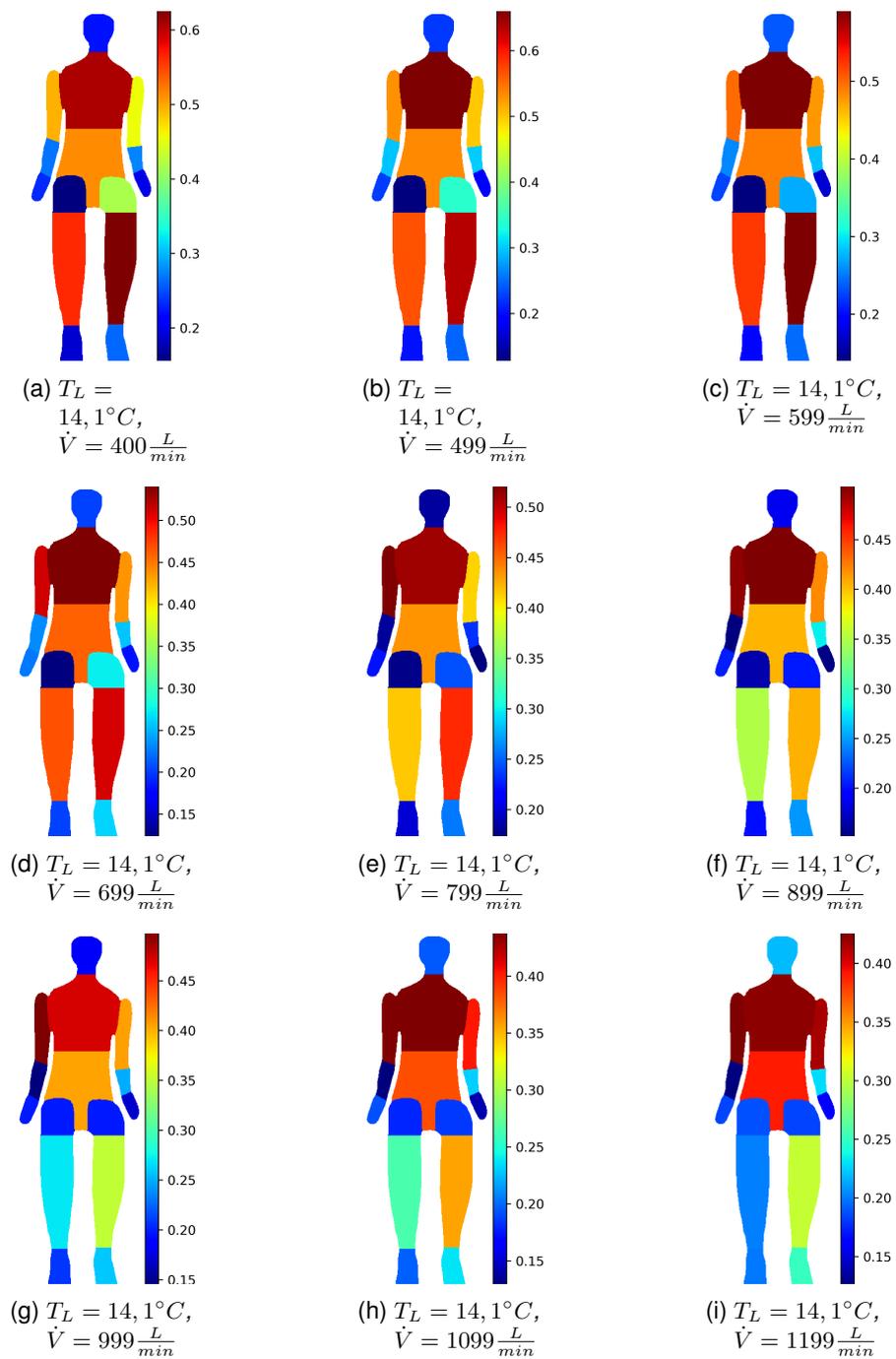


Abbildung A.2.: Standardabweichung der Zonentemperatur in  $^\circ C$  für alle gemessenen Volumenströme bei  $T_{L,soll} = 14^\circ C$ ; Quelle: eigene Darstellung

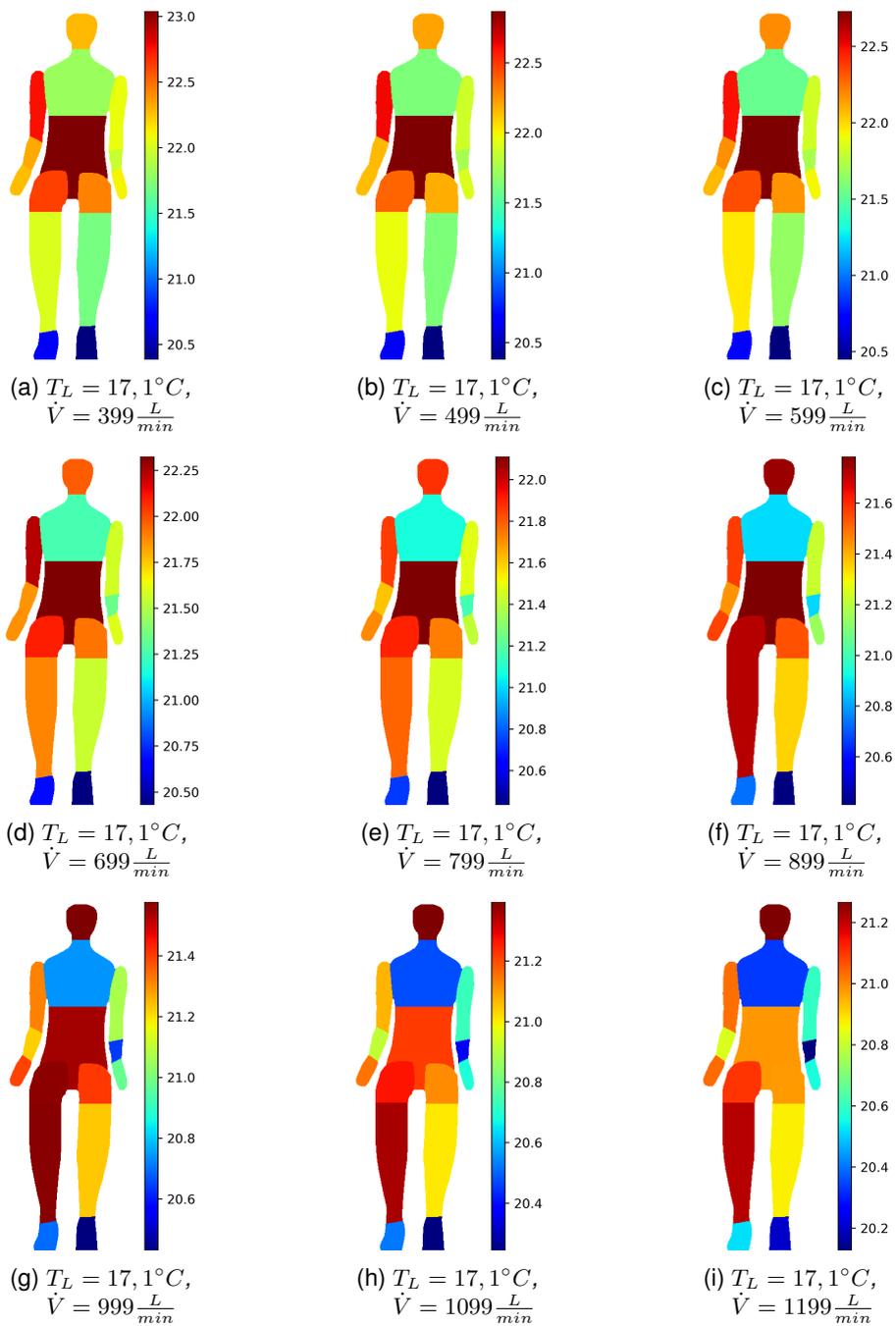


Abbildung A.3.: Zonentemperatur in  $^\circ C$  für alle gemessenen Volumenströme bei  $T_{L,soll} = 17^\circ C$ ; Quelle: eigene Darstellung

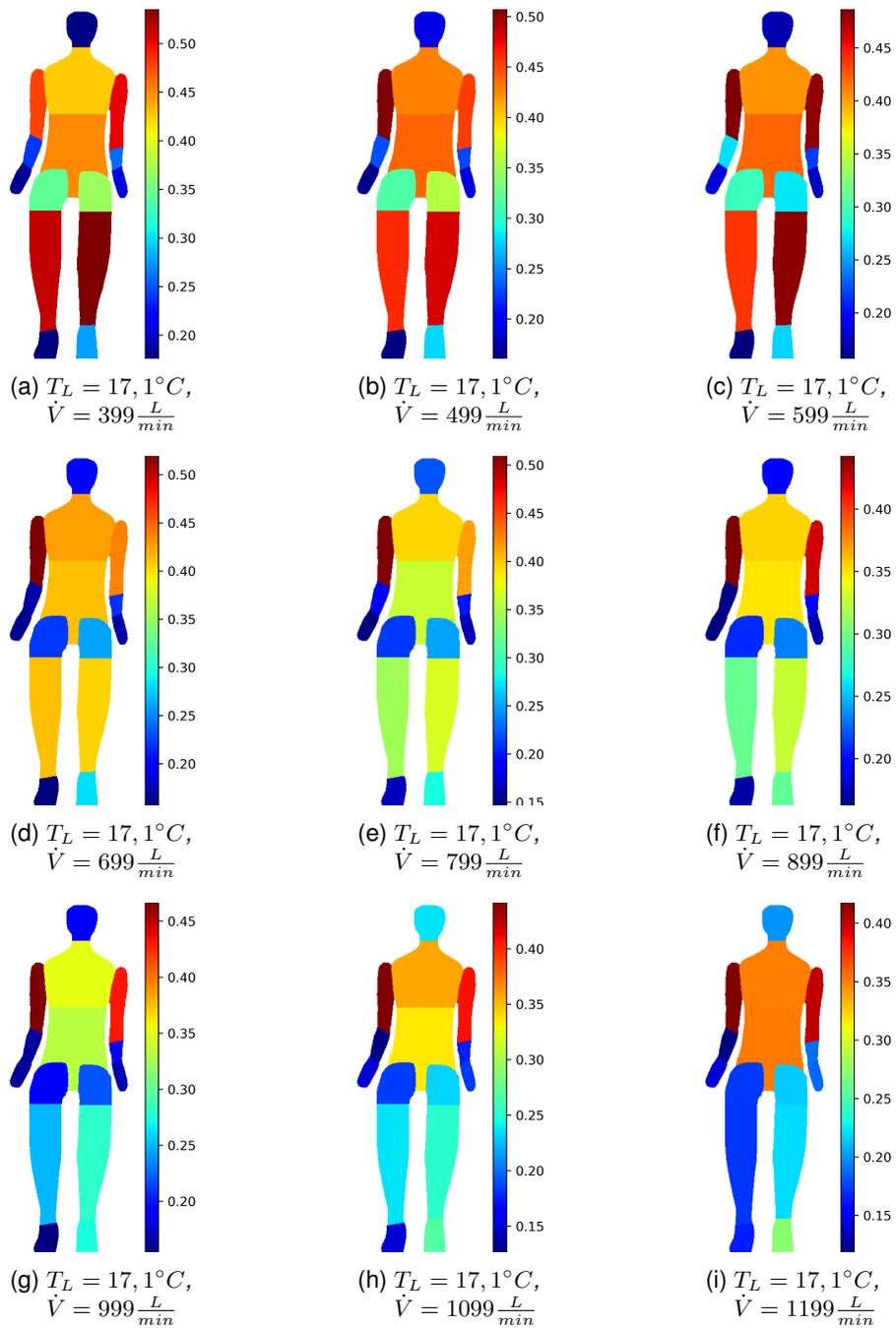


Abbildung A.4.: Standardabweichung der Zonentemperatur in °C für alle gemessenen Volumenströme bei  $T_{L,soll} = 17^\circ C$ ; Quelle: eigene Darstellung

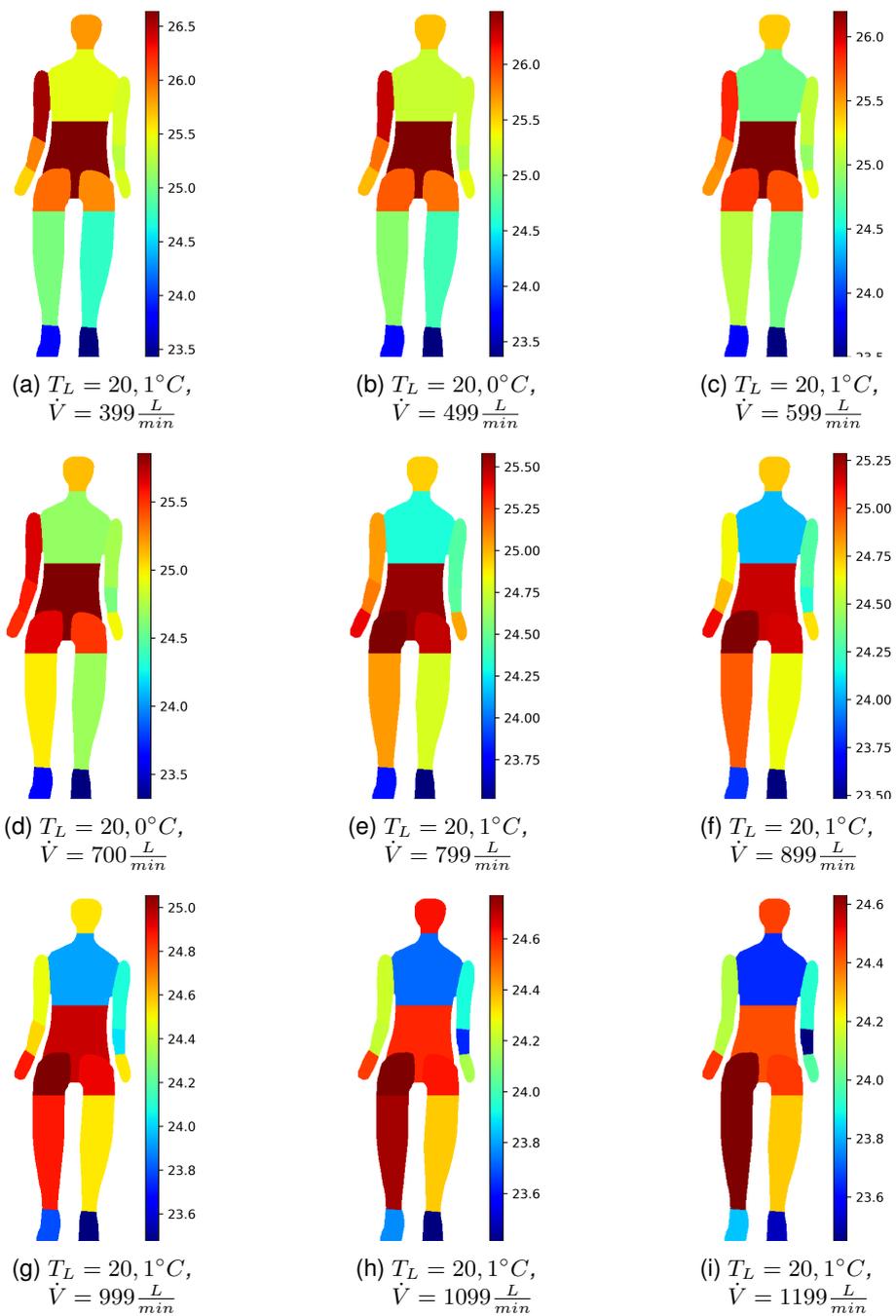


Abbildung A.5.: Zonentemperatur in  $^\circ C$  für alle gemessenen Volumenströme bei  $T_{L,soll} = 20^\circ C$ ; Quelle: eigene Darstellung

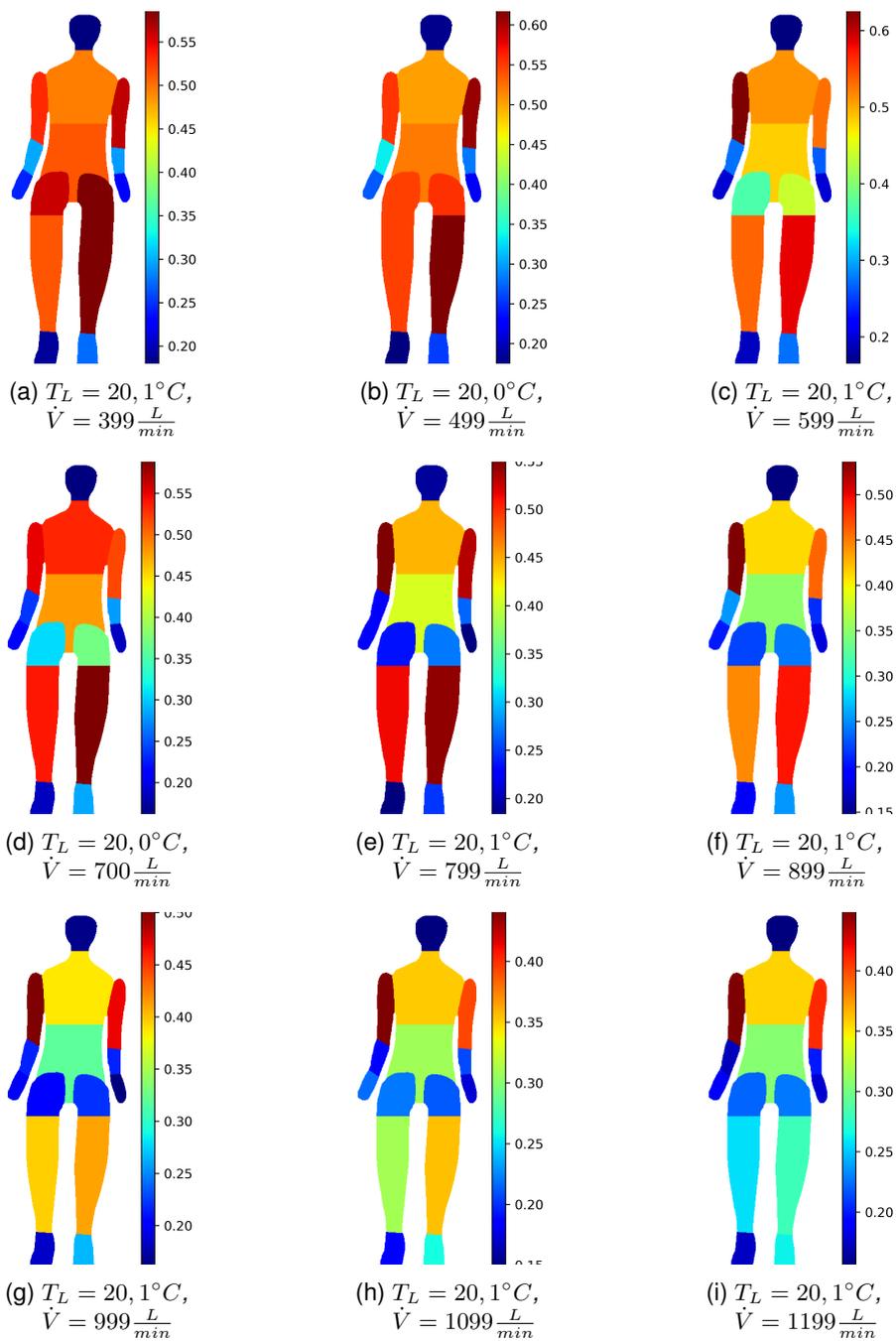


Abbildung A.6.: Standardabweichung der Zonentemperatur in  $^\circ C$  für alle gemessenen Volumenströme bei  $T_{L,soll} = 20^\circ C$ ; Quelle: eigene Darstellung

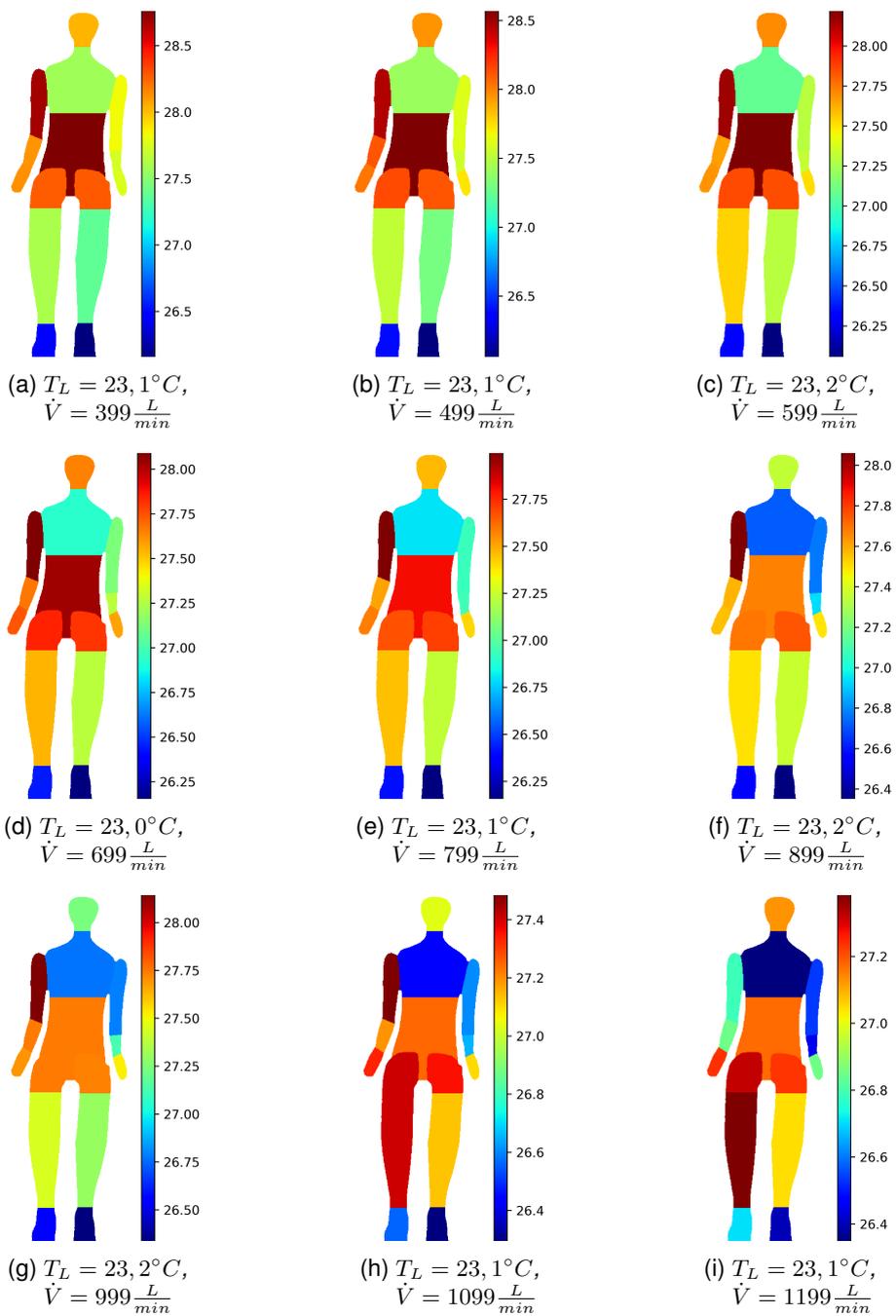


Abbildung A.7.: Zonentemperatur in  $^\circ C$  für alle gemessenen Volumenströme bei  $T_{L,soll} = 23^\circ C$ ; Quelle: eigene Darstellung

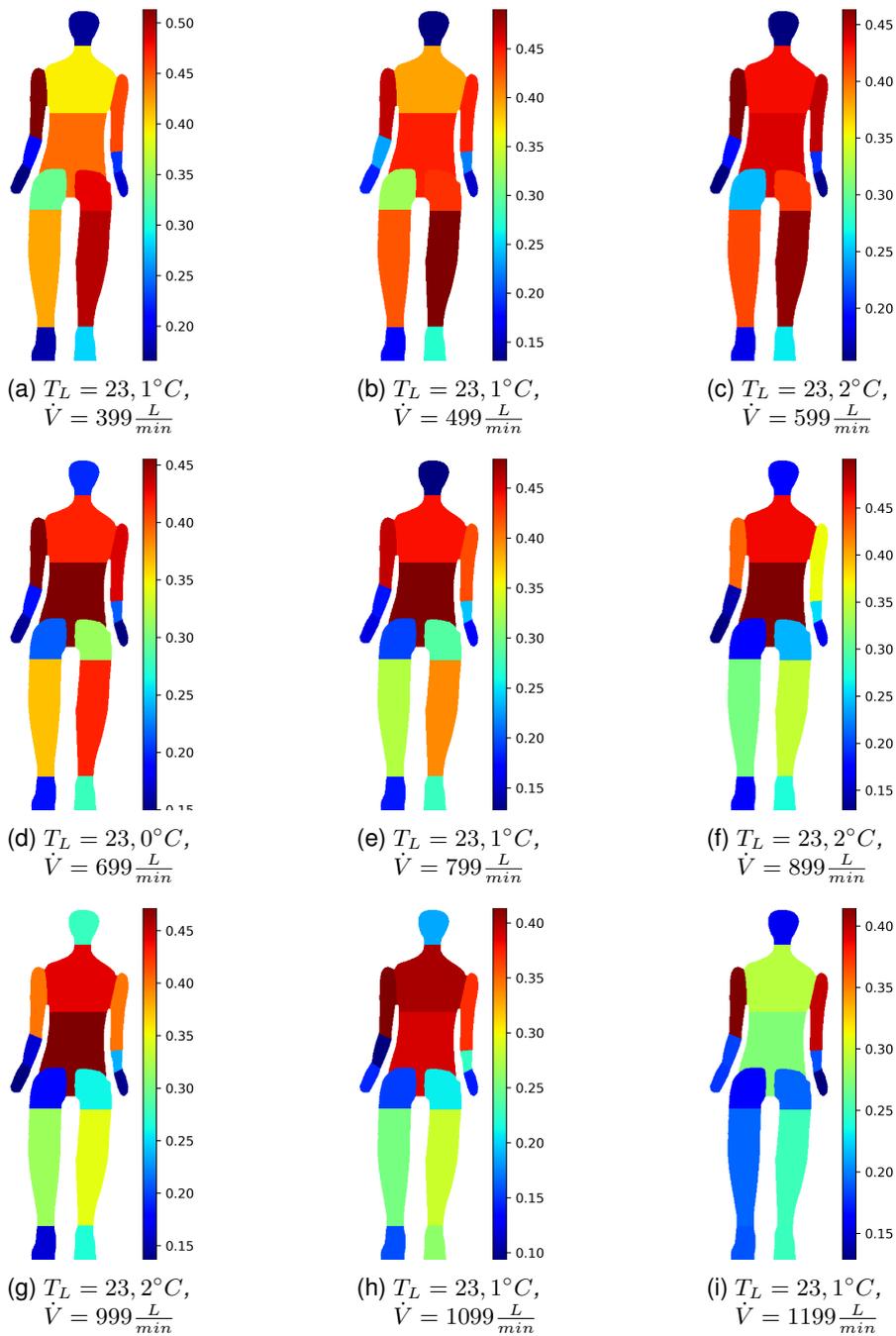


Abbildung A.8.: Standardabweichung der Zonentemperatur in °C für alle gemessenen Volumenströme bei  $T_{L,soll} = 23^\circ C$ ; Quelle: eigene Darstellung

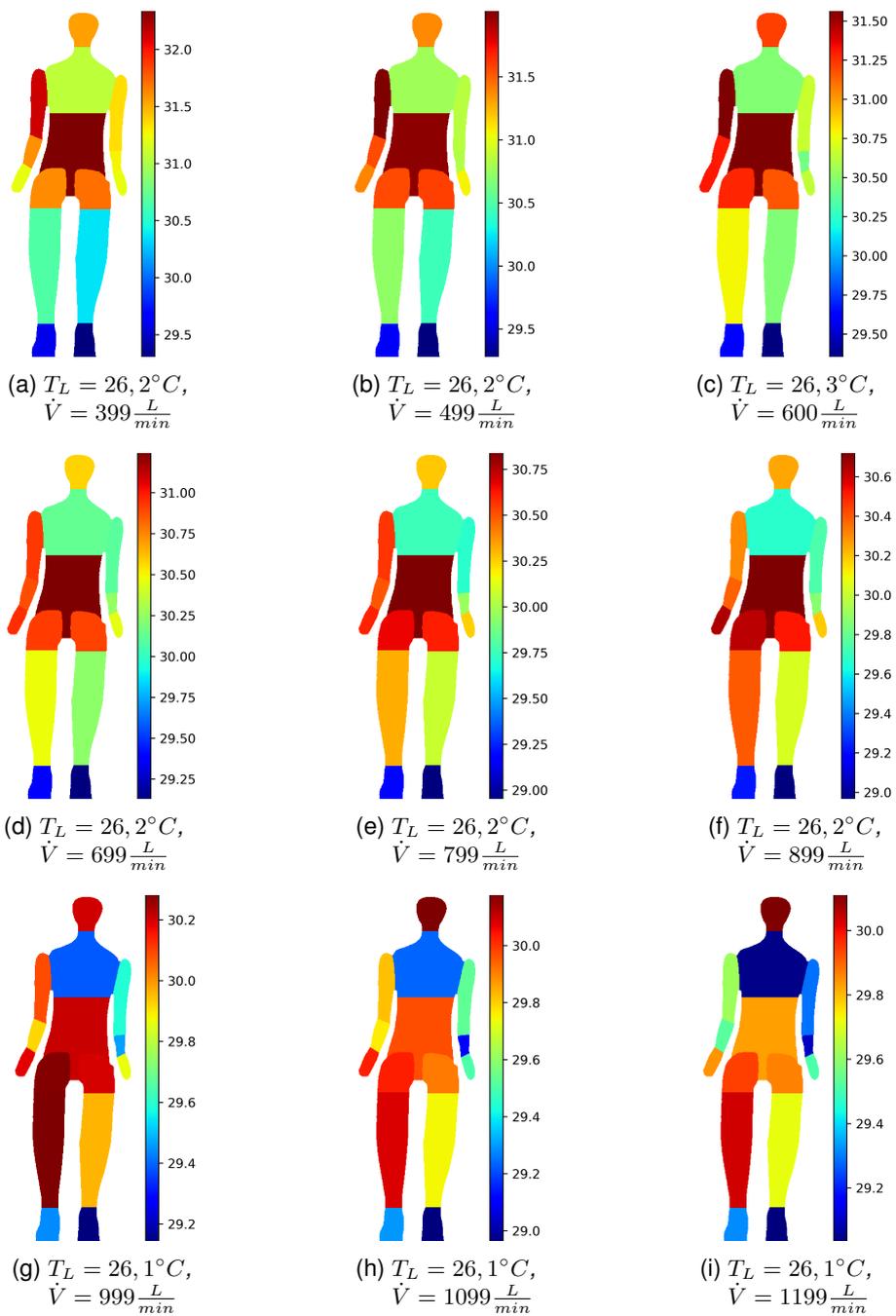


Abbildung A.9.: Zonentemperatur in °C für alle gemessenen Volumenströme bei  $T_{L,soll} = 26^\circ C$ ; Quelle: eigene Darstellung

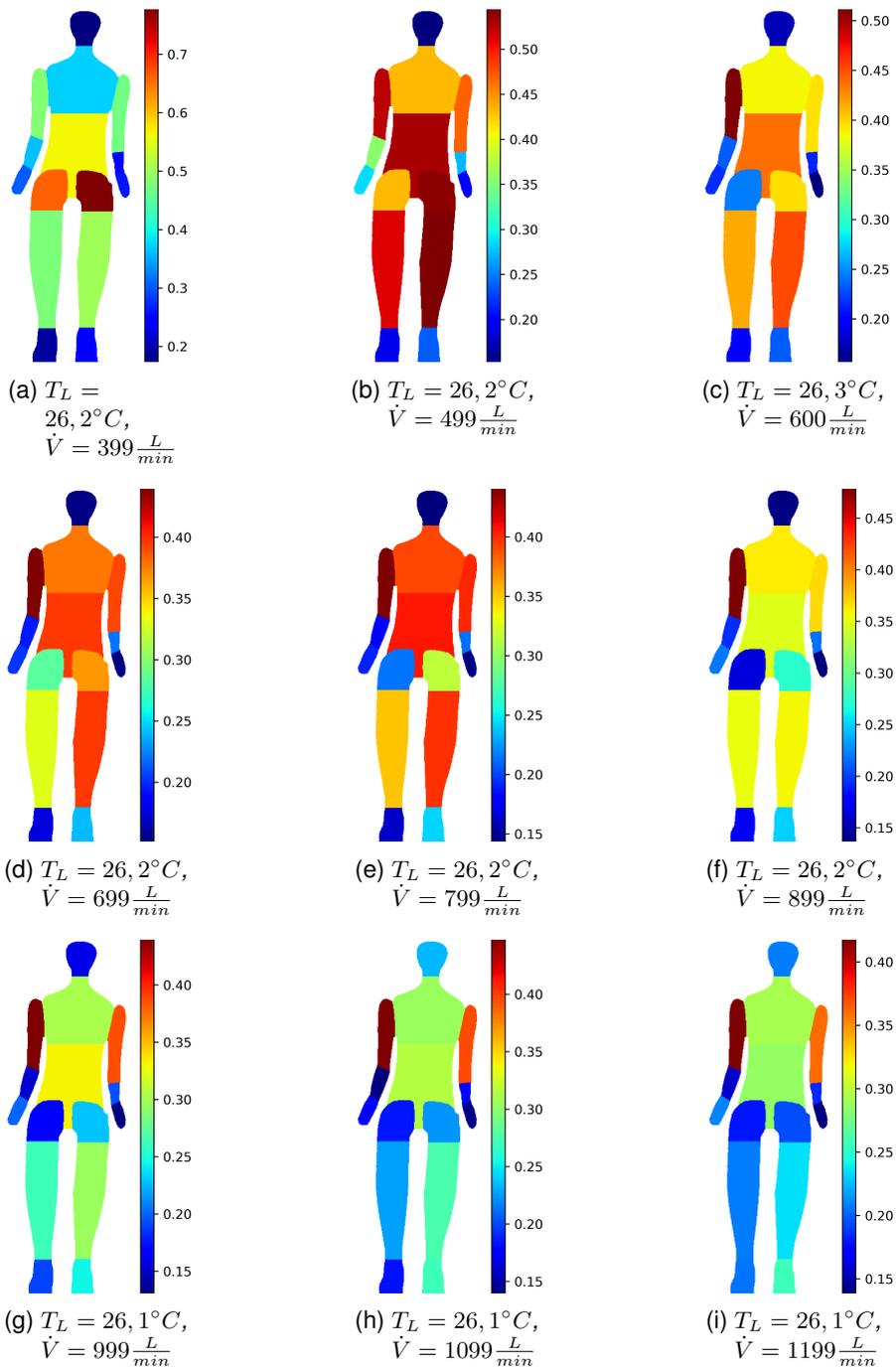


Abbildung A.10.: Standardabweichung der Zonentemperatur in  $^\circ C$  für alle gemessenen Volumenströme bei  $T_{L,soll} = 26^\circ C$ ; Quelle: eigene Darstellung

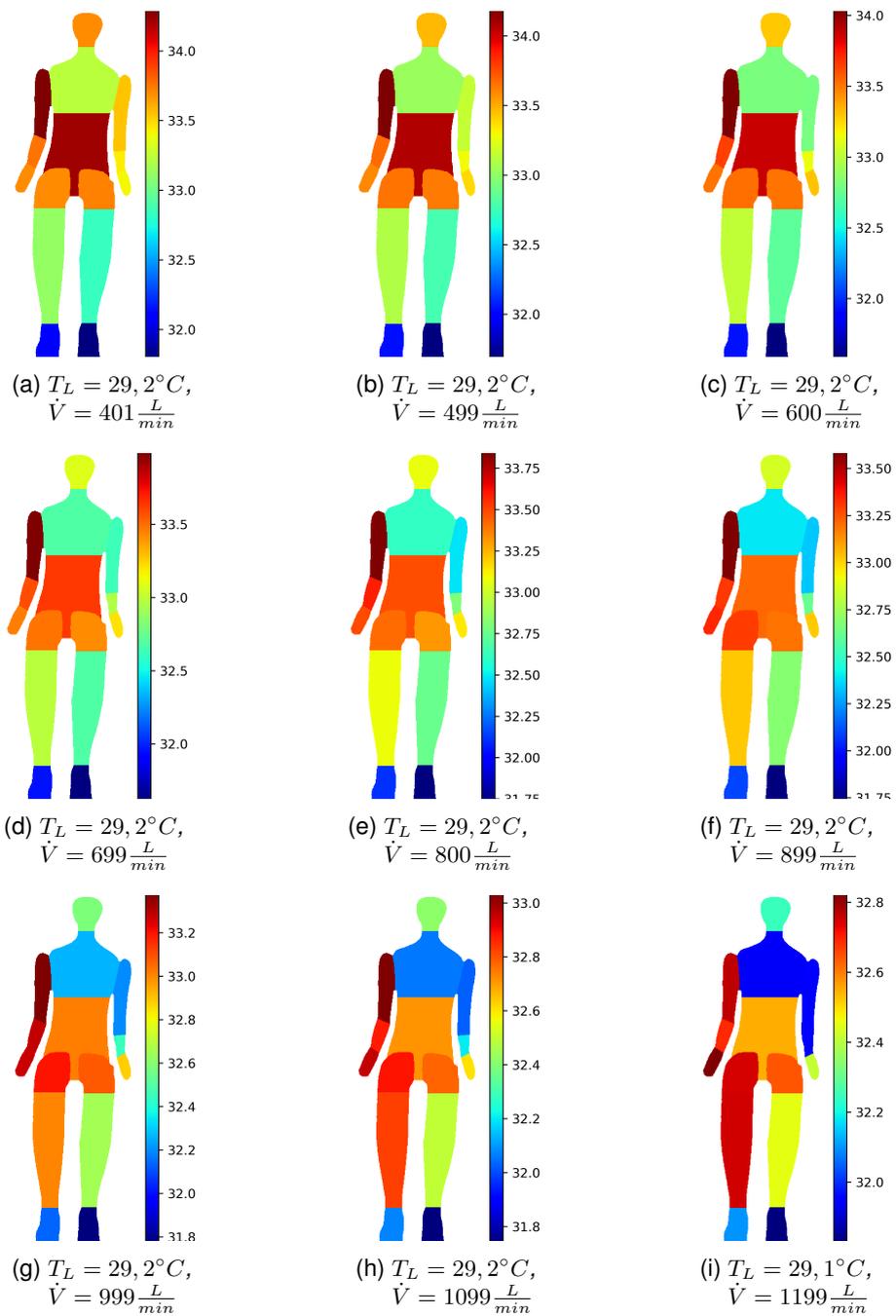


Abbildung A.11.: Zonentemperatur in °C für alle gemessenen Volumenströme bei  $T_{L,soll} = 29^\circ C$ ; Quelle: eigene Darstellung

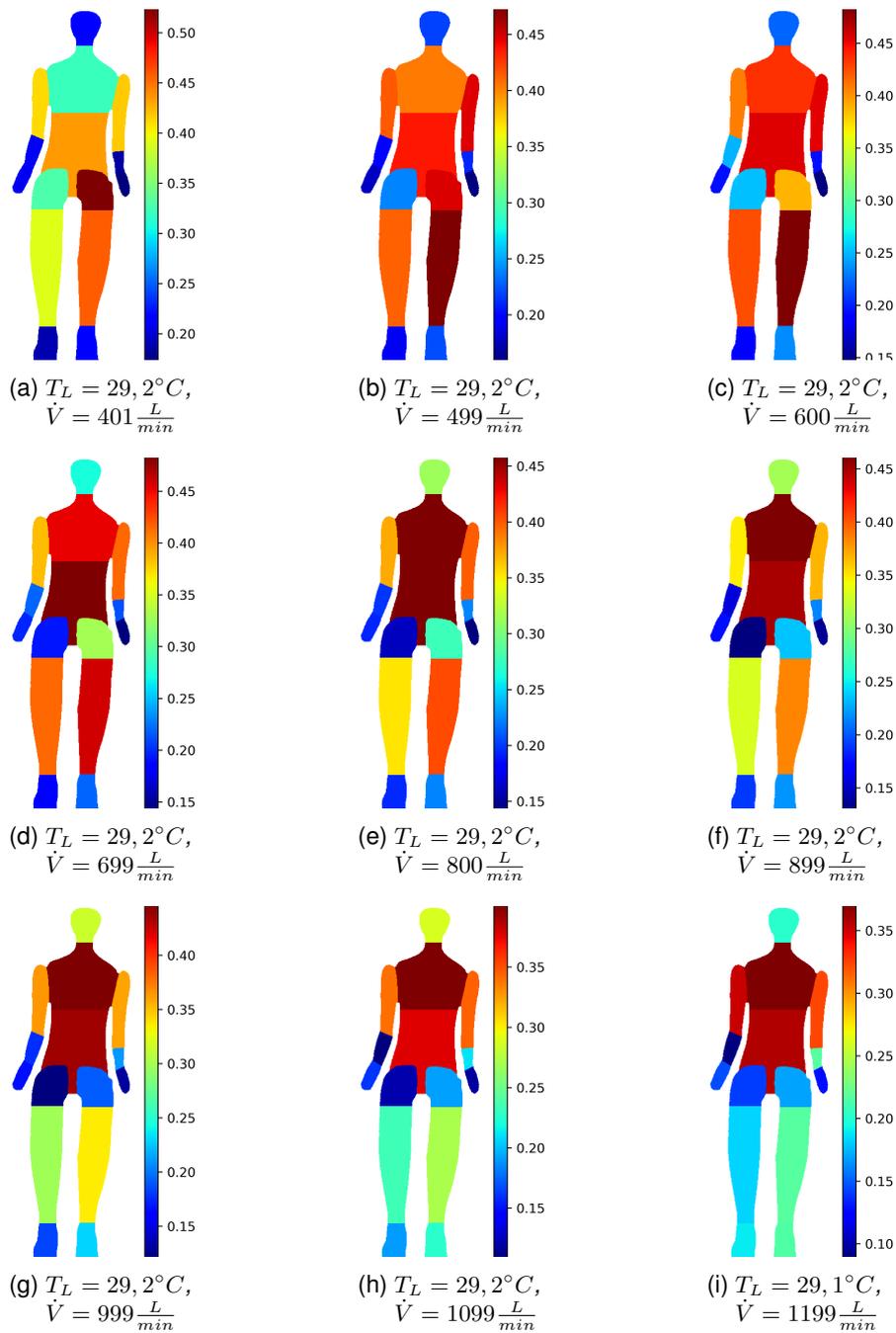


Abbildung A.12.: Standardabweichung der Zonentemperatur in  $^\circ C$  für alle gemessenen Volumenströme bei  $T_{L,soll} = 29^\circ C$ ; Quelle: eigene Darstellung

## B. Äquivalenttemperatur

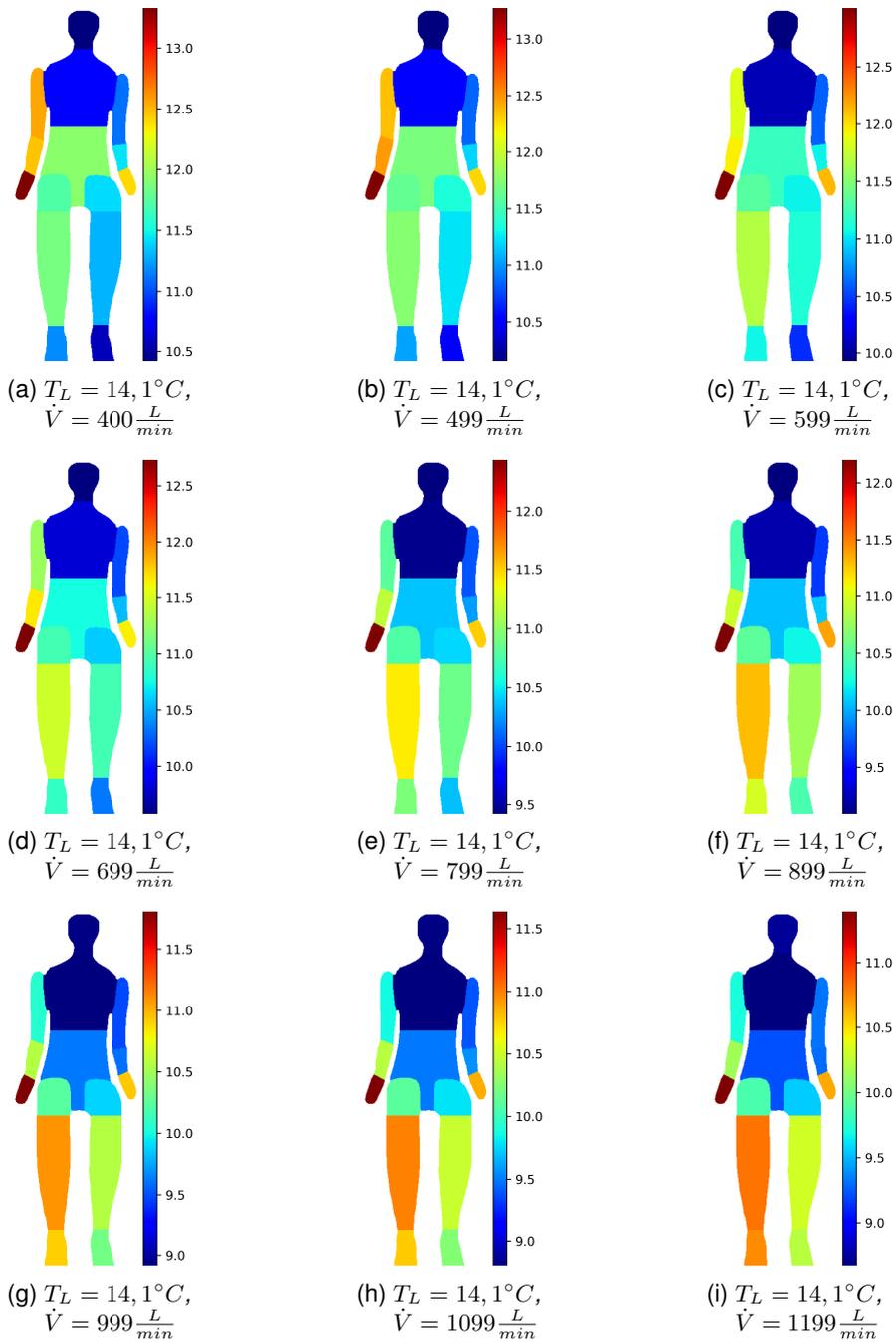


Abbildung B.1.: Äquivalenttemperatur in  $^\circ C$  für alle gemessenen Volumenströme bei  $T_{L,soll} = 14^\circ C$ ; Quelle: eigene Darstellung

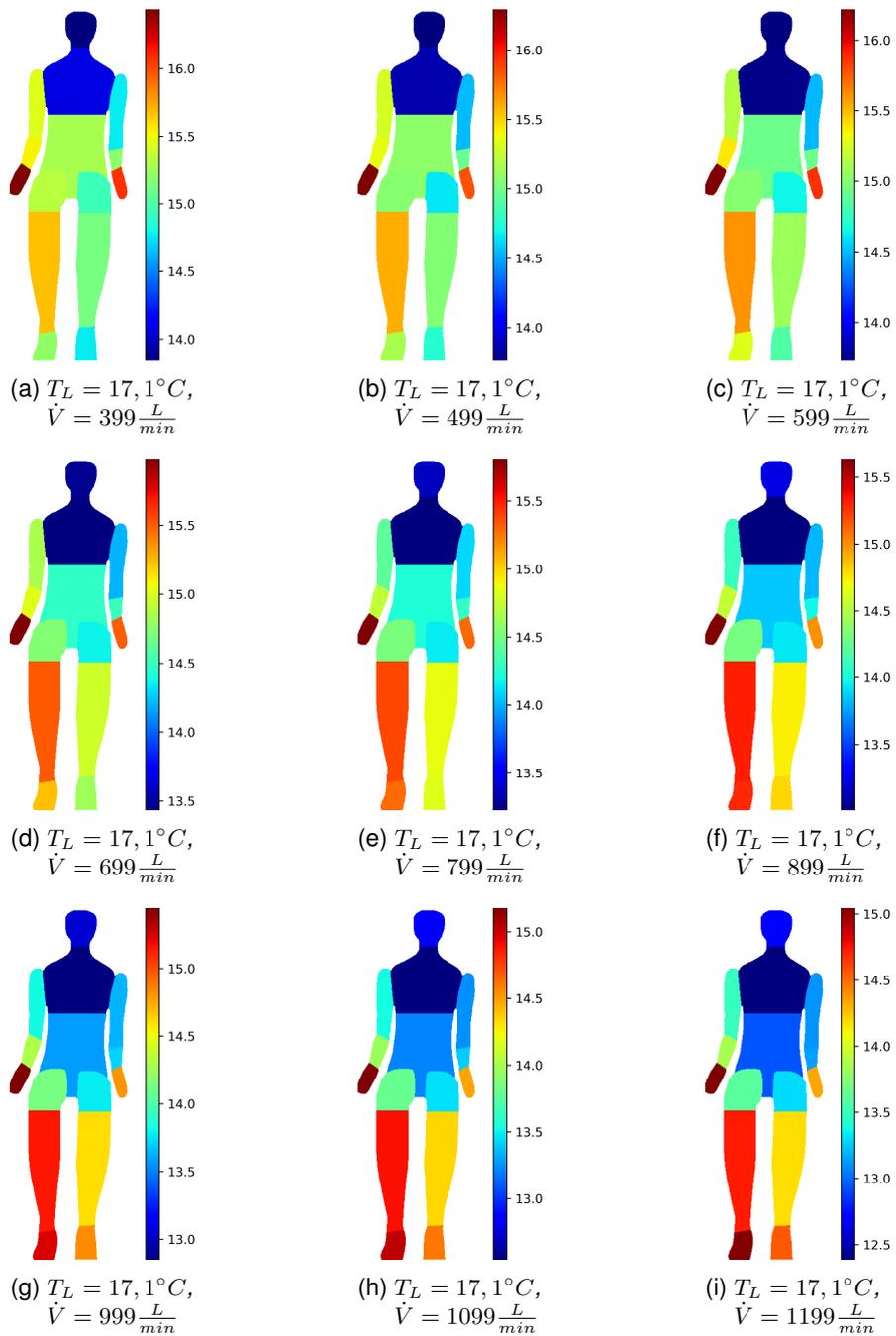


Abbildung B.2.: Äquivalenttemperatur in  $^\circ C$  für alle gemessenen Volumenströme bei  $T_{L,soll} = 17^\circ C$ ; Quelle: eigene Darstellung

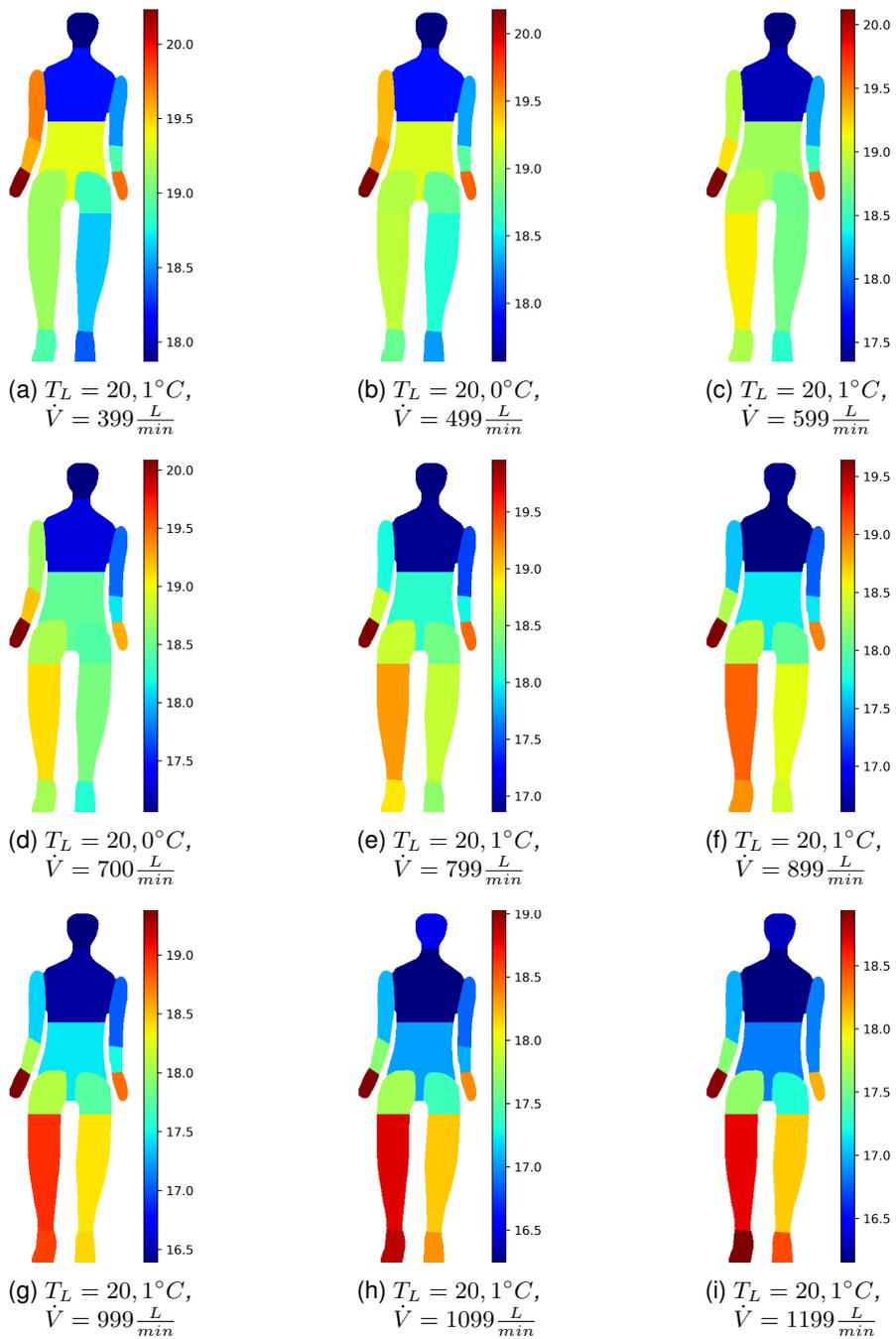


Abbildung B.3.: Äquivalenttemperatur in  $^\circ C$  für alle gemessenen Volumenströme bei  $T_{L,soll} = 20^\circ C$ ; Quelle: eigene Darstellung

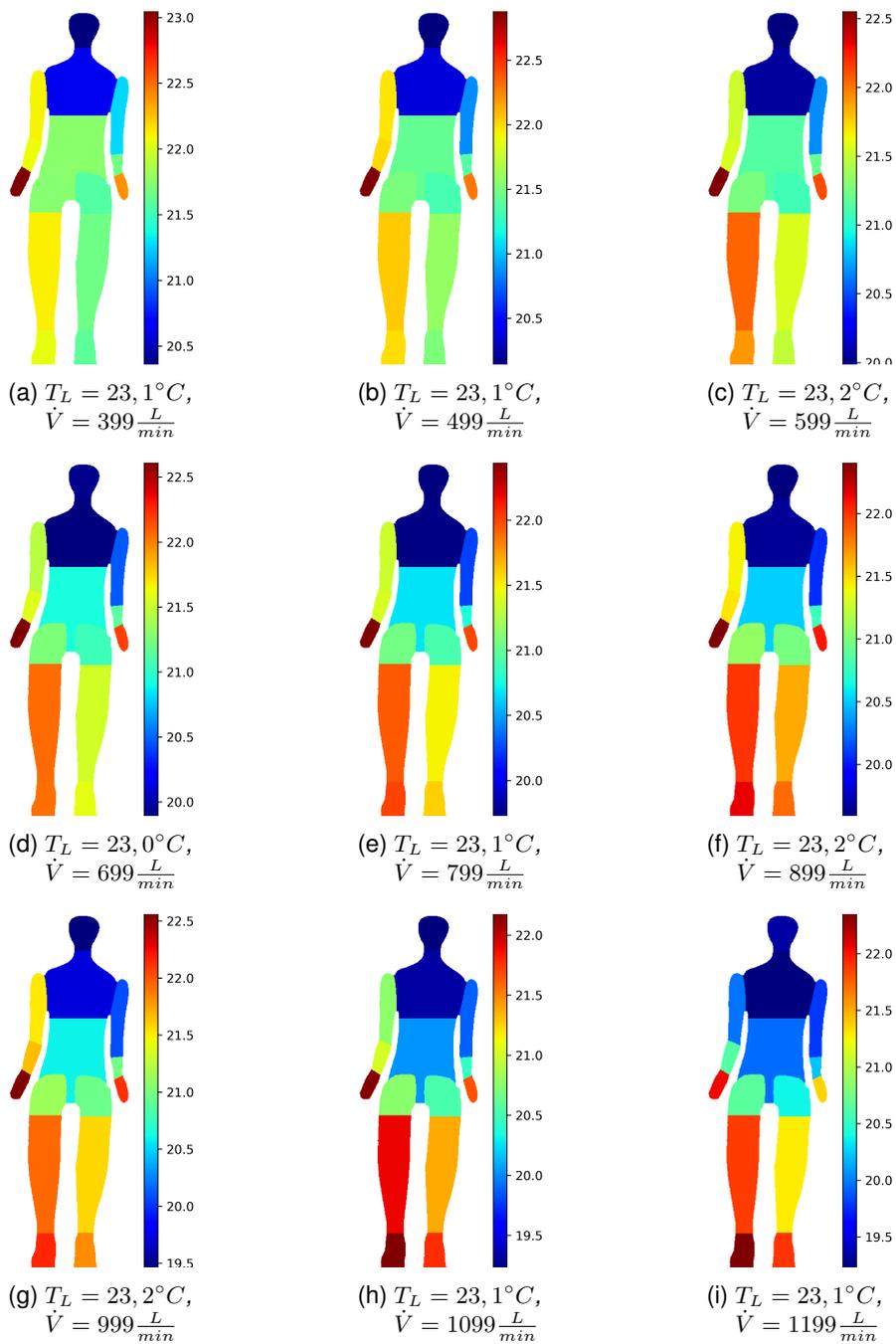


Abbildung B.4.: Äquivalenttemperatur in  $^\circ C$  für alle gemessenen Volumenströme bei  $T_{L,soll} = 23^\circ C$ ; Quelle: eigene Darstellung

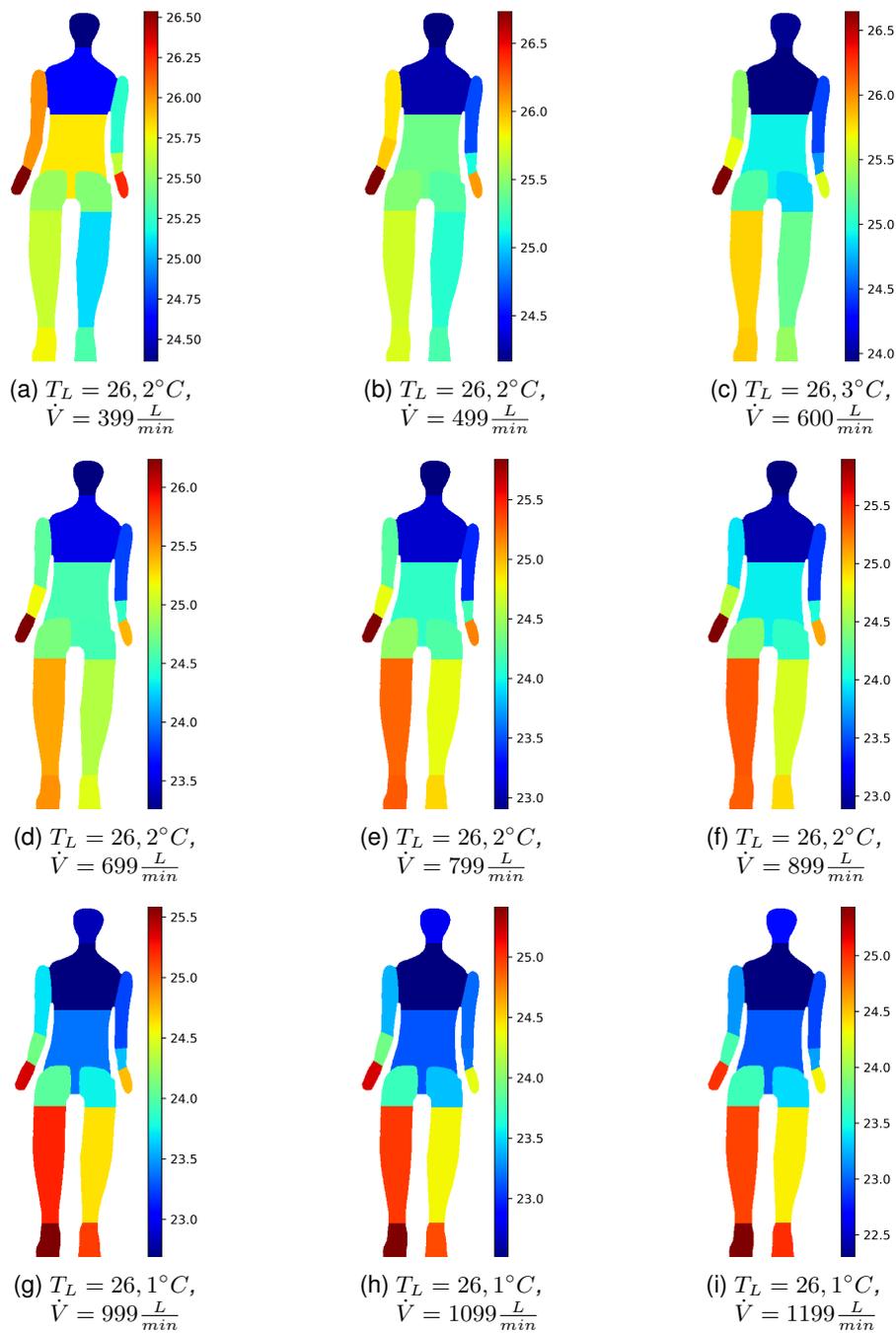


Abbildung B.5.: Äquivalenttemperatur in  $^\circ C$  für alle gemessenen Volumenströme bei  $T_{L,soll} = 26^\circ C$ ; Quelle: eigene Darstellung

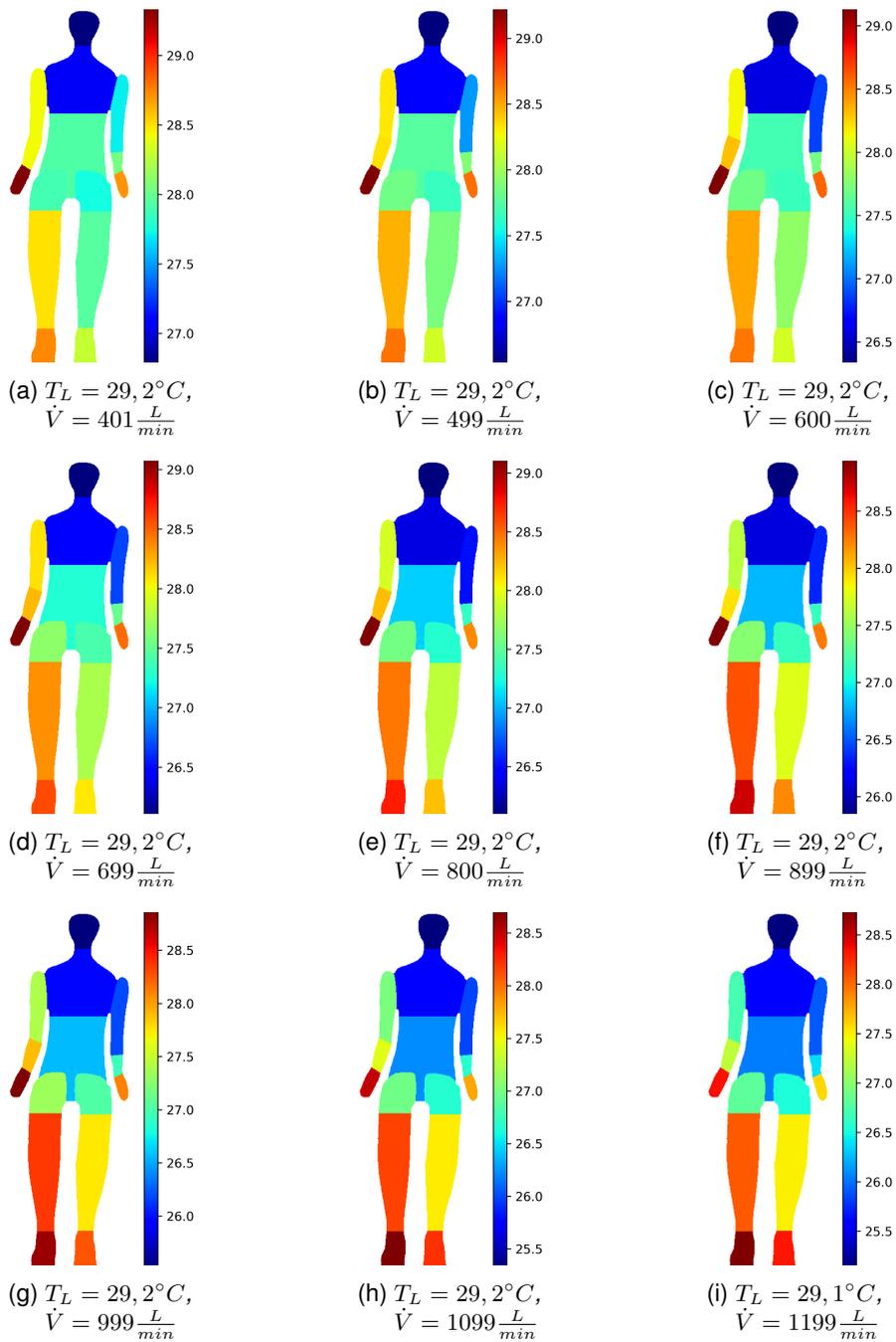


Abbildung B.6.: Äquivalenttemperatur in  $^\circ C$  für alle gemessenen Volumenströme bei  $T_{L,soll} = 29^\circ C$ ; Quelle: eigene Darstellung

### C. Thermischer Komfort

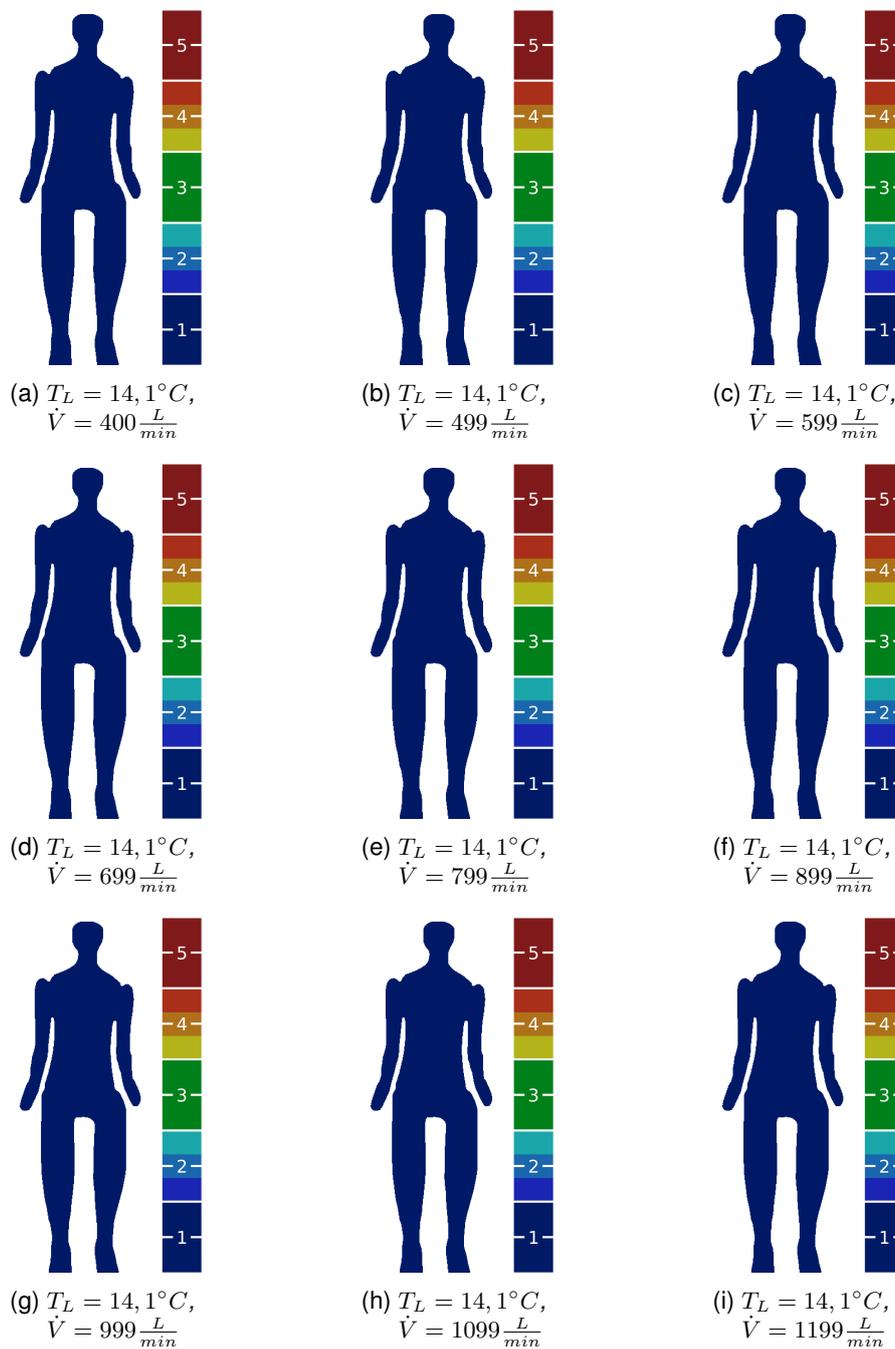


Abbildung C.1.: Bewertung des thermischen Komforts für alle gemessenen Volumenströme bei  $T_{L,soll} = 14^\circ C$ ; Quelle: eigene Darstellung

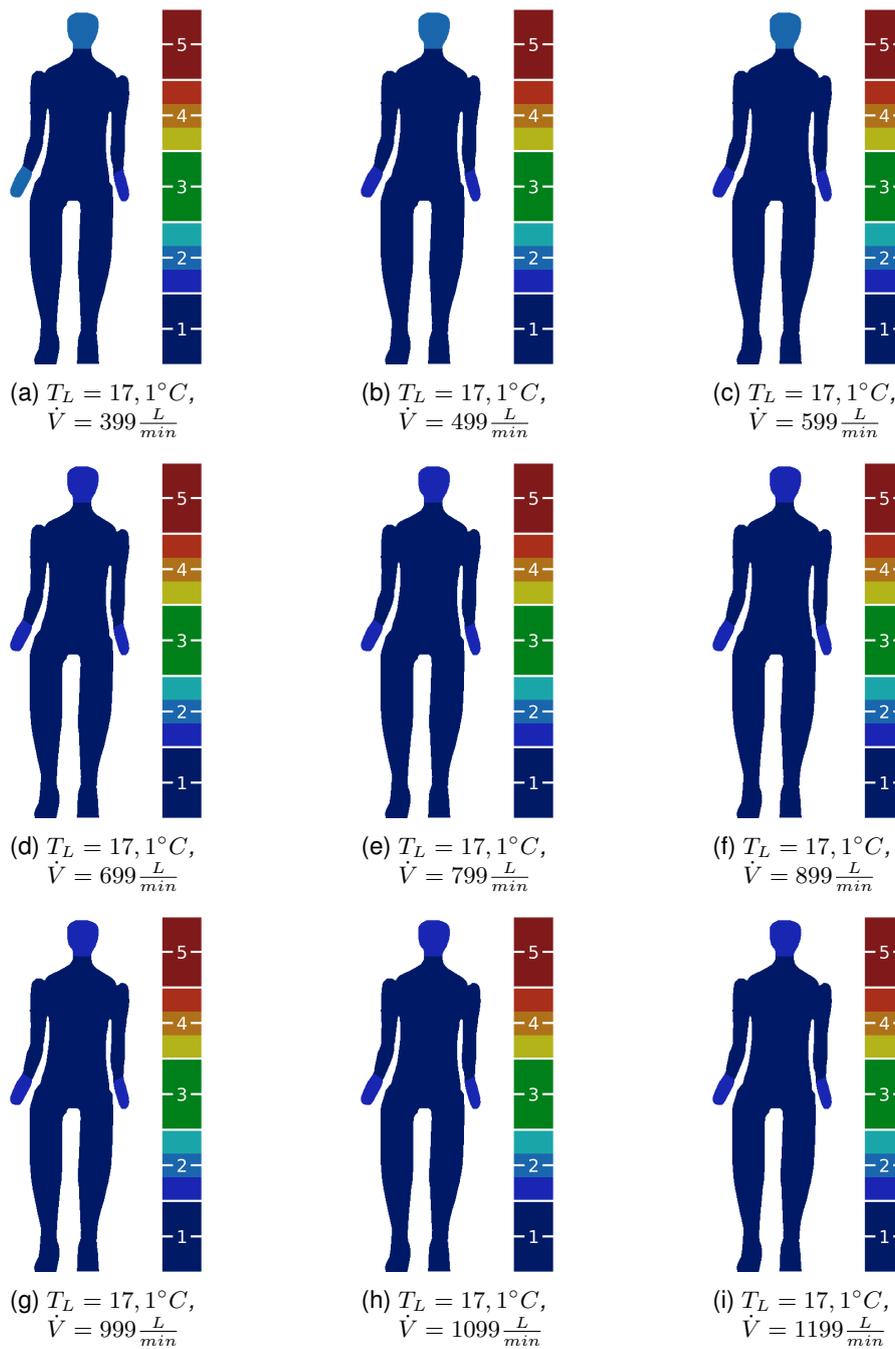


Abbildung C.2.: Bewertung des thermischen Komforts für alle gemessenen Volumenströme bei  $T_{L,soll} = 17^\circ C$ ; Quelle: eigene Darstellung

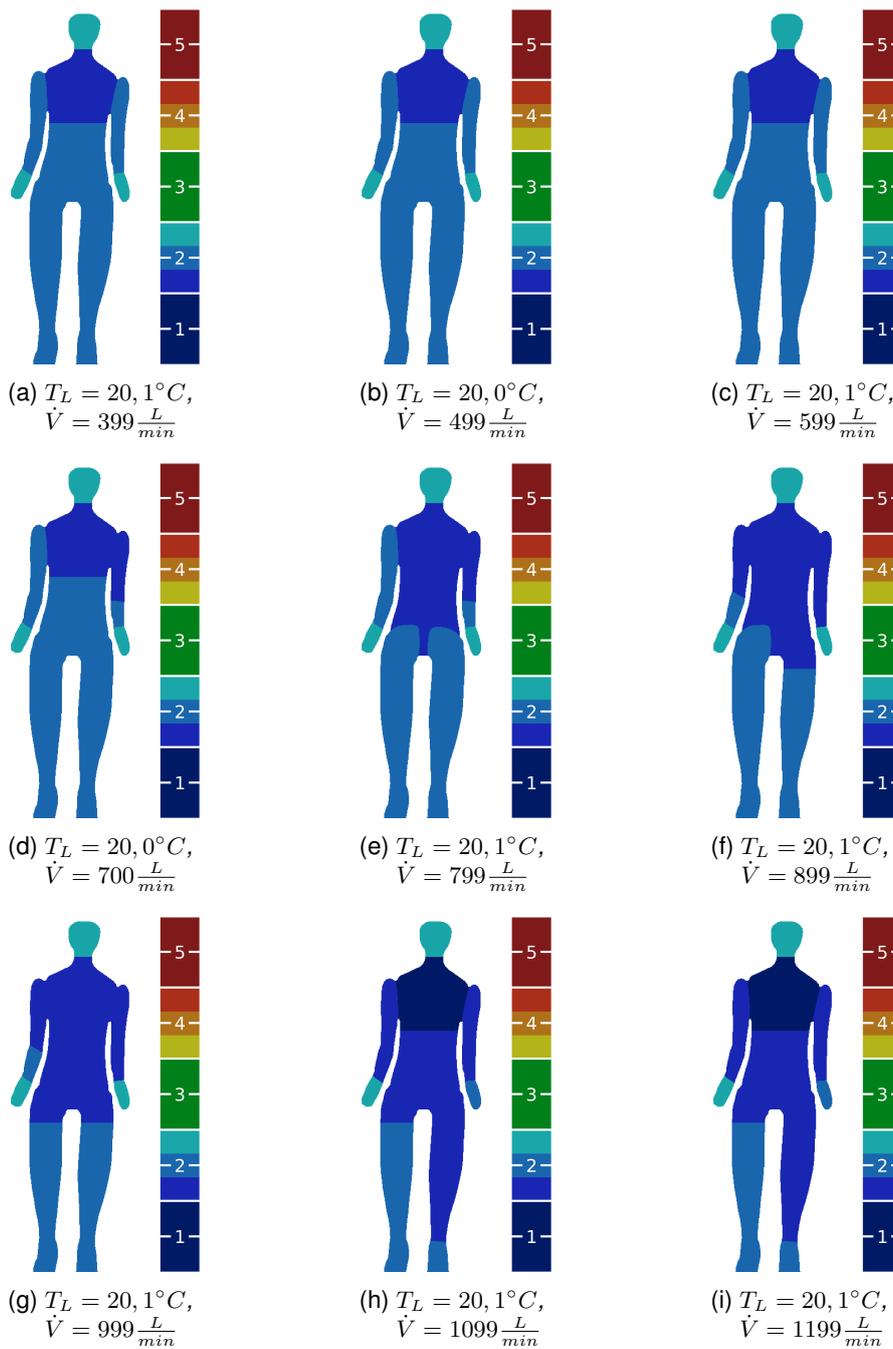


Abbildung C.3.: Bewertung des thermischen Komforts für alle gemessenen Volumenströme bei  $T_{L,soll} = 20^\circ C$ ; Quelle: eigene Darstellung

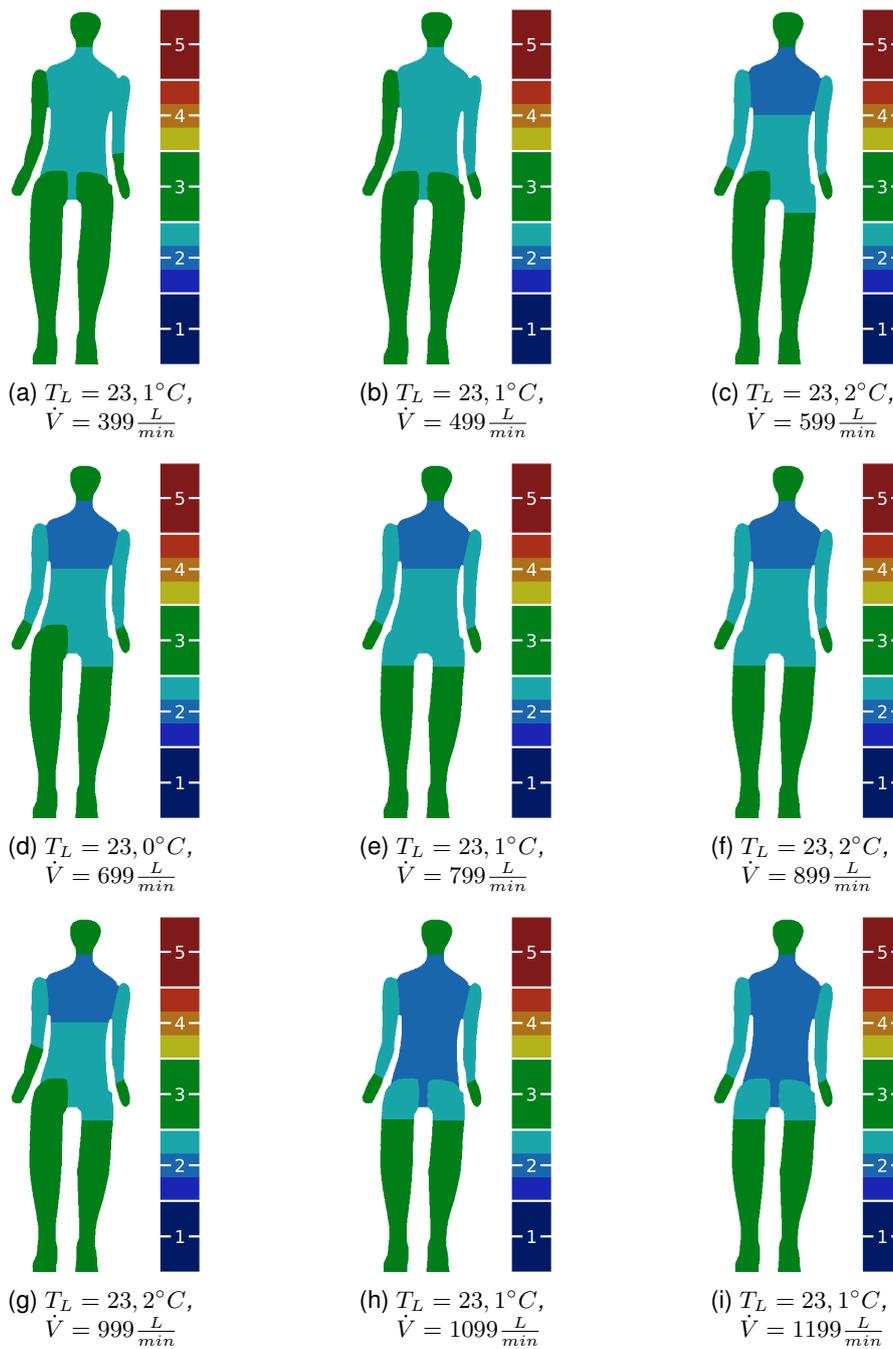


Abbildung C.4.: Bewertung des thermischen Komforts für alle gemessenen Volumenströme bei  $T_{L,soll} = 23^\circ C$ ; Quelle: eigene Darstellung

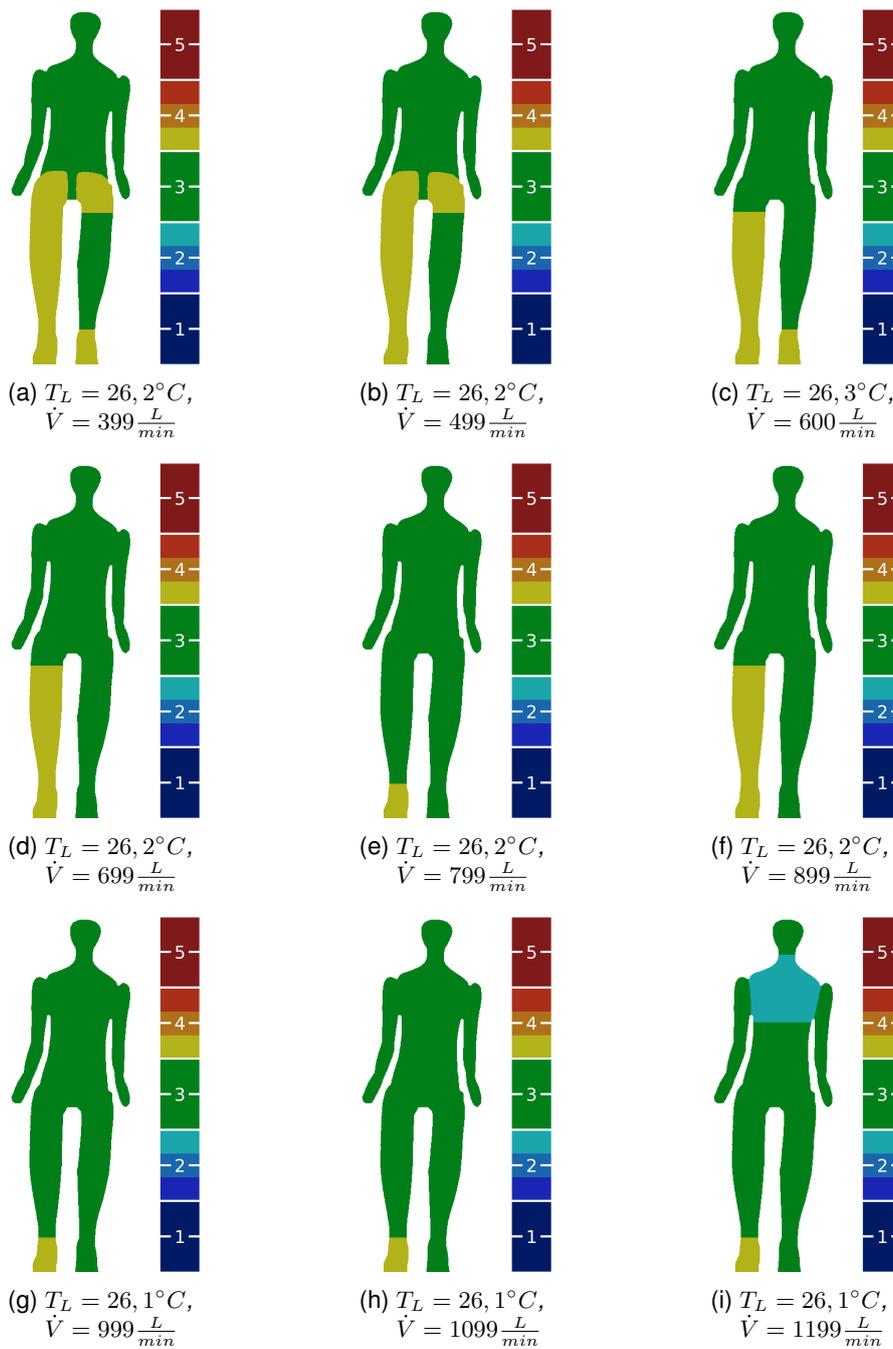


Abbildung C.5.: Bewertung des thermischen Komforts für alle gemessenen Volumenströme bei  $T_{L,soll} = 26^\circ C$ ; Quelle: eigene Darstellung

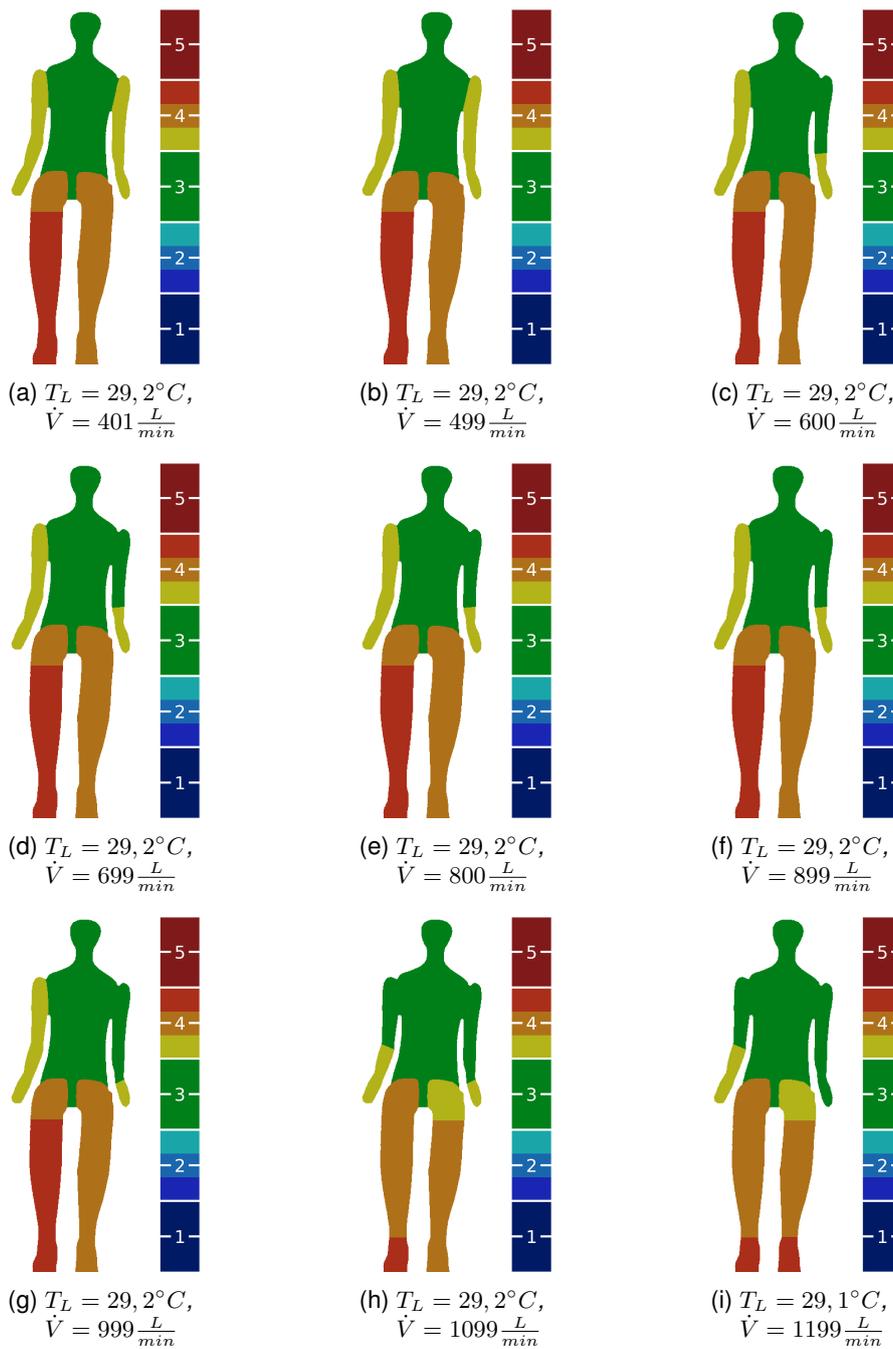


Abbildung C.6.: Bewertung des thermischen Komforts für alle gemessenen Volumenströme bei  $T_{L,soll} = 29^\circ C$ ; Quelle: eigene Darstellung

## D. Skalenverhalten

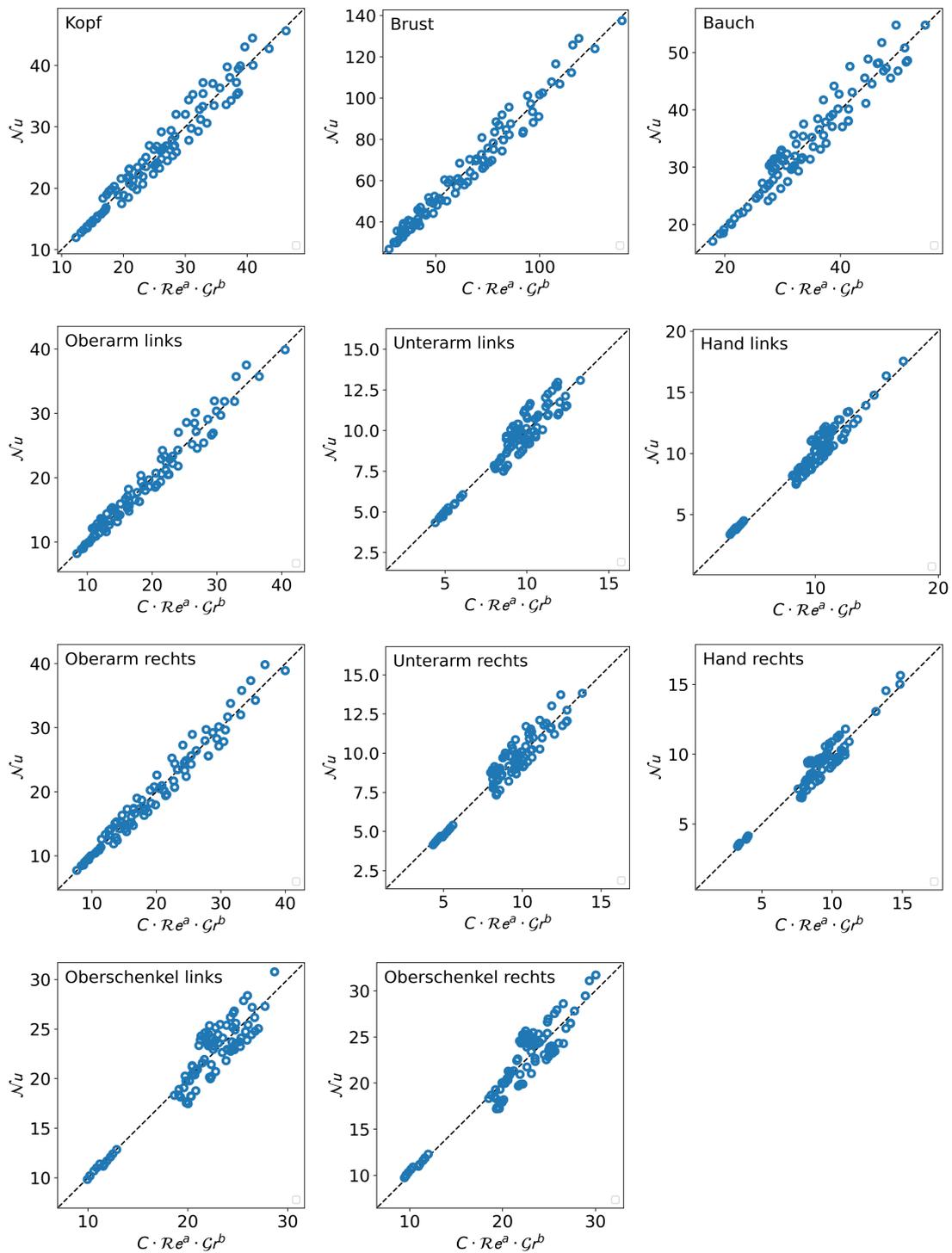


Abbildung D.1.: Skalenverhalten für den Wärmetransport im Fall der Mischbelüftung; Quelle: eigene Darstellung

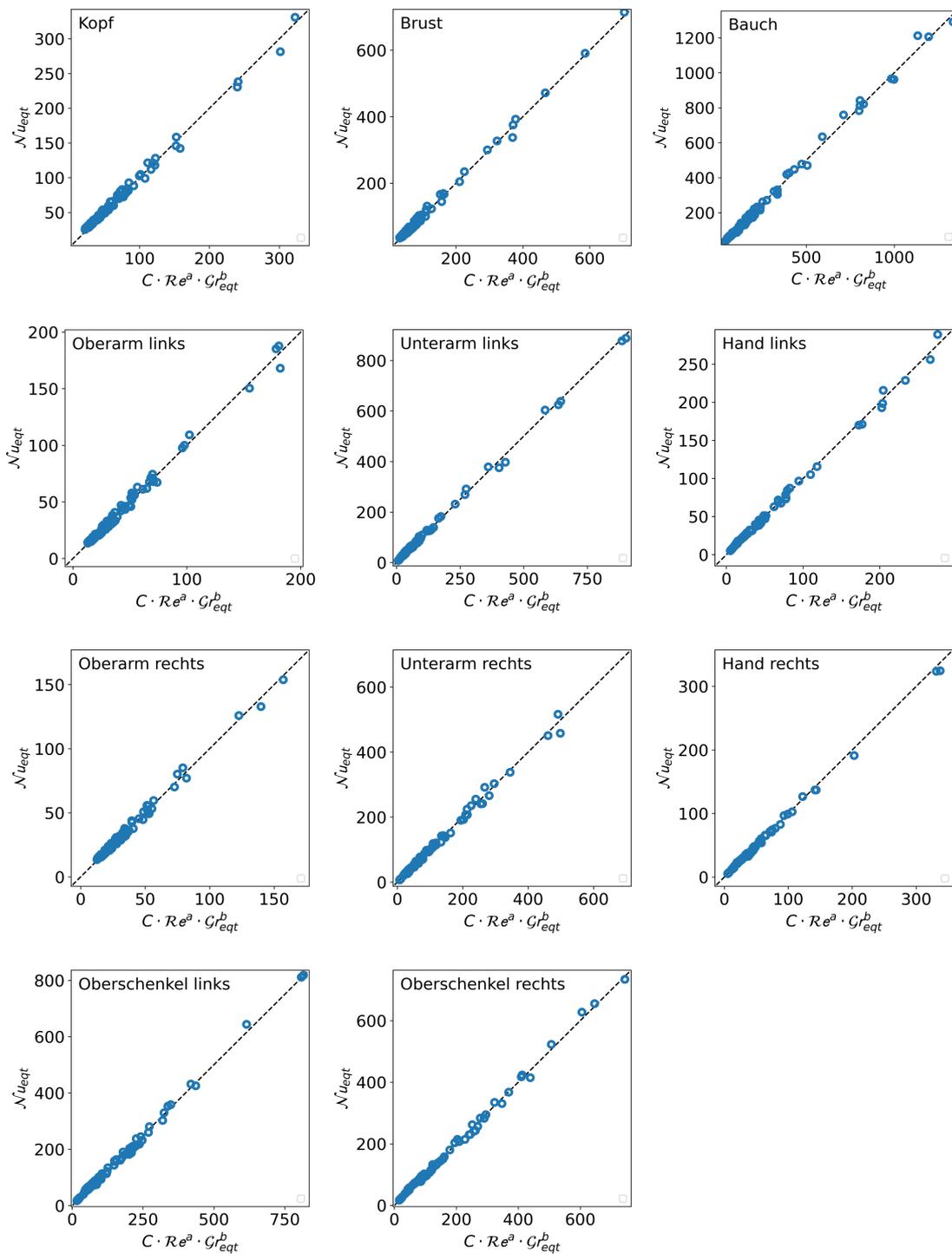


Abbildung D.2.: Skalenerhalten für die Äquivalenttemperatur im Fall der Mischluft; Quelle: eigene Darstellung

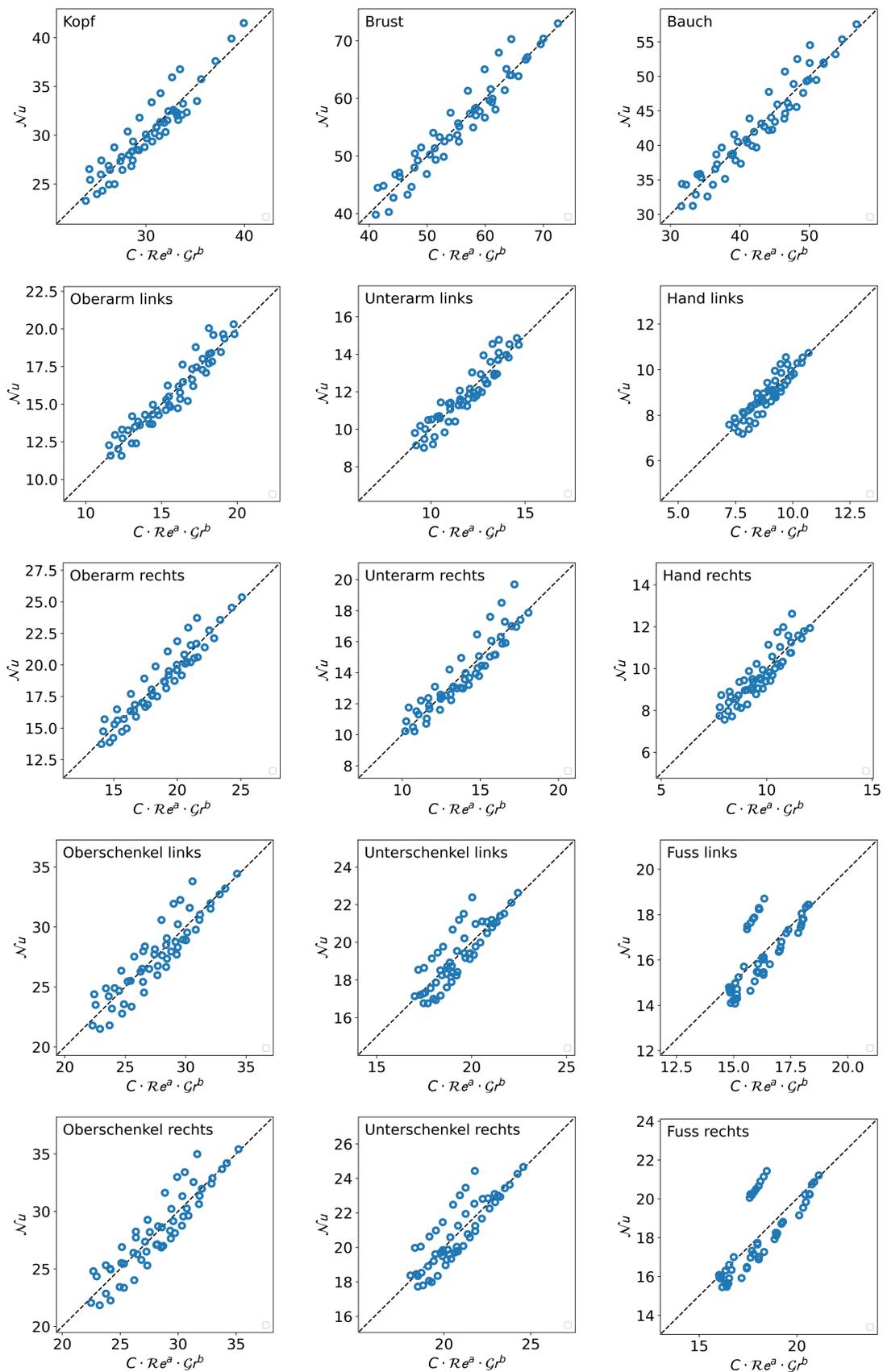


Abbildung D.3.: Skalenerhalten für den Wärmetransport im Fall der Niedrigimpulsbelüftung;  
Quelle: eigene Darstellung

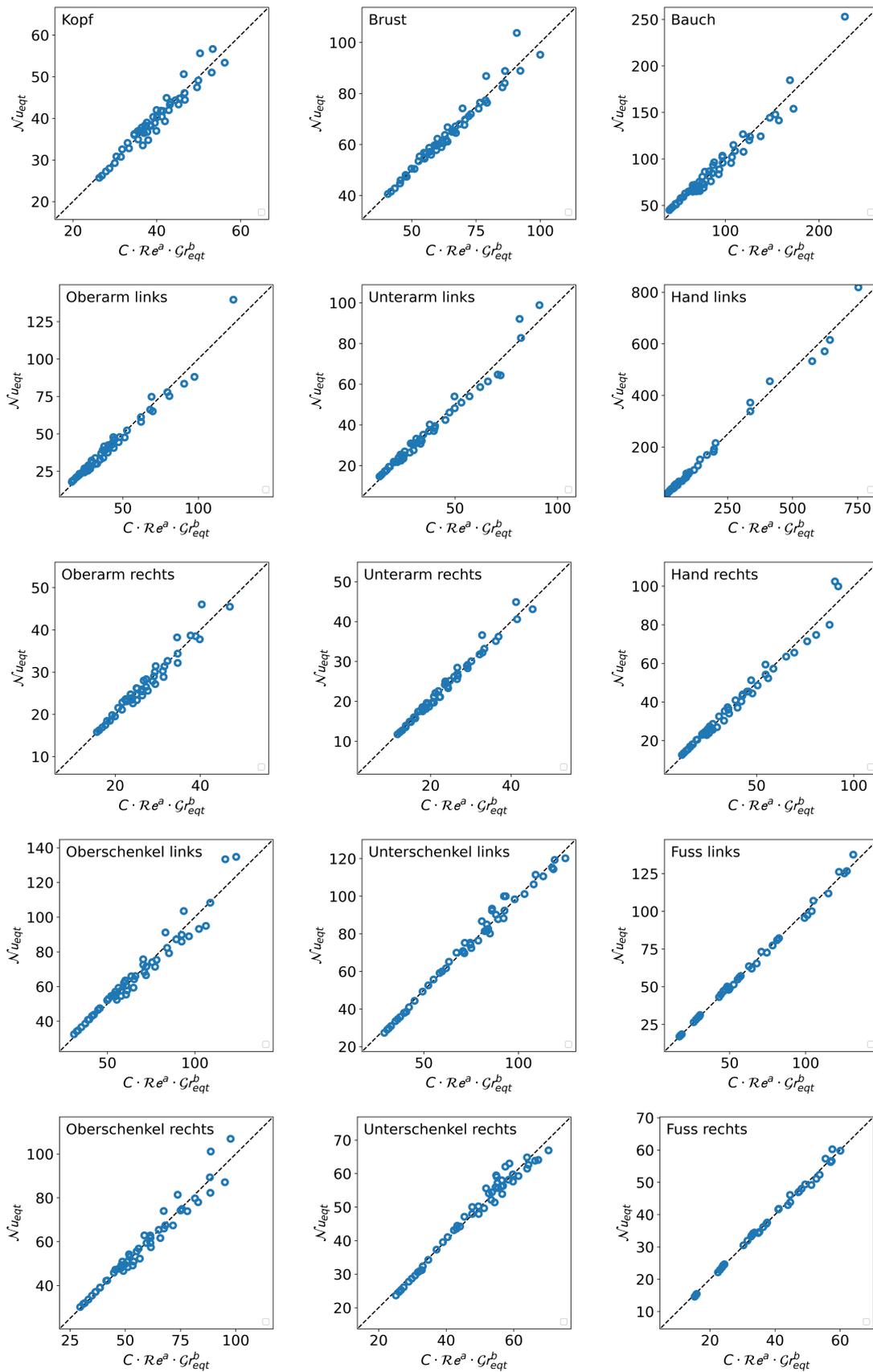


Abbildung D.4.: Skalungsverhalten für die Äquivalenttemperatur im Fall der Niedrigimpulsbelüftung; Quelle: eigene Darstellung