

Tim Röder, Paul Mathis, Dirk Müller

# **EwWalt – Energetische Bewertung der dezentralen kontrollierten Wohnraumlüftung in alternierender Betriebsweise**

F 3147

Bei dieser Veröffentlichung handelt es sich um die Kopie des Abschlussberichtes einer vom Bundesinstitut für Bau-, Stadt- und Raumforschung (BBSR) im Bundesamt für Bauwesen und Raumordnung (BBR) im Rahmen der Forschungsinitiative »Zukunft Bau« geförderten Forschungsarbeit. Die in dieser Forschungsarbeit enthaltenen Darstellungen und Empfehlungen geben die fachlichen Auffassungen der Verfasser wieder. Diese werden hier unverändert wiedergegeben, sie geben nicht unbedingt die Meinung des Zuwendungsgebers oder des Herausgebers wieder.

Dieser Forschungsbericht wurde mit modernsten Hochleistungskopierern auf Einzelanfrage hergestellt.

Die Originalmanuskripte wurden reprototechnisch, jedoch nicht inhaltlich überarbeitet. Die Druckqualität hängt von der reprototechnischen Eignung des Originalmanuskriptes ab, das uns vom Autor bzw. von der Forschungsstelle zur Verfügung gestellt wurde.

© by Fraunhofer IRB Verlag

2019

ISBN 978-3-7388-0333-4

Vervielfältigung, auch auszugsweise,  
nur mit ausdrücklicher Zustimmung des Verlages.

**Fraunhofer IRB Verlag**

Fraunhofer-Informationszentrum Raum und Bau

Postfach 80 04 69

70504 Stuttgart

Nobelstraße 12

70569 Stuttgart

Telefon 07 11 9 70 - 25 00

Telefax 07 11 9 70 - 25 08

E-Mail [irb@irb.fraunhofer.de](mailto:irb@irb.fraunhofer.de)

[www.baufachinformation.de](http://www.baufachinformation.de)

[www.irb.fraunhofer.de/tauforschung](http://www.irb.fraunhofer.de/tauforschung)

## Abschlussbericht

Zuwendungsempfänger:

RWTH Aachen University  
E.ON Energy Research Center  
Lehrstuhl für Gebäude- und Raumklimatechnik

Aktenzeichen:

SWD-10.08.18.7-16.32

Kooperationspartner:

Forschungsgesellschaft HLK Stuttgart mbH  
ITG Institut für Technische Gebäudeausrüstung  
Dresden - Forschung und Anwendung GmbH

---

Projektname:

EwWalt - Energetische Bewertung der dezentralen kontrollierten Wohnraumlüftung in alternierender Betriebsweise

---

Laufzeit des Vorhabens:

01.10.2016 - 30.09.2018

---

Berichtszeitraum:

01.10.2016 - 30.09.2018

Der Forschungsbericht wurde mit Mitteln der Forschungsinitiative Zukunft Bau des Bundesinstitutes für Bau-, Stadt- und Raumforschung gefördert.  
(Aktenzeichen SWD-10.08.18.7-16.32)  
Die Verantwortung für den Inhalt des Berichts liegt beim Autor.



## Inhalt

1.	Einleitung .....	8
1.1.	Motivation .....	8
1.2.	Vorhabenbeschreibung .....	8
1.3.	Ergebniszusammenfassung .....	9
1.4.	Änderungen in der Zielsetzung oder Zeit- und Ausgabenplanung .....	9
2.	Entwicklung der normativen Anpassungen (ITG) .....	10
2.1.	Auslegung und Platzierung der Lüftungsgeräte im untersuchten Mehr- und Einfamilienhaus .....	10
2.1.1.	Allgemeines .....	10
2.1.2.	Randbedingungen für die Auslegung .....	10
2.1.3.	Auslegung und Platzierung der Lüftungsgeräte im untersuchten Mehrfamilienhaus .....	11
2.1.4.	Platzierung und Auslegung der Lüftungsgeräte im Einfamilienhaus .....	17
2.2.	Normative Bewertung alternierender Lüftungsgeräte .....	24
2.2.1.	Prüfstandsmessungen nach DIN EN 13141-8 .....	24
2.2.2.	Auslegung nach DIN 1946-6 .....	24
2.2.3.	Energetische Bilanzierung nach DIN V 18599-6 .....	28
2.2.4.	Kennzeichnung nach ErP .....	33
3.	Entwicklung des Messverfahrens (HLK) .....	34
3.1.	Problemstellung .....	34
3.1.1.	Funktionsprinzip dezentraler alternierender Lüftungsgeräte .....	34
3.1.2.	Bauarten .....	34
3.1.3.	Axialventilatoren .....	34
3.1.4.	Inhomogenes Geschwindigkeits- und Temperaturprofil am Austritt .....	37
3.1.5.	Volumenstrom und Balance im instationären Betrieb .....	40
3.2.	Messung von aerodynamischen Kennwerten .....	40
3.2.1.	Bedeutung des Luftvolumenstromes .....	40
3.2.2.	Verfahren zur Luftvolumenstrommessung .....	41
3.2.3.	Problem der Luftvolumenstrommessung im alternierenden Betrieb .....	41
3.2.4.	Bisherige Bestimmung des mittleren Luftvolumenstromes und der Massenstrombalance im Lüftungsbetrieb .....	42
3.2.5.	Mögliche Ansätze zur Messung des mittleren Luftvolumenstroms und der Balance im alternierenden Betrieb .....	43
3.2.6.	Verfahren zur Messung des mittleren Luftvolumenstroms und der Balance im alternierenden Betrieb .....	45
3.2.7.	Optimiertes Verfahren zur Messung des mittleren Luftvolumenstroms und der Balance im alternierenden Betrieb .....	46
3.3.	Prüfverfahren für thermodynamische Kennwerte .....	48
3.3.1.	Relevante Kennwerte .....	48

3.4. Überblick über die bekannten Messverfahren .....	50
3.4.1. Stand der Anwendung .....	50
3.4.2. Direktes Verfahren nach EN 13141-8 .....	52
3.4.3. Spülluftverfahren .....	59
3.4.4. Analyse von vorhandenen Messdaten .....	65
3.5. Vergleichsmessungen.....	67
3.5.1. Ziel .....	67
3.5.2. Prüflingsbeschreibung .....	68
3.5.3. Messbedingungen .....	73
3.5.4. Messungen im direkten Aufbau.....	73
3.5.5. Messungen im Spülluftaufbau.....	78
3.5.6. Schlussfolgerung .....	85
3.6. Zusammenfassung Messverfahren .....	85
4. Entwicklung des Simulationsmodells (EBC) .....	87
4.1. Definition der Untersuchungsmethoden .....	87
4.1.1. allgemeine Modellierungsansätze .....	88
4.1.2. Modellierung der Wärmerückgewinnung.....	89
4.1.3. Mehrzonenmodell .....	89
4.2. Randbedingungen .....	91
4.2.1. Geometrien.....	91
4.2.2. Windeinflussfaktoren .....	91
4.2.3. Auswerteparameter .....	93
4.3. Validierung CFD-Modell.....	97
4.4. CFD Analyse Einzelraum.....	97
4.5. CFD Analyse Wohnung .....	99
4.6. CFD Analyse Einfamilienhaus.....	101
4.7. Zusammenfassung CFD Analyse .....	103
5. Ergebnisverwertung .....	104
5.1. Fazit.....	104
5.2. Ausblick .....	104
5.3. Ergebnistransfer .....	105
Literatur.....	106

## Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Projektplan.....	8
Abbildung 2: Betrieb alternierender Lüftungsgeräte im Mehrfamilienhaus ohne Doppelnutzung (Fall II) .....	13
Abbildung 3: Betrieb alternierender Lüftungsgeräte im Mehrfamilienhaus mit Doppelnutzung (Fall I). 13	
Abbildung 4: Platzierung der alternierenden Lüftungsgeräte im MFH für Fall I und Fall III (Grundriss) 15	
Abbildung 5: Platzierung der alternierenden Lüftungsgeräte im MFH für Fall I und Fall III (isometrische Ansicht).....	16
Abbildung 6: Platzierung der alternierenden Lüftungsgeräte im MFH für Fall II (Grundriss) .....	16
Abbildung 7: Platzierung der alternierenden Lüftungsgeräte im MFH für Fall II (isometrische Ansicht)17	
Abbildung 8: Platzierung der alternierenden Lüftungsgeräte im EFH für Fall I und Fall III – EG (Grundriss).....	21
Abbildung 9: Platzierung der alternierenden Lüftungsgeräte im EFH für Fall I und Fall III – OG (Grundriss).....	21
Abbildung 10: Platzierung der alternierenden Lüftungsgeräte im EFH für Fall II - EG (Grundriss) .....	22
Abbildung 11: Platzierung der alternierenden Lüftungsgeräte im EFH für Fall II - OG (Grundriss).....	22
Abbildung 12: Platzierung der alternierenden Lüftungsgeräte im EFH für Fall I und Fall III (isometrische Ansicht) .....	23
Abbildung 13: Platzierung der alternierenden Lüftungsgeräte im EFH für Fall II (isometrische Ansicht) .....	23
Abbildung 14: Schematische Darstellung zum Finden eines Kompromisses zwischen Praxis und Norm .....	25
Abbildung 15: Volumenstrommessung zur Winddruckstabilität nach prEN 13141-4 : 2018.....	31
Abbildung 16: Funktionsprinzip dezentraler alternierender Wohnungslüftungsgeräte .....	34
Abbildung 17: Normierte Kennlinien von drei Geräten bei maximalem Volumenstrom .....	35
Abbildung 18: Normierte Kennlinien von drei Geräten bei mittlerem Volumenstrom.....	36
Abbildung 19: Normierte Kennlinien von drei Geräten bei minimalem Volumenstrom .....	36
Abbildung 20: Beispiel für radial nach oben gerichteten Austritt.....	37
Abbildung 21: Beispiel für radial ungerichteten Austritt.....	38
Abbildung 22: Beispiel für radial ungerichteten Austritt mit Inhomogenitäten.....	38
Abbildung 23: Beispiel für radial ungerichteten Austritt mit starken Inhomogenitäten Gerät 236.....	38
Abbildung 24: Austrittsgeschwindigkeit von Gerät 236 bei Stufe 3.....	39
Abbildung 25: Thermoelemente zur Messung der Austrittstemperatur von Gerät 236.....	39
Abbildung 26: Minimale Austrittstemperaturen beim Messpunkt A7 Stufe 3 von Gerät 236 .....	40
Abbildung 27: Phasen des Zyklus nach EN 13141-8.....	41
Abbildung 28: Bekannte und unbekannte Volumenströme im alternierenden Betrieb.....	42
Abbildung 29: Exemplarisch angebrachter Staudruckschlauch .....	44
Abbildung 30: Gemessener Staudruck im alternierenden Betrieb .....	44
Abbildung 31: Volumenstromverlauf im alternierenden Betrieb abgeleitet aus der Staudruckmessung .....	45
Abbildung 32: Gemessener Druckverlauf mit bei geschlossenem Gerät.....	46
Abbildung 33: Prinzip der Projektion von Nullvolumenstrom auf Nulldruck .....	47
Abbildung 34: Zusammenhang zwischen Nullvolumenstrom und Nulldruck bei den untersuchten Geräten.....	47
Abbildung 35: Volumenstromverlauf mit Nulldruckmethode .....	48
Abbildung 36: Druckdifferenz aufgrund der thermischen Säule eines Raumes in Abhängigkeit der Außentemperatur [7].....	52
Abbildung 37: Beispielhafter am Gerät gemessener Temperaturverlauf im alternierenden Betrieb.....	53
Abbildung 38: Auswertung der fallenden Flanken der Zuluft und steigenden Flanken der Fortluft .....	54
Abbildung 39: Verlauf der innenseitigen Einzelfühler bei Gerät 1 .....	55
Abbildung 40: Verlauf der innenseitigen Einzelfühler bei Gerät 2.....	56
Abbildung 41: Beispielhafter Verlauf der innenseitigen Einzelfühler bei anderem Gerät .....	56
Abbildung 42: Kriterien für die Unsicherheit der Messung .....	57
Abbildung 43: Aufbau Spülluftkammern (Ansicht von oben).....	60
Abbildung 44: Spülluftstrom durch die Innenkammerkammer (Ansicht von vorne) .....	61
Abbildung 45: Spülluftkammern der Prüfstelle HLK .....	62
Abbildung 46: Luftlenkung des Spülluftstromes (Eintritt oben) hin zum Eintritt des Prüflings mit Strömungsverengung .....	62

Abbildung 47: Typischer Temperaturverlauf des Spülluftstromes im alternierenden Betrieb .....	63
Abbildung 48: Abweichung des gemessenen zuluftseitigen Temperaturverhältnisses der Spülluftmethode von der direkten Methode.....	66
Abbildung 49: Abweichung des zuluftseitigen Temperaturverhältnisses der Spülluftmethode mit alternativer Auswertung (Variante R) von der direkten Methode .....	67
Abbildung 50: Volumenstromverlauf Gerät A .....	69
Abbildung 51: Volumenstromverlauf Gerät B .....	71
Abbildung 52: Volumenstromverlauf Gerät C.....	73
Abbildung 53: Platte zur Verhinderung von Kurzschlussströmung beispielhaft bei Gerät C auf der Außenseite.....	74
Abbildung 54: Richtung des Luftaustrittes auf der Innenseite bei Gerät A .....	74
Abbildung 55: Richtung des Luftaustrittes auf der Innenseite bei Gerät B .....	75
Abbildung 56: Platzierung der Temperaturfühler bei Gerät A innen und außen .....	75
Abbildung 57: Platzierung der Temperaturfühler bei Gerät B innen und außen .....	76
Abbildung 58: Platzierung der Temperaturfühler bei Gerät C innen und außen.....	76
Abbildung 59: Förderung der Spülluft durch die Spülkammer, Temperaturmessstellen am Ein- und Austritt.....	79
Abbildung 60: Lenkung der Spülluft ein einem Spalt 10x50cm zum Gerät B, Thermoelemente am Geräteaustritt .....	79
Abbildung 61: Direkt gemessenes zuluftseitiges Temperaturverhältnis in Abhängigkeit vom Spülluftvolumenstrom .....	80
Abbildung 62: Direkt gemessenes fortluftseitiges Temperaturverhältnis in Abhängigkeit vom Spülluftvolumenstrom .....	81
Abbildung 63: Zuluftseitiges Temperaturverhältnis Spülluftmethode in Abhängigkeit vom Spülluftvolumenstrom .....	82
Abbildung 64: fortluftseitiges Temperaturverhältnis Spülluftmethode in Abhängigkeit vom Spülluftvolumenstrom .....	83
Abbildung 65: Zuluftseitiges Temperaturverhältnis Spülluftmethode Variante R in Abhängigkeit vom Spülluftvolumenstrom .....	84
Abbildung 66: Fortluftseitiges Temperaturverhältnis Spülluftmethode Variante R in Abhängigkeit vom Spülluftvolumenstrom .....	85
Abbildung 67: Vorgehensplan zur Definition der numerischen Randbedingungen.....	88
Abbildung 68: Mehrzonenmodell [16].....	90
Abbildung 69: Geometrien der verschiedenen Wohnräume .....	91
Abbildung 70: Verteilung $\varnothing$ -Windgeschwindigkeit (Höhe $\leq$ 5 m).....	92
Abbildung 71: qualitative Druckverteilung mit Geschwindigkeitsvektoren um Bauwerk .....	92
Abbildung 72: Randbedingungen Simulationsmodell mit Infiltration (grün) & Exfiltration (rot) .....	93
Abbildung 73: beispielhafte Auswertung des Luftaustauschwirkungsgrads über Invertierung .....	94
Abbildung 74: globale und lokale Disbalance für Einzelraumkonfiguration unter unterschiedlichen Winddruckverhältnissen und Gebäudedichtheit .....	95
Abbildung 75: Auswertung des Zugluftrisikos (draught rating) in % in der Wohnung .....	96
Abbildung 76: Abgleich eines Geschwindigkeitsprofils (Messung und Simulation) .....	97
Abbildung 77: Absolutes Alter der Luft analytisch und simulativ berechnet.....	99
Abbildung 78: Alter der Luft in der Wohnung bei aktivem Entlüftungssystem im Nennlüftungsbetrieb .....	100
Abbildung 79: CFD-Simulation der thermischen Säule .....	102

## Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Mindestfläche von Überströmungsdurchlässen für ventilatorgestützte Lüftung nach DIN 1946-6: 2009 .....	11
Tabelle 2: Auslegungsluftvolumenströme für alternierende Lüftungsgeräte im Mehrfamilienhaus .....	14
Tabelle 3: Auslegungsluftvolumenströme für alternierende Lüftungsgeräte im Einfamilienhaus .....	20
Tabelle 4: Randbedingungen zur Bestimmung des Gesamtnutzungsgrades nach DIN V 18599 : 2011, Tabelle 6 .....	29
Tabelle 5: Korrektur des gemessenen Temperaturverhältnisses nach prEN 13142 : 2017, Table 2 ...	30
Tabelle 6: Klassifizierung der Drucksensitivität nach prEN 13142, Table 8 .....	31
Tabelle 7: Vorschlag zur Messung verschiedener Druckstufen zur zeitgewichteten Bewertung der Winddruckstabilität und Häufigkeiten für deutschlandmittleres Klima .....	32
Tabelle 8: Beispielhafte Darstellung der frei ausblasenden Volumenströme und der Disbalance für eine Stufe .....	43
Tabelle 9: Prüfbedingungen der EN 13141-8, Tabelle 2 .....	49
Tabelle 10: Messbedingungen LÜ-A 20 .....	50
Tabelle 11: Anwendbarkeit der bekannten Prüfverfahren .....	51
Tabelle 12: Volumenströme und Disbalancen im kontinuierlichen Betrieb Gerät A .....	68
Tabelle 13: Kennwerte im alternierenden Betrieb Gerät A .....	69
Tabelle 14: Volumenströme und Disbalancen im kontinuierlichen Betrieb Gerät B .....	70
Tabelle 15: Kennwerte im alternierenden Betrieb Gerät B .....	70
Tabelle 16: Volumenströme und Disbalancen im kontinuierlichen Betrieb Gerät C .....	72
Tabelle 17: Kennwerte im alternierenden Betrieb Gerät C .....	72
Tabelle 18: Gemessenes zuluftseitiges Temperaturverhältnis direkte Methode A7 .....	77
Tabelle 19: Gemessenes zuluftseitiges Temperaturverhältnis direkte Methode A2 .....	77
Tabelle 20: Gemessenes fortluftseitiges Temperaturverhältnis direkte Methode A7 .....	78
Tabelle 21: Gemessenes fortluftseitiges Temperaturverhältnis direkte Methode A2 .....	78
Tabelle 22: Zusammenfassung der Erkenntnisse im Einzelraum .....	98
Tabelle 23: Zusammenfassung der Erkenntnisse in der Wohnung .....	101
Tabelle 24: Zusammenfassung der Erkenntnisse im Einfamilienhaus .....	102

## 1. Einleitung

### 1.1. Motivation

Die kontrollierte Wohnungslüftung leistet durch die oft integrierte Wärmerückgewinnung seit vielen Jahren einen substantiellen Betrag zur Energieeinsparung im Wohnungsbau. Zusätzlich werden durch die heute eingesetzten Verfahren die hygienischen Anforderungen der Wohnraumnutzer erfüllt. Neben den bekannten und in den Normen und Richtlinien erfassten Lüftungsgeräten mit stetigem Volumenstrom werden am Markt zunehmend alternierende Systeme angeboten. Bisher wurde jedoch nicht ausreichend analysiert, wie sich die alternierende Betriebsweise der Geräte (Zu- und Abluftfunktion von mindestens zwei Einheiten wird alternierend gewechselt) auf den Energieverbrauch, die Wärmerückgewinnung und die Effizienz der Luftführung im Raum auswirkt. Daher können diese neuen Geräte aktuell nicht wissenschaftlich abgesichert energetisch bewertet werden, da die Besonderheiten dieser alternierenden Betriebsweise nicht in der Normung berücksichtigt werden. Diese Lücke in der energetischen Bewertung der Wohnungslüftung soll durch das beantragte Forschungsprojekt geschlossen werden.

### 1.2. Vorhabenbeschreibung

Durch die drei Partner in dem Forschungsprojekt werden sowohl Untersuchungen zur Funktion alternierender Lüftungsgeräte auf Basis der numerischen Strömungssimulation (RWTH) durchgeführt, als auch Verfahren zur experimentellen Bewertung der alternierenden Lüftungsgeräte (HLK) erarbeitet, nachdem zu Beginn geeignete Randbedingungen abgestimmt worden sind. Aus den Ergebnissen werden geeignete Kennwerte für die energetische Bewertung in der Normung abgeleitet (ITG) und als Vorschläge in die Normungsarbeit eingebracht (siehe Abbildung 1).

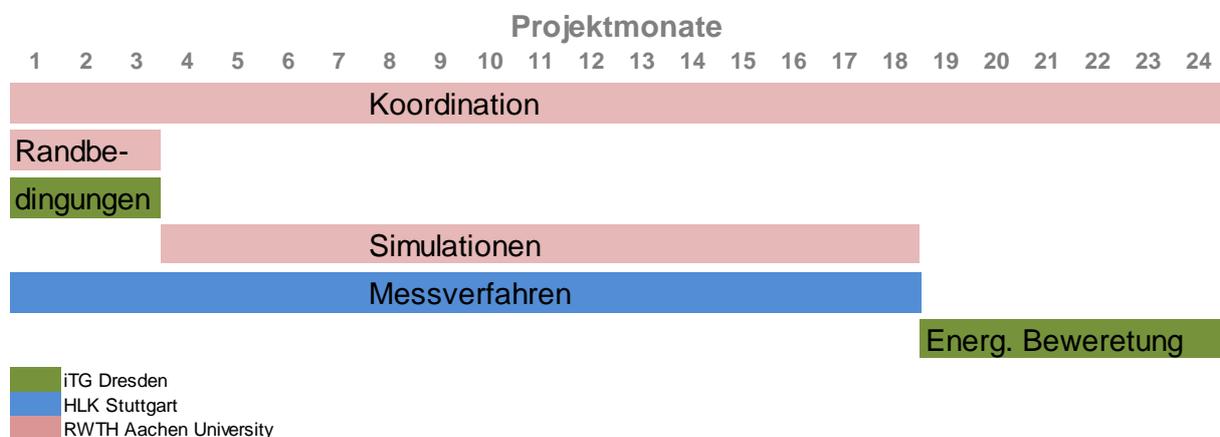


Abbildung 1: Projektplan

Im Bereich der Normungsarbeit (ITG) wird die Darstellung einer für Räume und Nutzungseinheiten korrekten und normenkonformen Auslegung alternierender Lüftungsgeräte, ggf. auch in Kombination mit anderen Lüftungssystemen, angestrebt. Es werden Vorschläge für eine verbesserte bzw. erweiterte Berücksichtigung in der einschlägigen Normung (Messverfahren, Auslegung, Energiebilanzierung, Labeling) ausgearbeitet.

Mit den messtechnischen Untersuchungen (HLK) sollen die aktuell angewandten Prüfverfahren zur Kennwertermittlung weiterentwickelt und beurteilt werden. Dazu wird zunächst ein Messverfahren entwickelt, um den wirksamen Luftvolumenstrom und die Disbalance im alternierenden Betrieb zu messen. Für die Bestimmung der Wärmerückgewinnung werden das in der EN 13141-8 beschriebene

direkte Verfahren sowie das bei der DIBt-Zulassung angewandte Spülluftverfahren näher analysiert und verglichen.

Innerhalb der Simulation (RWTH) liegt der Fokus der Untersuchungen auf dem Vergleich der Lüftungsqualität. Für die Bewertung werden dazu unterschiedliche Kriterien herangezogen. Eines davon ist beispielsweise die durchschnittliche Verweildauer der Luft im Raum. Abhängig von einer Reihe geometrischer und thermischer Faktoren sollen Gemeinsamkeiten und Unterschiede zwischen den Lüftungskonzepten ausgemacht werden.

### **1.3. Ergebniszusammenfassung**

ITG: Die Aufgabe des ITG war, eine energetische Bewertung der dezentralen Lüftungsgeräte zu entwickeln, die perspektivisch in die Normung einfließen soll. Dafür ist in einem ersten Schritt eine detaillierte Darstellung einer normenkonformen Auslegung hinsichtlich Anordnung der Komponenten und Festlegung der Volumenströme für typische Konstellationen /Einfamilienhaus und Wohnung im Mehrfamilienhaus erarbeitet worden. Weiterhin ist ein Bewertungsalgorithmus einschließlich Kennwerten für Doppelnutzung der Luft (Vorschlag für Auslegung nach DIN 1946-6) entwickelt worden. Außerdem ist ein normativer Ansatz zur Berücksichtigung von Anfahrvorgängen bei alternierendem Betrieb (Vorschlag für Auslegung nach DIN 1946-6) abgeleitet worden. Weiterhin sind ein Algorithmus zur Berücksichtigung der Winddruckstabilität in Abhängigkeit von Klimadaten (Vorschlag für Energiebilanzierung nach DIN V 18599 bzw. EN 13142) und weitere Hinweise für die aktuelle Normung erarbeitet worden.

HLK: Das HLK hatte die Aufgabe, ein Messverfahren für die energetische Bewertung der dezentralen Lüftungsgeräte zu identifizieren. Mit dem entwickelten Verfahren zur Luftstrommessung im alternierenden Betrieb ist es erstmals möglich, den für die Auslegung relevanten wirksamen Luftvolumenstrom sowie die Disbalance im alternierenden Betrieb zu messen. Für die beiden untersuchten Verfahren (indirektes Verfahren und Spülluftverfahren) zur Messung der Wärmerückgewinnungsleistung sind Randbedingungen definiert worden, mit denen die Messunsicherheit verkleinert und Vergleichbarkeit der Ergebnisse verbessert wird.

RWTH: Die RWTH sollte mittels Simulationen die Raumluftrömungen, die durch die dezentralen Lüftungsgeräte zustande kommen, untersuchen. Anhand von zwei typischen Wohngebäuden mit je einer speziellen Charakteristik („Entlüftungssystem im innenliegenden Bad“ bzw. „thermische Säule“) wurden die Auswirkungen von dezentralen Lüftungsgeräten auf die Lüftungseffektivität untersucht. Es wurden Raumgrößen, Positionierung der Lüftungsgeräte und Eigenschaften der Lüftungsgeräte variiert. In allen untersuchten Fällen, unabhängig von der Raumgestaltung, liegt eine Mischlüftung vor, d. h. es treten keine nennenswerten Kurzschlussströmungen durch die dezentralen Lüftungsgeräte auf. Weiterhin wurden die absolut geförderten Luftvolumenströme in Abhängigkeit der Druckverhältnisse an der Gebäudefassade und im Raumverbund sowie der Infiltration untersucht. Unter Berücksichtigung von Windeffekten und Überströmöffnungen zwischen einzelnen Räumen wurden die Disbalancen der Luftvolumenströme an den Einzelgeräten und in der gesamten Wohneinheit mittels eines eigens entwickelten Druck-Volumenstrommodells quantifiziert. Hier wurde ein Zusammenhang der Disbalance mit der Steigung der Gerätekennlinie nachgewiesen.

### **1.4. Änderungen in der Zielsetzung oder Zeit- und Ausgabenplanung.**

Der Zeitplan konnte eingehalten werden. Die Ausgabenplanung bleibt unverändert. Es wurde aus den Erkenntnissen der CFD-Simulation (CFD: Computational Fluid Dynamics) und Rückmeldungen aus der Industrie eine leichte Veränderung in der Fokussierung der Aufgaben in AP2 bzw. AP3 vorgenommen. So wurde die Bewertung der Lüftungskonfiguration anhand von Ergebnissen der dezentralen CFD-Simulation abgeleitet, ohne dafür eigene CFD-Studien zu verfolgen. In gleichem Maße wurde dafür der zu untersuchende Parameterraum für die dezentralen Lüftungsgeräte erweitert.

## 2. Entwicklung der normativen Anpassungen (ITG)

Das Arbeitspaket der normativen Anpassungen gliedert sich in zwei wesentliche Fragestellungen: Zum einen die Frage, wie laut derzeitigem Stand der Normung die Auslegung und energetische Bewertung dezentral alternierender Lüftungsgeräte (auch im Hinblick auf andere Lüftungssysteme) erfolgt. Zum anderen die Frage, welche Anpassungen innerhalb der Normung aufgrund der Erkenntnisse dieses Forschungsprojekts vorgenommen werden müssen. Entsprechend werden die offenen Fragestellungen eng mit den weiteren Forschungsstellen jeweils zu Beginn und Ende der Projektlaufzeit bearbeitet.

### 2.1. Auslegung und Platzierung der Lüftungsgeräte im untersuchten Mehr- und Einfamilienhaus

#### 2.1.1. Allgemeines

Die Platzierung und Auslegung der Lüftungsgeräte im untersuchten Mehr- und Einfamilienhaus wird nach der aktuellen DIN 1946-6:2009 vorgenommen.

Weitere Auslegungsansätze unter Berücksichtigung einer „Doppelnutzung“, die in der Praxis häufig vorzufinden sind, ergänzen die Auslegung nach DIN 1946-6. Unter „Doppelnutzung“ wird eine Luftströmung zwischen unterschiedlich genutzten Räumen einer Nutzungseinheit (z.B. tagsüber genutztes Wohnzimmer und nachts genutztes Schlafzimmer) mit einer damit verbundenen besseren Nutzung der Luft verstanden. Dabei können die Auslegungsluftvolumenströme gegenüber Systemen ohne Doppelnutzung verringert werden.

Hinweise der Hersteller zur praxistypischen Platzierung der alternierenden Lüftungsgeräte sind entsprechend berücksichtigt worden.

#### 2.1.2. Randbedingungen für die Auslegung

Für die Auslegung der alternierenden Lüftungsgeräte gelten die nachfolgend zusammengestellten Randbedingungen.

Gebäude:

- Neubau (hoher Wärmeschutz nach DIN 1946-6)
- In-/Exfiltration durch Leckagen mit Luftdichtheit  $n_{50} = 1 \text{ h}^{-1}$
- Windgebiet: windschwach
- Abschirmungs-Korrekturfaktor: normale Lage  $\rightarrow \epsilon_A = 1,00$
- Höhen-Korrekturfaktor: max. 4. OG  $\rightarrow \epsilon_H = 1,00$

Auslegung Lüftungsgeräte:

- Auslegung für Nennlüftung
- Maximaler Luftvolumenstrom eines Lüftungsgerätes:  $45 \text{ m}^3/\text{h}$
- nur paarweise kombinierte Lüftungsgeräte
- in Küche (EFH und MFH) 2 Lüftungsgeräte (Twin-Geräte)
- in außenliegendem Bad (EFH) 2 Lüftungsgeräte (Twin-Geräte)
- in innenliegendem Bad (MFH) Entlüftung nach DIN 18017-3 im bedarfsgeführtem Betrieb mit maximalem Luftvolumenstrom des Badentlüfters:  $60 \text{ m}^3/\text{h}$
- Nachströmen über alternierende Lüftungsgeräte bei Betrieb eines Badentlüfters
- Überströmen zwischen den Räumen durch Türunterschnitte nach DIN 1946-6, siehe Tabelle 1 für Türen mit Dichtung seitlich und oben

Tabelle 1: Mindestfläche von Überströmluftdurchlässen für ventilatorgestützte Lüftung nach DIN 1946-6: 2009

Überström-Luftvolumenstrom $q_{v,ÜLD}$ in $m^3/h$		10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
Türen mit Dichtung seitlich und oben	freie Mindestfläche	25	50	75	100	125	150	175	200	225	250
Türen ohne Dichtung	$A_{ÜLD}$ in $cm^2$	0	25	50	75	100	125	150	175	200	225

Betrieb Lüftungsgeräte:

- EIN/AUS (100 % / 0 %)-Betrieb (Anfahrvorgänge werden nicht berücksichtigt)
- im Auslegungszustand 100 % balancierte Fahrweise
- Einhaltung der raumweisen Sollvolumenströme durch genau einstellbare Geräte
- Minimierung des Betriebes der Entlüftung (Nennlüftung mit 60  $m^3/h$  fallabhängig 0 bis 1 h/d, Minimalbetrieb mit 15 / 0  $m^3/h$  fallabhängig 24...23 h/d)

Optimierung Doppelnutzung:

- (weitgehende) Kombination von Wohnräumen mit Schlafräumen
- Minimierung von Twin-Geräten

### 2.1.3. Auslegung und Platzierung der Lüftungsgeräte im untersuchten Mehrfamilienhaus

Für die alternierenden Lüftungsgeräte im untersuchten Mehrfamilienhaus werden im Folgenden drei Fälle näher betrachtet:

- Fall I: Auslegung der Luftvolumenströme nach Nennlüftung mit Doppelnutzung (Auslegungspraxis)
- Fall II: Auslegung der Luftvolumenströme nach Nennlüftung ohne Doppelnutzung (DIN 1946-6 konform)
- Fall III: Luftvolumenströme im Betrieb für Feuchteschutzlüftung mit Doppelnutzung (Minimalbetrieb)

Die Auslegung wird nachfolgend im Detail beschrieben.

a) Gesamt-Außenluftvolumenstrom - Nutzungseinheit

$$q_{v,ges} = 93 \text{ m}^3/\text{h} = \max(q_{v,ges,NE,NL}; \sum q_{v,ges,R,ab,NL})$$

mit

$$q_{v,ges,NE,NL} = 93 \text{ m}^3/\text{h} \quad (\text{aus } A_{NE} = 67,75 \text{ m}^2: q_{v,ges,NE,NL} = -0,001 \cdot 67,75^2 + 1,15 \cdot 67,75 + 20)$$

$$\sum q_{v,ges,R,ab,NL} = 90 \text{ m}^3/\text{h} \quad (\text{aus Küche und Bad mit je } 45 \text{ m}^3/\text{h})$$

b) Außenluftvolumenstrom durch Infiltration - Nutzungseinheit

$$q_{v,Inf,wirk} = 9 \text{ m}^3/\text{h} = f_{wirk,Komp} \cdot V_{NE} \cdot n_{50} \cdot \left( \frac{f_{wirk,Lage} \cdot \Delta p}{50} \right)^n$$

mit

$$f_{wirk,Komp} = 0,45 \quad (\text{für Zu-/Abluftsystem})$$

$$V_{NE} = 169,5 \text{ m}^3 \quad (\text{aus } A_{NE} \cdot h_R = 67,8 \text{ m}^2 \cdot 2,5 \text{ m})$$

$$n_{50} = 1,0 \text{ h}^{-1} \quad (\text{für Kategorie A für ventilatorgestützte Lüftung})$$

$$f_{wirk,Lage} = 1,0 \quad (\text{aus } f_{wirk,Lage} = \epsilon_A \cdot \epsilon_H \text{ für normale Lage mit } \epsilon_A = 1,0 \text{ und max. 4. OG mit } \epsilon_H = 1,0)$$

$$\Delta p = 2 \text{ Pa} \quad (\text{für Zu-/Abluftsystem in windschwacher Lage})$$

$$n = 0,67 \quad (\text{Standardwert, wenn keine Luftdichtheitsmessung durchgeführt})$$

- c) Außenluftvolumenstrom durch Lüftungstechnische Maßnahmen - Nutzungseinheit

$$q_{v,LtM,vg} = 84 \text{ m}^3/\text{h} = q_{v,ges} - (q_{v,Inf,wirk} + q_{v,Fe,wirk})$$

mit

$$q_{v,Fe,wirk} = 0 \text{ m}^3/\text{h} \text{ (manuelles Fensterlüften bei Auslegung nicht berücksichtigt)}$$

- d) Verteilung Außenluftvolumenstrom auf Räume

$$q_{v,LtM,Wohnzimmer} = 42 / 10 \text{ m}^3/\text{h} \text{ (Auslegung / Minimalbetrieb zum Feuchteschutz)}$$

$$q_{v,LtM,Schlafzimmer} = 42 / 10 \text{ m}^3/\text{h} \text{ (Auslegung / Minimalbetrieb zum Feuchteschutz)}$$

$$q_{v,LtM,Küche} = 42 / 10 \text{ m}^3/\text{h} \text{ (Auslegung / Minimalbetrieb zum Feuchteschutz)}$$

$$q_{v,LtM,Bad} = 60 / 15 \text{ m}^3/\text{h} \text{ (Auslegung / Minimalbetrieb zum Feuchteschutz)}$$

mit

- Die Verteilung der Luftvolumenströme auf die Zulufräume erfolgt gleichmäßig, um einen optimierten alternierenden Betrieb zu ermöglichen ( $q_{v,LtM,Wohnzimmer} = q_{v,LtM,Schlafzimmer}$  mit  $f_{R,zu,Wohnzimmer} = f_{R,zu,Schlafzimmer}$ ).
- Mit den für die Auslegung angegebenen Luftvolumenströmen wird die für ventilatorgestützte Lüftung vorgeschriebene Stufe Nennlüftung erreicht. Die Luftvolumenströme für den Minimalbetrieb zum Feuchteschutz sind im Betrieb zulässig und decken die Stufe Lüftung zum Feuchteschutz ab.
- Die angegebenen Luftvolumenströme der alternierenden Lüftungsgeräte (in Wohnzimmer, Schlafzimmer und Küche) sind Luftvolumenströme im Push- oder Pull-Betrieb (und nicht das zeitliche Mittel des Luftvolumenstroms über einen gesamten Betriebszyklus).
- Die angegebenen Luftvolumenströme für die Entlüftung des innenliegenden Bades gelten für einen bedarfsgeführten Betrieb. Nach DIN 18017-3 muss dann ein Betrieb mit maximal 60 m<sup>3</sup>/h realisierbar sein, in Zeiten geringer Belastung kann der Luftvolumenstrom auf minimal 15 m<sup>3</sup>/h reduziert werden. Der nach DIN 1946-6 für die Wohnung im Mehrfamilienhaus geforderte Auslegungsluftvolumenstrom von 42 m<sup>3</sup>/h wird durch die Entlüftungsanlage nach DIN 18017-3 abgedeckt.
- Der im Betrieb einer bedarfsgeführten Entlüftungsanlage tatsächlich realisierte Luftvolumenstrom hängt von den Nutzungsgewohnheiten bzw. den Feuchte- / Schadstofflasten im Raum ab. Diesem Umstand wird durch verschiedene Betriebsszenarien Rechnung getragen:

- a) Auslegung mit

- o 2 x 0,5 h/d mit 60 m<sup>3</sup>/h und 23 h/d mit 15 m<sup>3</sup>/h  
(konform mit DIN 18017-3 und mit DIN 1946-6)
- o 2 x 0,5 h/d mit 60 m<sup>3</sup>/h und 23 h/d mit 0 m<sup>3</sup>/h  
(konform mit DIN 18017-3, wegen Abschaltung nicht konform mit DIN 1946-6)

- b) Minimalbetrieb zum Feuchteschutz mit

- o 24 h/d mit 15 m<sup>3</sup>/h  
(konform mit DIN 18017-3 und mit DIN 1946-6)
- o 1 h/d mit 15 m<sup>3</sup>/h und 23 h/d mit 0 m<sup>3</sup>/h  
(konform mit DIN 18017-3, wegen Abschaltung nicht konform mit DIN 1946-6)

- e) Auswahl / Auslegung der Komponenten

**Wohnzimmer: 1 alternierendes Einzelgerät - ohne Doppelnutzung 2 Einzelgeräte**

(paarweise mit Gerät im Schlafzimmer)

**Schlafzimmer: 1 alternierendes Einzelgerät - ohne Doppelnutzung 2 Einzelgeräte**

(paarweise mit Gerät im Wohnzimmer)

**Küche: alternierendes Twingerät** (keine Kopplung mit anderen Räumen zulässig)

**Bad: Entlüftungsanlage nach DIN 18017-3**

mit

Wohnzimmer und Schlafzimmer:

- Es werden alternierende Lüftungsgeräte installiert, die miteinander verschaltet sind. Bei der Auslegung werden die Fälle „mit Doppelnutzung“ (Fall I) und „ohne Doppelnutzung“ (Fall II) unterschieden. Nach DIN 1946-6 ist der Auslegungsluftvolumenstrom für Nennlüftung bei ventilatorgestützter Lüftung dauerhaft zu ermöglichen, eine Doppelnutzung der Luft zwischen Zulufräumen (Aufenthaltsräumen) ist in DIN 1946-6 nicht beschrieben. Um in den einzelnen Räumen dauerhaft einen Luftvolumenstrom von  $42 \text{ m}^3/\text{h}$  realisieren zu können, müssen die Geräte im Zuluftbetrieb (nur 50 % der Zeit) pro Raum  $84 \text{ m}^3/\text{h}$  fördern (Fall II: ohne Doppelnutzung, siehe Abbildung 2).

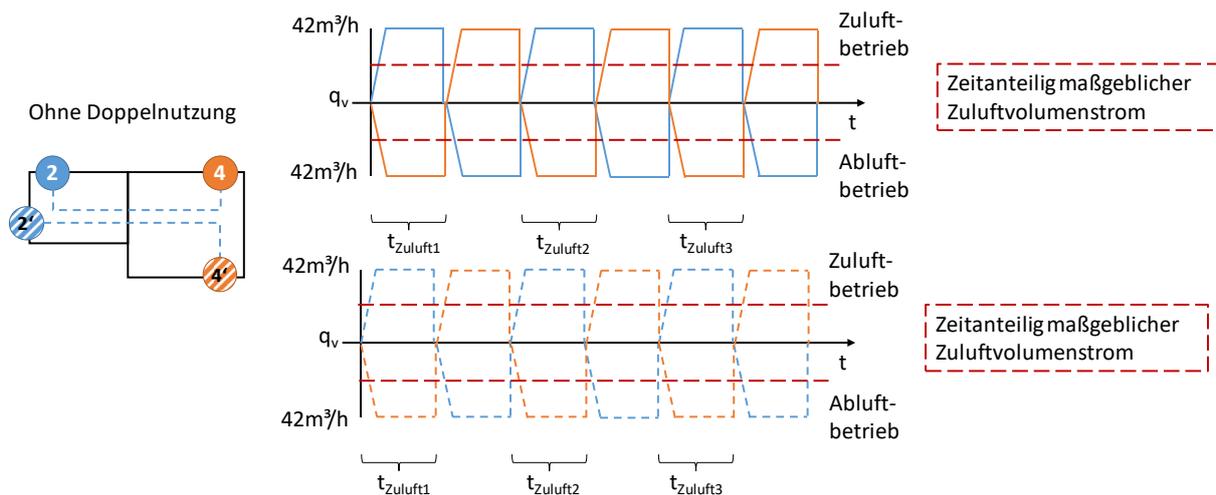


Abbildung 2: Betrieb alternierender Lüftungsgeräte im Mehrfamilienhaus ohne Doppelnutzung (Fall II)

- Der Gedanke der Doppelnutzung unterstellt, dass bestimmte Räume typischerweise nicht gleichzeitig genutzt werden, so halten sich Personen tagsüber eher im Wohnzimmer und nachts eher im Schlafzimmer auf. Werden Wohn- und Schlafzimmer lüftungstechnisch kombiniert, ist nach dieser Logik eine Verringerung (maximal Halbierung) der Luftvolumenströme durch Doppelnutzung möglich. Die Geräte müssen im Zuluftbetrieb (nur 50 % der Zeit) pro Raum  $42 \text{ m}^3/\text{h}$  fördern (Fall I: mit Doppelnutzung, siehe Abbildung 2).

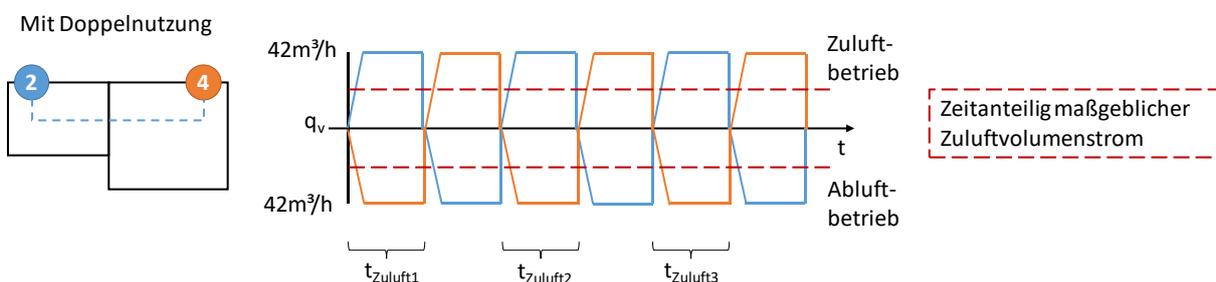


Abbildung 3: Betrieb alternierender Lüftungsgeräte im Mehrfamilienhaus mit Doppelnutzung (Fall I)

- Der zusätzlich aufgenommene Fall III symbolisiert den zulässigen Minimalbetrieb, wenn bei geringer Nutzungsintensität und mit Doppelnutzung lediglich die Lüftung zum Feuchteschutz nachgewiesen und sichergestellt werden soll (pro Raum im Zuluftbetrieb  $10 \text{ m}^3/\text{h}$ ).
- Während mit Doppelnutzung (Fälle I und III) ein Gerät pro Raum installiert werden muss, sind ohne Doppelnutzung (Fall II) 2 Geräte pro Raum erforderlich, da der (praxisübliche) maximale Luftvolumenstrom pro Gerät  $45 \text{ m}^3/\text{h}$  beträgt.

- Zur Realisierung des alternierenden Betriebs im Raumverbund ist eine Überströmöffnung zum Flur erforderlich, die für den maximalen Auslegungsluftvolumenstrom des Lüftungsgerätes nach DN 1946-6 dimensioniert werden muss (z. B. Fall 1 - Wohnzimmer: Auslegungsluftvolumenstrom Gerät 42 m³/h → Auslegungsluftvolumenstrom Überstromluftdurchlass 42 m³/h → nach Tabelle 1 für Tür mit dreiseitiger Dichtung freie Mindestfläche  $A_{ÜLD} = 105 \text{ cm}^2$ ).

Küche:

- Die Küche als Abluftraum im Lüftungstechnischen Sinne wird mit einem Twin-Gerät gelüftet, es besteht keine Lüftungstechnische Wechselwirkung mit den anderen Räumen (Innentür ohne Überströmöffnung und ggf. geschlossen).

Bad (innenliegend):

- Das innenliegende Bad wird mit einer bedarfsgeführten Entlüftungsanlage entlüftet, zur Luftnachströmung aus anderen Räumen ist eine Überströmöffnung zum Flur erforderlich, die für den maximalen Auslegungsluftvolumenstrom des Lüftungsgerätes nach DN 1946-6 dimensioniert werden muss (Auslegungsluftvolumenstrom Entlüftung 60 m³/h → Auslegungsluftvolumenstrom Überstromluftdurchlass 60 m³/h → nach Tabelle 1 für Tür mit dreiseitiger Dichtung freie Mindestfläche  $A_{ÜLD} = 150 \text{ cm}^2$ )

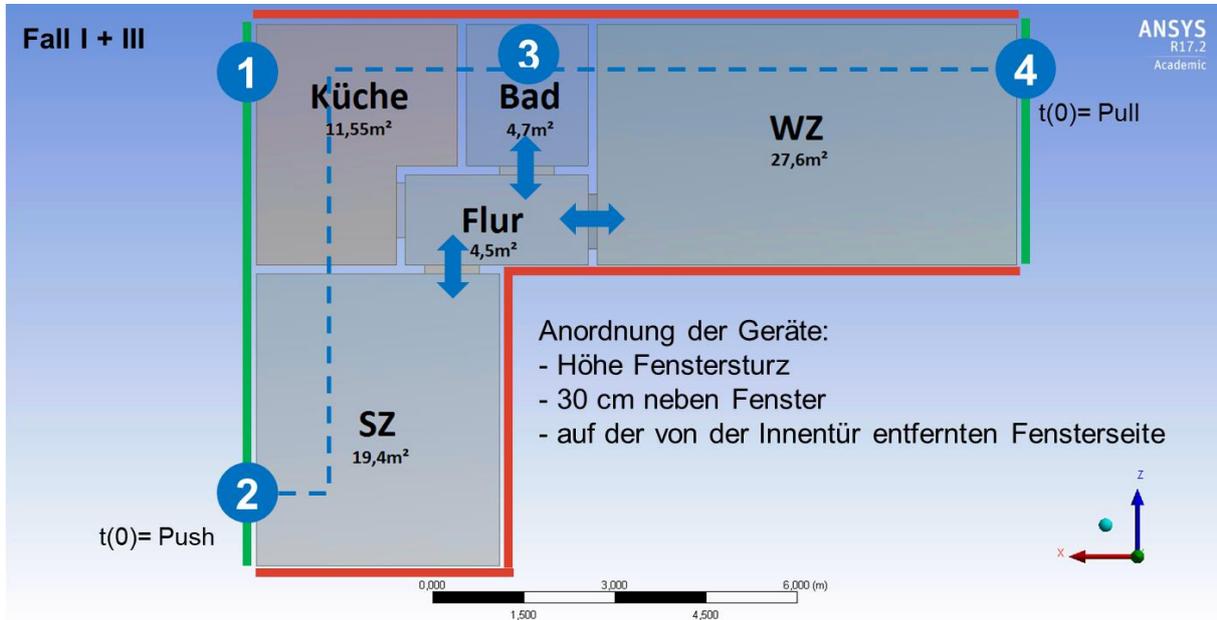
In Tabelle 2 sind die Auslegungsluftvolumenströme für die einzelnen Fälle im Mehrfamilienhaus zusammengefasst.

Tabelle 2: Auslegungsluftvolumenströme für alternierende Lüftungsgeräte im Mehrfamilienhaus

	Typ	Fall I	Fall II	Fall III	Betrieb
		Nennlüftung	Nennlüftung	Lüftung Feuchteschutz	
		Mit Doppelnutzung	Ohne Doppelnutzung	Mit Doppelnutzung	
		Auslegungspraxis	DIN 1946-6 konform	Minimalbetrieb	
1	Twin-Gerät	Je 42 m³/h	Je 42 m³/h	Je 10 m³/h	
2	Einzelgerät	42 m³/h (max)	2 x 42 m³/h (max)	10 m³/h (max)	t(0)= push (A)
3	Entlüftung bedarfsgeführt*	60 m³/h* 15 m³/h*	60 m³/h* 15 m³/h*	15 m³/h*	
4	Einzelgerät	42 m³/h (max)	2 x 42 m³/h (max)	10 m³/h (max)	t(0)= pull (A)
	Summe Push	42 m³/h (max)	2 x 42 m³/h (max) = 84 m³/h (max)	10 m³/h (max)	
	Summe Pull	42 m³/h (max)	2 x 42 m³/h (max) = 84 m³/h (max)	10 m³/h (max)	
*bedarfsgeführte Entlüftung: Fall Ia: 2 x 0,5h/d mit 60m³/h und 23h/d mit 15m³/h Fall IIa: 2 x 0,5h/d mit 60m³/h und 23h/d mit 15m³/h Fall IIIa: 24h/d mit 15m³/h a ist sowohl konform mit DIN 18017-3 als auch mit DIN 1946-6 Fall Ib: 2 x 0,5h/d mit 60m³/h und 23h/d mit 0m³/h Fall IIb: 2 x 0,5h/d mit 60m³/h und 23h/d mit 0m³/h Fall IIIb: 1h/d mit 15m³/h und 23h/d mit 0m³/h b ist konform mit DIN 18017-3, jedoch nicht mit DIN 1946-6 (laut Herstellerangaben entspricht dies jedoch der Praxis)					
(max): tatsächlicher Volumenstrom im Zuluft- oder Abluftbetrieb					
In-/Exfiltration mit 9m³/h					

Die folgenden Abbildungen verdeutlichen Platzierung und Betriebsweise der Lüftungsgeräte in der untersuchten Wohnung im Mehrfamilienhaus (MFH).

- Abbildung 3: Grundriss für Fall I (Nennlüftung mit Doppellüftung) und Fall III (Feuchtschutzlüftung mit Doppelnutzung)
- Abbildung 4: Isometrie für Fall I (Nennlüftung mit Doppellüftung) und Fall III (Feuchtschutzlüftung mit Doppelnutzung)
- Abbildung 5: Grundriss für Fall II (Nennlüftung ohne Doppellüftung)
- Abbildung 6: Isometrie für Fall II (Nennlüftung ohne Doppellüftung)



Deckenhöhe: 2,5m

Wohnung (68m<sup>2</sup>), Grundriss

■ Legende

Lüftungsggerät: X

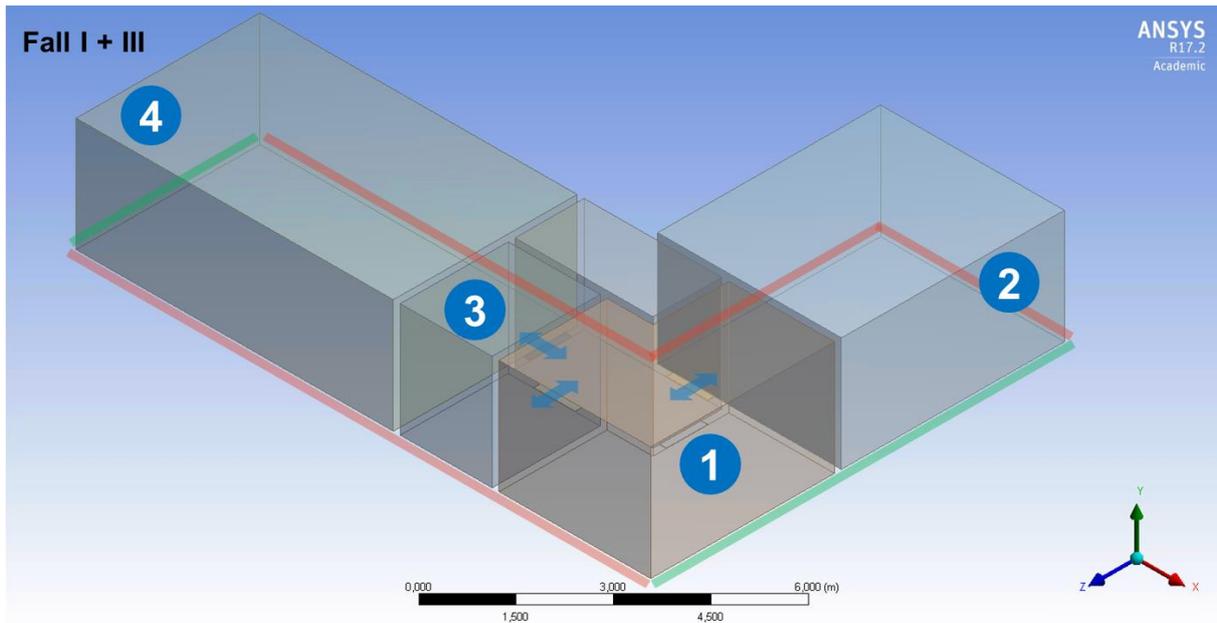


Überströmmöglichkeit: ↑↓



Verschaltung: - - -

Abbildung 4: Platzierung der alternierenden Lüftungsggeräte im MFH für Fall I und Fall III (Grundriss)



Wohnung (68m²), isometrische Ansicht

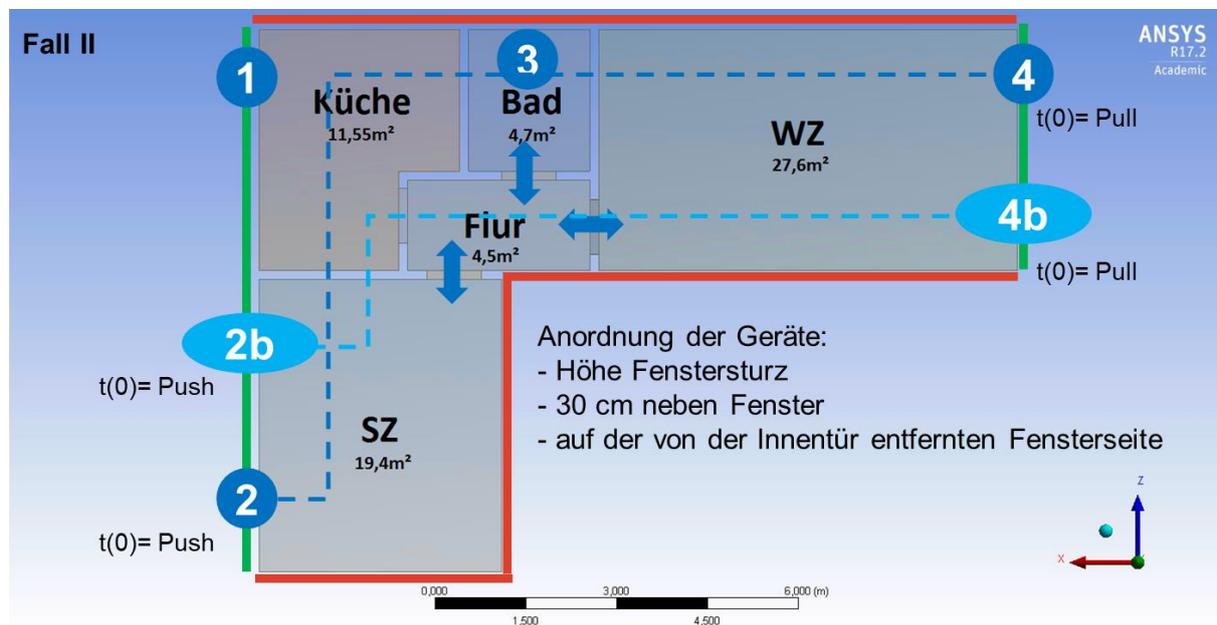
■ Legende

Lüftungsgerät: **X**

Überströmmöglichkeit: **↕**

Verschaltung: - - -

Abbildung 5: Platzierung der alternierenden Lüftungsgeräte im MFH für Fall I und Fall III (isometrische Ansicht)



Deckenhöhe: 2,5m

Wohnung (68m²), Grundriss

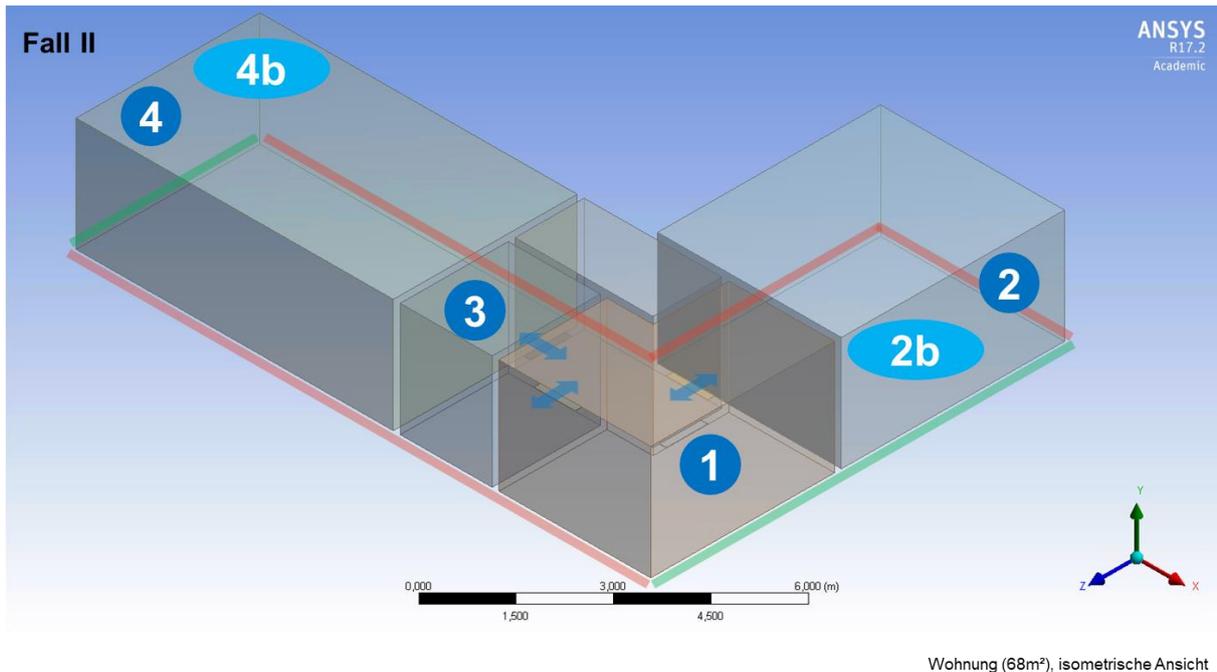
■ Legende

Lüftungsgerät: **X**

Überströmmöglichkeit: **↕**

Verschaltung: - - -

Abbildung 6: Platzierung der alternierenden Lüftungsgeräte im MFH für Fall II (Grundriss)



#### ■ Legende

Lüftungsgerät:

Überströmmöglichkeit:

Verschaltung:

Abbildung 7: Platzierung der alternierenden Lüftungsgeräte im MFH für Fall II (isometrische Ansicht)

### 2.1.4. Platzierung und Auslegung der Lüftungsgeräte im Einfamilienhaus

Für die Auslegung der alternierenden Lüftungsgeräte im untersuchten Einfamilienhaus werden wiederum die für die Wohnung im Mehrfamilienhaus beschriebenen drei Fälle betrachtet.

Die Auslegung wird nachfolgend im Detail beschrieben.

- a) Gesamt-Außenluftvolumenstrom - Nutzungseinheit

$$\mathbf{q_{v,ges} = 150 \text{ m}^3/\text{h} = \max(q_{v,ges,NE,NL}; \Sigma q_{v,ges,R,ab,NL})}$$

mit

$$q_{v,ges,NE,NL} = 150 \text{ m}^3/\text{h} \quad (\text{aus } A_{NE} = 127,3 \text{ m}^2: q_{v,ges,NE,NL} = -0,001 \cdot 127,3^2 + 1,15 \cdot 127,3 + 20)$$

$$\Sigma q_{v,ges,R,ab,NL} = 115 \text{ m}^3/\text{h} \quad (\text{aus Küche und Bad mit je } 45 \text{ m}^3/\text{h} \text{ und WC mit } 25 \text{ m}^3/\text{h})$$

- b) Außenluftvolumenstrom durch Infiltration - Nutzungseinheit

$$\mathbf{q_{v,Inf,wirk} = 17 \text{ m}^3/\text{h} = f_{wirk,Komp} \cdot V_{NE} \cdot n_{50} \cdot \left(\frac{f_{wirk,Lage} \cdot \Delta p}{50}\right)^n}$$

mit

$$f_{wirk,Komp} = 0,45 \quad (\text{für Zu-/Abluftsystem})$$

$$V_{NE} = 331 \text{ m}^3 \quad (\text{aus } A_{NE} \cdot h_R = 127,3 \text{ m}^2 \cdot 2,6 \text{ m})$$

$$n_{50} = 1,0 \text{ h}^{-1} \quad (\text{für Kategorie A für ventilatorgestützte Lüftung})$$

$$f_{wirk,Lage} = 1,0 \quad (\text{aus } f_{wirk,Lage} = \epsilon_A \cdot \epsilon_H \text{ für normale Lage mit } \epsilon_A = 1,0 \text{ und max. 4. OG mit } \epsilon_H = 1,0)$$

$$\Delta p = 2 \text{ Pa} \quad (\text{für Zu-/Abluftsystem in windschwacher Lage})$$

$$n = 0,67 \quad (\text{Standardwert, wenn keine Luftdichtheitsmessung durchgeführt})$$

- c) Außenluftvolumenstrom durch lüftungstechnische Maßnahmen - Nutzungseinheit

$$\mathbf{q_{v,LtM,vg} = 133 \text{ m}^3/\text{h} = q_{v,ges} - (q_{v,Inf,wirk} + q_{v,Fe,wirk})}$$

mit

$$q_{v,Fe,wirk} = 0 \text{ m}^3/\text{h} \quad (\text{manuelles Fensterlüften bei Auslegung nicht berücksichtigt})$$

- d) Verteilung Außenluftvolumenstrom auf Räume

$$\mathbf{q_{v,LtM,Wohnzimmer} = 50 / 12 \text{ m}^3/\text{h}} \quad (\text{Auslegung / Minimalbetrieb zum Feuchteschutz})$$

$q_{v,LtM,Schlafzimmer} = 33 / 8 \text{ m}^3/\text{h}$  (Auslegung / Minimalbetrieb zum Feuchteschutz)  
 $q_{v,LtM,Kinderzimmer} = 33 / 8 \text{ m}^3/\text{h}$  (Auslegung / Minimalbetrieb zum Feuchteschutz)  
 $q_{v,LtM,Gästezimmer} = 17 / 4 \text{ m}^3/\text{h}$  (Auslegung / Minimalbetrieb zum Feuchteschutz)  
 $q_{v,LtM,Küche} = 45 / 14 \text{ m}^3/\text{h}$  (Auslegung / Minimalbetrieb zum Feuchteschutz)  
 $q_{v,LtM,Bad} = 45 / 14 \text{ m}^3/\text{h}$  (Auslegung / Minimalbetrieb zum Feuchteschutz)  
 $q_{v,LtM,WC} = 25 / 8 \text{ m}^3/\text{h}$  (Auslegung / Minimalbetrieb zum Feuchteschutz)

mit

- Die Verteilung der Luftvolumenströme auf die Zulufräume erfolgt in Abhängigkeit von deren Nutzung mit  $f_{R, zu, Wohnzimmer} = 3$  &  $f_{R, zu, Schlafzimmer} = f_{R, zu, Kinderzimmer} = 2$  &  $f_{R, zu, Gästezimmer} = 1$ .
  - Da das Einfamilienhaus durchgehend mit dezentralen Lüftungsgeräten ausgestattet wird, ist der bei zentralen Systemen systembedingt obligatorische Abgleich der Luftvolumenströme zwischen Aufenthaltsräumen und Feuchträumen nicht erforderlich. Für die Aufenthaltsräume (Wohn-, Schlaf-, Kinder- und Gästezimmer) ergibt sich in Summe der unter c) bestimmte Außenluftvolumenstrom von insgesamt  $133 \text{ m}^3/\text{h}$ , während für die Feuchträume (Küche, Bad, WC) ein kleinerer Gesamtaußenluftvolumenstrom von  $115 \text{ m}^3/\text{h}$  ausreicht, der lediglich der Einhaltung der raumweise geforderten Abluftvolumenströme dient.
  - Mit den für die Auslegung angegebenen Luftvolumenströmen wird die für ventilatorgestützte Lüftung vorgeschriebene Stufe Nennlüftung erreicht. Die Luftvolumenströme für den Minimalbetrieb zum Feuchteschutz sind im Betrieb zulässig und decken die Stufe Lüftung zum Feuchteschutz ab.
  - Die angegebenen Luftvolumenströme der alternierenden Lüftungsgeräte sind Luftvolumenströme im Push- oder Pull-Betrieb (und nicht das zeitliche Mittel des Luftvolumenstroms über einen gesamten Betriebszyklus).
- e) Auswahl / Auslegung der Komponenten

**Wohnzimmer: 3 alternierende Einzelgeräte** (1x paarweise mit Gerät im Gästezimmer)

**Gästezimmer: 1 alternierendes Einzelgerät** (paarweise mit Gerät im Wohnzimmer)

**Schlafzimmer: 1 alternierendes Einzelgerät - ohne Doppelnutzung 2 Einzelgeräte**  
(paarweise mit Gerät im Kinderzimmer)

**Kinderzimmer: 1 alternierendes Einzelgerät - ohne Doppelnutzung 2 Einzelgeräte**  
(paarweise mit Gerät im Kinderzimmer)

**Küche: alternierendes Twingerät** (keine Kopplung mit anderen Räumen zulässig)

**Bad: alternierendes Twingerät** (keine Kopplung mit anderen Räumen zulässig)

**WC: alternierendes Twingerät** (keine Kopplung mit anderen Räumen zulässig)

mit

Wohnzimmer, Gästezimmer, Schlafzimmer und Kinderzimmer:

- Es werden alternierende Lüftungsgeräte installiert, die miteinander verschaltet sind. Bei der Auslegung werden die Fälle „mit Doppelnutzung“ (Fall I) und „ohne Doppelnutzung“ (Fall II) unterschieden. Nach DIN 1946-6 ist der Auslegungsluftvolumenstrom für Nennlüftung bei ventilatorgestützter Lüftung dauerhaft zu ermöglichen, eine Doppelnutzung der Luft zwischen Zulufräumen (Aufenthaltsräumen) ist in DIN 1946-6 nicht beschrieben. Um in den einzelnen Räumen dauerhaft den geforderten Luftvolumenstrom realisieren zu können, müssen die Geräte im Zuluftbetrieb (nur 50 % der Zeit) pro Raum den doppelten Luftvolumenstrom fördern (Fall II: ohne Doppelnutzung):
  - Kopplung Schlafzimmer und Kinderzimmer (Geräte Nr. 8 und 9):
    - pro Raum 2 Geräte mit je  $34 \text{ m}^3/\text{h}$  (maximaler Luftvolumenstrom pro Gerät  $45 \text{ m}^3/\text{h}$ )
    - zeitgemittelt pro Raum  $34 \text{ m}^3/\text{h}$  ( $2 \times 0,5 \times 34 \text{ m}^3/\text{h}$ ) → Auslegung nach DIN 1946-6 sichergestellt
  - Kopplung Wohnzimmer und Gästezimmer (Geräte Nr. 2, 3, 4 und 7):

- im Gästezimmer 1 Gerät mit 36 m<sup>3</sup>/h, im Wohnzimmer 3 Geräte (2x Push & 1x Pull usw.) mit je 36 m<sup>3</sup>/h (maximaler Luftvolumenstrom pro Gerät 45 m<sup>3</sup>/h)
  - zeitgemittelt im Gästezimmer 18 m<sup>3</sup>/h (0,5 x 36 m<sup>3</sup>/h) → Auslegung nach DIN 1946-6 sichergestellt (18 statt 17 m<sup>3</sup>/h, da sonst im nachfolgend beschriebenen Fall I mit Doppelnutzung die Erfüllung der DIN 1946-6 mit 50 % nicht mit ganzzahligen Werten gewährleistet ist)
  - zeitgemittelt im Wohnzimmer 54 m<sup>3</sup>/h ((1x0,5 + 1x1) x 36 m<sup>3</sup>/h) → Auslegung nach DIN 1946-6 sichergestellt (54 statt 50 m<sup>3</sup>/h, da sonst im nachfolgend beschriebenen Fall I mit Doppelnutzung die Erfüllung der DIN 1946-6 mit 50 % nicht mit ganzzahligen Werten gewährleistet ist)
  - Der Gedanke der Doppelnutzung unterstellt, dass bestimmte Räume typischerweise nicht gleichzeitig genutzt werden, so halten sich Personen tagsüber eher im Wohnzimmer und nachts eher im Schlafzimmer auf. Werden solche Räume lüftungstechnisch kombiniert, ist nach dieser Logik eine Verringerung (maximal Halbierung) der Luftvolumenströme durch Doppelnutzung möglich. Unter Vorgabe des paarweisen Betriebes ist mit den erforderlichen Luftvolumenströmen und in der vorliegenden Raumkonstellation im Einfamilienhaus keine günstige Verschaltung von tagsüber und nachts genutzten Räumen (z.B. Wohnzimmer verschaltet mit Schlafzimmer und Kinderzimmer) möglich. Trotzdem wird der Fall I (mit Doppelnutzung) unter Halbierung der Luftvolumenströme in die Betrachtung aufgenommen, ohne die lüftungstechnische Sinnhaftigkeit der gewählten Verschaltung zu bewerten:
    - Kopplung Schlafzimmer und Kinderzimmer (Geräte Nr. 8 und 9):
      - pro Raum 1 Gerät mit je 34 m<sup>3</sup>/h
      - zeitgemittelt pro Raum 17 m<sup>3</sup>/h (0,5 x 34 m<sup>3</sup>/h) → Auslegung nach DIN 1946-6 zu 50 % (mit Doppelnutzung) sichergestellt
    - Kopplung Wohnzimmer und Gästezimmer (Geräte Nr. 2, 3, 4 und 7):
      - im Gästezimmer 1 Gerät mit 18 m<sup>3</sup>/h, im Wohnzimmer 3 Geräte mit je 18 m<sup>3</sup>/h
      - zeitgemittelt im Gästezimmer 9 m<sup>3</sup>/h (0,5 x 18 m<sup>3</sup>/h) → Auslegung nach DIN 1946-6 zu 50 % (mit Doppelnutzung) sichergestellt
      - zeitgemittelt im Wohnzimmer 27 m<sup>3</sup>/h ((1x0,5 + 1x1) x 18 m<sup>3</sup>/h) → Auslegung nach DIN 1946-6 zu 50 % (mit Doppelnutzung) sichergestellt
  - Der zusätzlich aufgenommene Fall III symbolisiert den zulässigen Minimalbetrieb, wenn bei geringer Nutzungsintensität und mit Doppelnutzung lediglich die Lüftung zum Feuchteschutz nachgewiesen und sichergestellt werden soll (pro Raum im Zuluftbetrieb 10 m<sup>3</sup>/h).
  - Zur Realisierung des alternierenden Betriebs im Raumverbund ist eine Überströmöffnung zum Flur erforderlich, die für den maximalen Auslegungsluftvolumenstrom des Lüftungsgerätes nach DN 1946-6 dimensioniert werden muss (z. B. Fall 1 - Wohnzimmer: Auslegungsluftvolumenstrom für ein Gerät im alternierenden Betrieb mit Gästezimmer 18 m<sup>3</sup>/h → Auslegungsluftvolumenstrom Überstromluftdurchlass 18 m<sup>3</sup>/h → nach Tabelle 1 für Tür mit dreiseitiger Dichtung freie Mindestfläche A<sub>ÜLD</sub> = 45 cm<sup>2</sup>).
- Küche, Bad und WC (Geräte Nr. 1, 5, und 6):
- Küche, Bad und WC als außenliegende Ablufträume im lüftungstechnischen Sinne werden jeweils mit einem Twin-Gerät gelüftet, es besteht keine lüftungstechnische Wechselwirkung mit den anderen Räumen (Innentür ohne Überströmöffnung und ggf. geschlossen).
  - Da es bei dezentralen Geräten keine Notwendigkeit gibt, den Luftvolumenstrom in Zuluft- und in Ablufträumen ausgleichen, müssen in Ablufträumen lediglich die Anforderungen der

Tabelle 7 aus DIN 1946-6 : 2009 erfüllt werden. Für Küchen und Bäder ergibt sich ein Auslegungsvolumenstrom von 45 m<sup>3</sup>/h, für das WC von 25 m<sup>3</sup>/h.

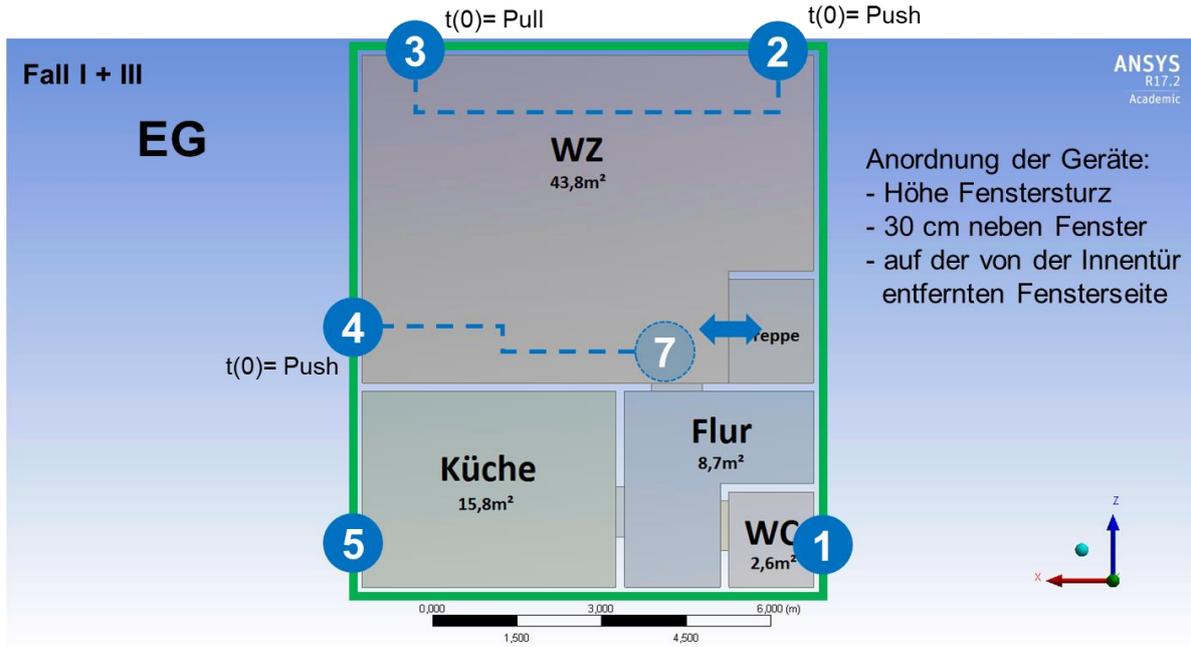
Tabelle 3 stellt die Auslegungsluftvolumenströme für die einzelnen Fälle im untersuchten Einfamilienhaus dar.

Tabelle 3: Auslegungsluftvolumenströme für alternierende Lüftungsgeräte im Einfamilienhaus

	Typ	Fall I	Fall II	Fall III	Betrieb
		Nennlüftung	Nennlüftung	Lüftung Feuchteschutz	
		Mit Doppelnutzung	Ohne Doppelnutzung	Mit Doppelnutzung	
		Auslegungspraxis	DIN 1946-6 konform	Minimalbetrieb	
1	Twin-Gerät	Je 25m <sup>3</sup> /h	Je 25m <sup>3</sup> /h	Je 8m <sup>3</sup> /h	
2	Einzelgerät	18m <sup>3</sup> /h (max)	36m <sup>3</sup> /h (max)	4m <sup>3</sup> /h (max)	t(0)= push (A)
3	Einzelgerät	18m <sup>3</sup> /h (max)	36m <sup>3</sup> /h (max)	4m <sup>3</sup> /h (max)	t(0)= pull (A)
4	Einzelgerät	18m <sup>3</sup> /h (max)	36m <sup>3</sup> /h (max)	4m <sup>3</sup> /h (max)	t(0)= push (B)
5	Twin-Gerät	Je 45m <sup>3</sup> /h	Je 45m <sup>3</sup> /h	Je 14m <sup>3</sup> /h	
6	Twin-Gerät	Je 45m <sup>3</sup> /h	Je 45m <sup>3</sup> /h	Je 14m <sup>3</sup> /h	
7	Einzelgerät	18m <sup>3</sup> /h (max)	36m <sup>3</sup> /h (max)	4m <sup>3</sup> /h (max)	t(0)= pull (B)
8	Einzelgerät	34m <sup>3</sup> /h (max)	2 x 34m <sup>3</sup> /h (max)	8m <sup>3</sup> /h (max)	t(0)= push (C)
9	Einzelgerät	34m <sup>3</sup> /h (max)	2 x 34m <sup>3</sup> /h (max)	8m <sup>3</sup> /h (max)	t(0)= pull (C)
	Summe Push	70m <sup>3</sup> /h (max)	2x36m <sup>3</sup> /h (max) +2x34m <sup>3</sup> /h (max) = 140m <sup>3</sup> /h (max)	16m <sup>3</sup> /h (max)	
	Summe Pull	70m <sup>3</sup> /h (max)	2x36m <sup>3</sup> /h (max) +2x34m <sup>3</sup> /h (max) = 140m <sup>3</sup> /h (max))	16m <sup>3</sup> /h (max)	
(max): tatsächlicher Volumenstrom im Zuluft- oder Abluftbetrieb					
In-/Exfiltration mit 17m <sup>3</sup> /h					

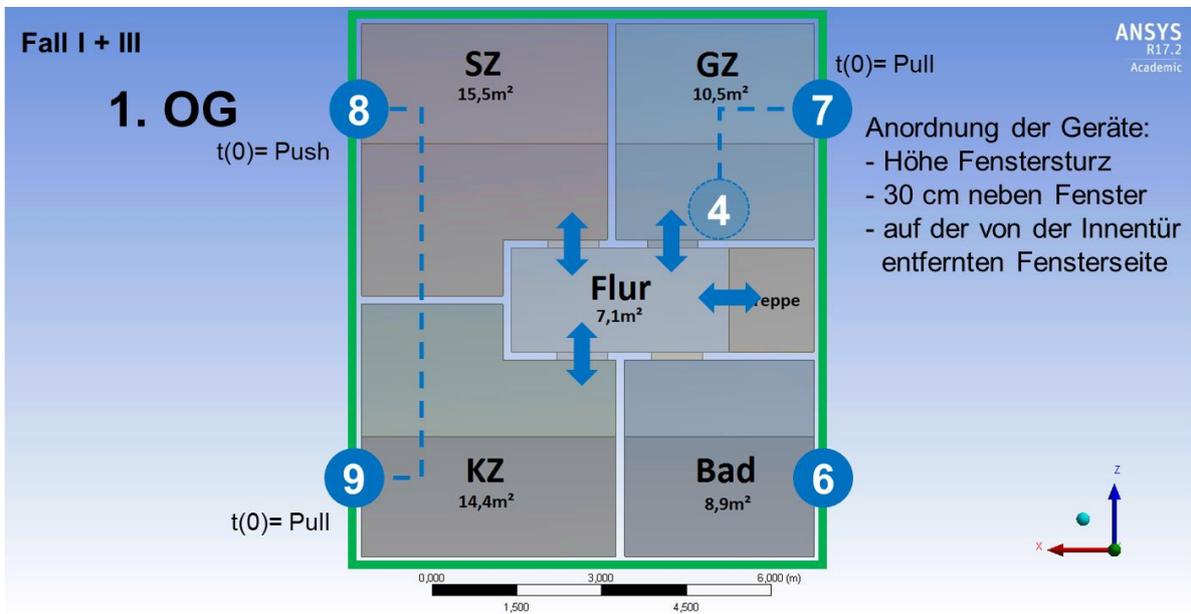
Die folgenden Abbildungen verdeutlichen Platzierung und Betriebsweise der Lüftungsgeräte im untersuchten Einfamilienhaus (EFH).

- Abbildung 8: Grundriss Erdgeschoss für Fall I (Nennlüftung mit Doppellüftung) und Fall III (Feuchtschutzlüftung mit Doppelnutzung)
- Abbildung 9: Grundriss Obergeschoss für Fall I (Nennlüftung mit Doppellüftung) und Fall III (Feuchtschutzlüftung mit Doppelnutzung)
- Abbildung 10: Grundriss Erdgeschoss für Fall II (Nennlüftung ohne Doppellüftung)
- Abbildung 11: Grundriss Obergeschoss für Fall II (Nennlüftung ohne Doppellüftung)
- Abbildung 12: Isometrie für Fall I (Nennlüftung mit Doppellüftung) und Fall III (Feuchtschutzlüftung mit Doppelnutzung)
- Abbildung 13: Isometrie für Fall II (Nennlüftung ohne Doppellüftung)



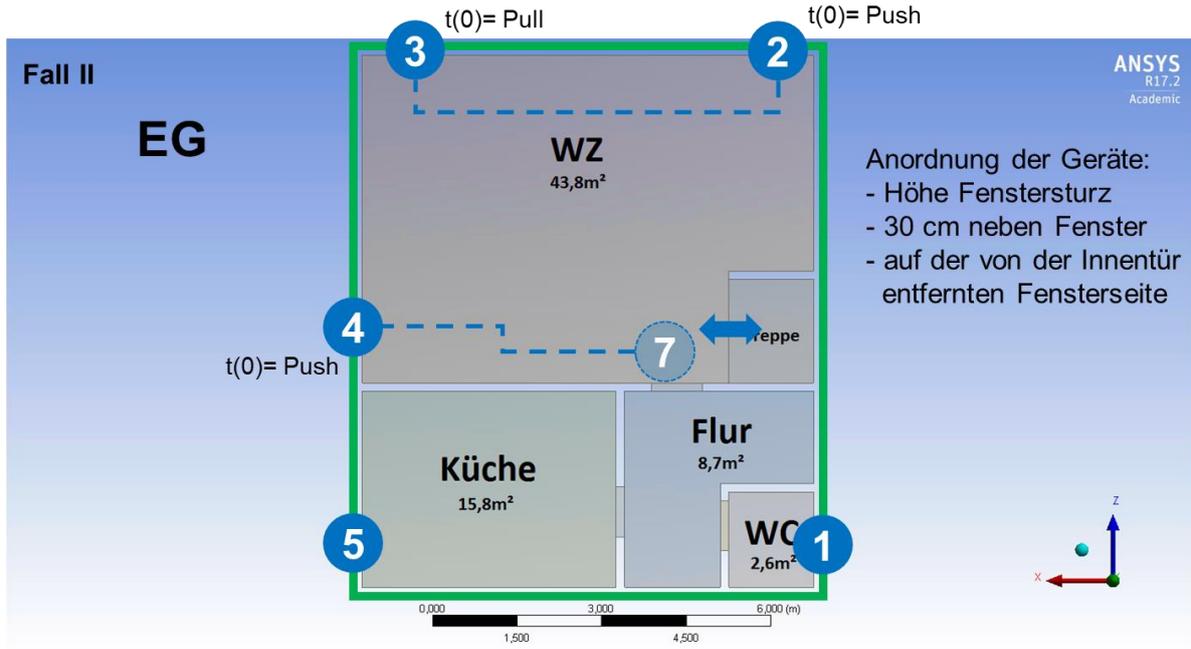
Deckenhöhe: 2,7m

Abbildung 8: Platzierung der alternierenden Lüftungsgeräte im EFH für Fall I und Fall III – EG (Grundriss)



Deckenhöhe: 2,5m mit Schrägen

Abbildung 9: Platzierung der alternierenden Lüftungsgeräte im EFH für Fall I und Fall III – OG (Grundriss)

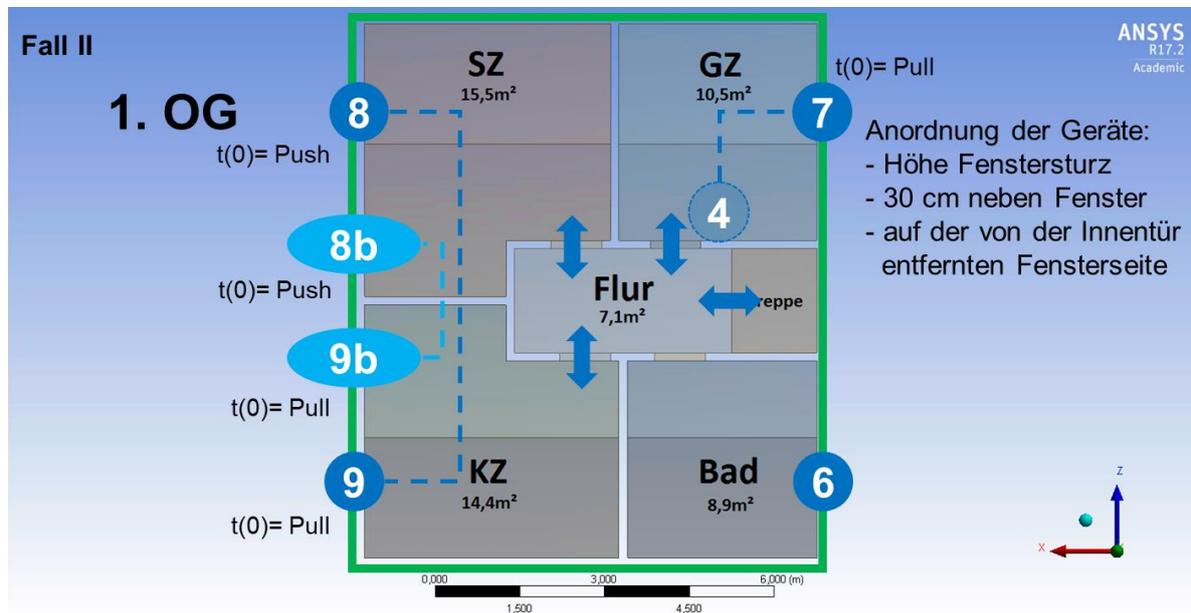


Deckenhöhe: 2,7m

■ Legende

- Lüftungsgerät: **X**
- Überströmmöglichkeit: **↕**
- Verschaltung: **- - -**

Abbildung 10: Platzierung der alternierenden Lüftungsgeräte im EFH für Fall II - EG (Grundriss)

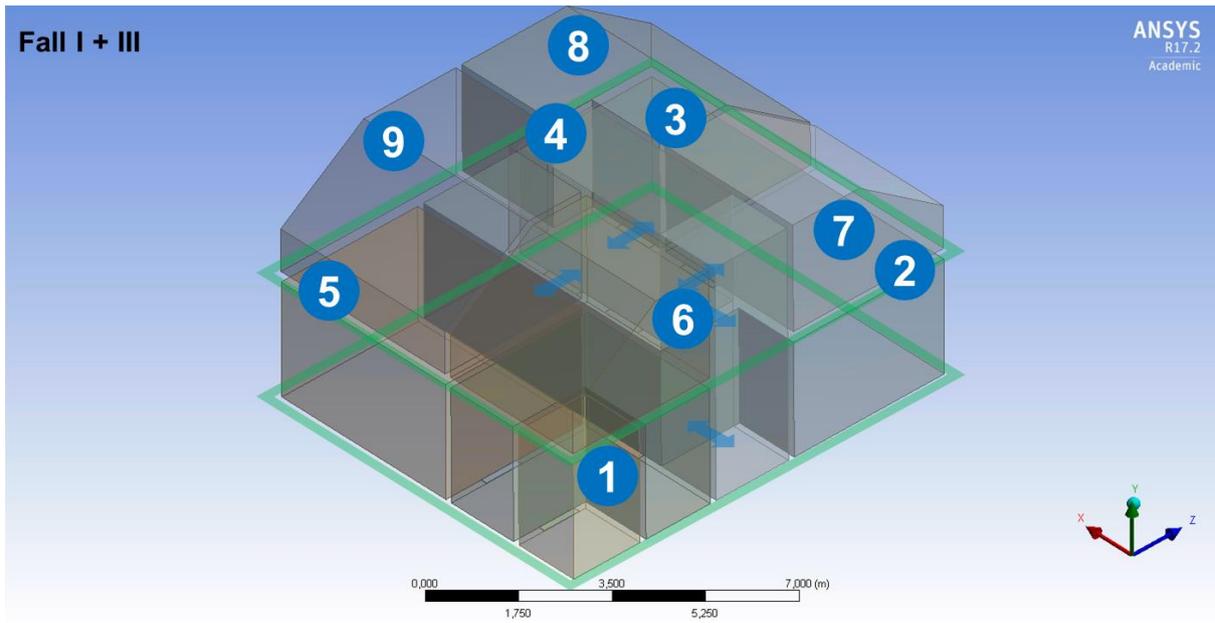


Deckenhöhe: 2,5m  
mit Schrägen

■ Legende

- Lüftungsgerät: **X**
- Überströmmöglichkeit: **↕**
- Verschaltung: **- - -**

Abbildung 11: Platzierung der alternierenden Lüftungsgeräte im EFH für Fall II - OG (Grundriss)

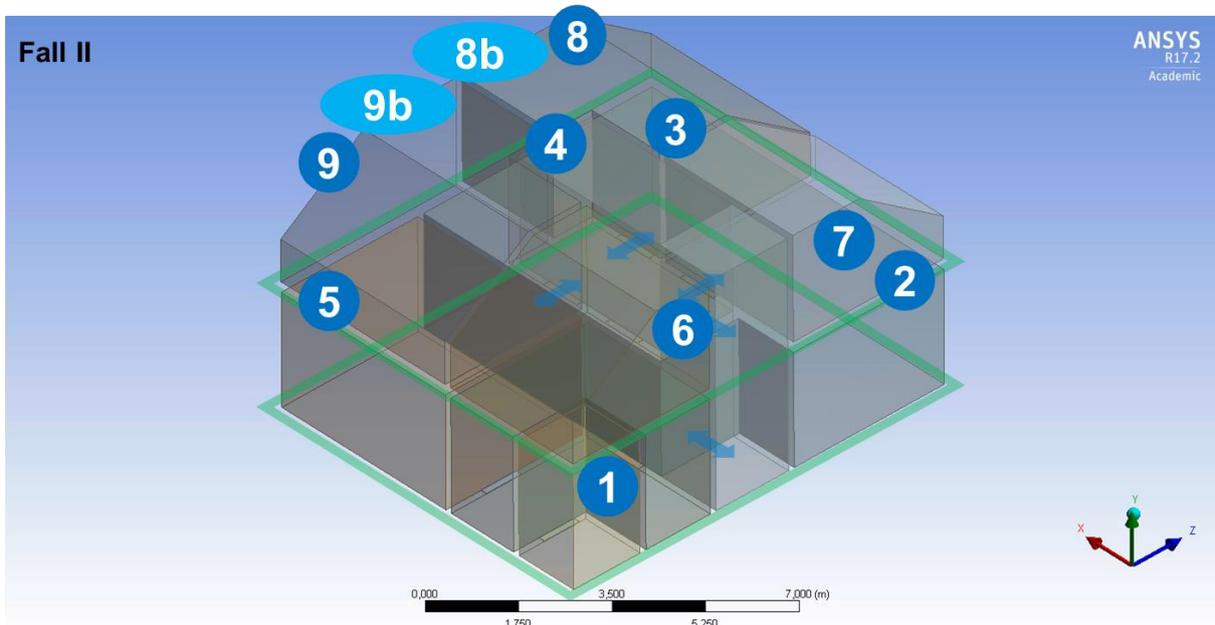


Einfamilienhaus (128,5m<sup>2</sup>), isometrische Ansicht

■ Legende

- Lüftungsgerät: Überströmmöglichkeit: Verschaltung:

Abbildung 12: Platzierung der alternierenden Lüftungsgeräte im EFH für Fall I und Fall III (isometrische Ansicht)



Einfamilienhaus (128,5m<sup>2</sup>), isometrische Ansicht

■ Legende

- Lüftungsgerät: Überströmmöglichkeit: Verschaltung:

Abbildung 13: Platzierung der alternierenden Lüftungsgeräte im EFH für Fall II (isometrische Ansicht)

## 2.2. Normative Bewertung alternierender Lüftungsgeräte

### 2.2.1. Prüfstandsmessungen nach DIN EN 13141-8

Die Ergebnisse und Empfehlungen dieses Forschungsvorhabens zur Prüfung alternierender dezentraler Lüftungsgeräte werden in den Diskussionen zur aktuell laufenden Überarbeitung der DIN EN 13141-8 vorgestellt.

Alternativ zur direkten Messung, die bereits in den Normen beschrieben ist, könnten auch die aus dem Spülluftverfahren oder der kalorischen Messung ermittelten Kennwerte zukünftig zur energetischen Bilanzierung von alternierenden Lüftungsgeräten genutzt werden, detaillierte Erläuterungen dazu enthält Abschnitt 0.

### 2.2.2. Auslegung nach DIN 1946-6

Die Ergebnisse und Empfehlungen dieses Forschungsvorhabens zur Auslegung alternierender dezentraler Lüftungsgeräte werden in den Diskussionen zur aktuell laufenden Überarbeitung der DIN 1946-6 (Entwurf Januar 2018) vorgestellt. Folgende Ansätze sind aus Sicht der Autoren zukünftig in DIN 1946-6 vorstellbar, konkrete Änderungen können nur nach Diskussion und Beschluss im zuständigen Normenausschuss erfolgen:

#### a) Detailliertere Beschreibung für kombinierte Systeme

Für den Einsatz von ventilatorgestützten Lüftungssystemen kann nach dem aktuellen Entwurf E DIN 1946-6 : 2018 eine Auslegung nach Kapitel 8 „Ventilatorgestützte Lüftung – Festlegung der Außenluftvolumenströme“ oder nach Kapitel 9 „Kombinierte Lüftungssysteme“ vorgenommen werden. In Kapitel 8 wird dabei die komplette Ausstattung aller Räume einer Nutzungseinheit mit einem Lüftungssystem beschrieben. Für zentrale (gebäude- oder wohnungsweise) und dezentrale (raumweise) Lüftungssysteme gelten dabei grundsätzlich die gleichen Auslegungsregeln. Auch der Einsatz von alternierenden Lüftungsgeräten in kompletten Nutzungseinheiten ist unter Beachtung der besonderen Anforderungen an Ablufträume

- 2 Geräte in jedem Abluftraum (kein alternierender Betrieb mit Aufenthaltsräumen oder anderen Ablufträumen zulässig)
- Luftvolumenströme nach E DIN 1946-6 : 2018, Tabelle 16 „Gesamt-Abluftvolumenströme für einzelne Räume“ (eine Aufteilung der Gesamt-Außenluftvolumenströme für Nutzungseinheiten nach E DIN 1946-6 : 2018, Tabelle 7 auf die Ablufträume ist für dezentrale Systeme nicht erforderlich)

damit eindeutig geregelt.

Im Kapitel 9 „Kombinierte Lüftungssysteme“ der E DIN 1946-6 : 2018 wird grundsätzlich zwischen „getrennten Lüftungsbereichen“, „Lüftungsbereich mit sich überlagernden Lüftungstechnischen Maßnahmen“ und „Hybridsystemen“ unterschieden. Mit diesem Kapitel 9 sollen Konstellationen beschrieben werden, bei denen in einer Nutzungseinheit bzw. Wohnung unterschiedliche Lüftungssysteme eingesetzt werden. Ein typischer Einsatzfall für alternierende Lüftungsgeräte ist die Kombination mit Entlüftungssystemen nach DIN 18017-3 (siehe auch untersuchte Konstellation für eine Wohnung im Mehrfamilienhaus nach Abschnitt 2.1.3). Die Kombination eines Zu-/Abluftsystems mit einem Entlüftungssystem nach DIN 18017-3 ist in Kapitel 9.3.2 der E DIN 1946-6 : 2018 beschrieben und gilt damit auch für alternierende Lüftungsgeräte.

Um auf die Wechselwirkung zwischen alternierenden Lüftungsgeräten und dem Entlüftungssystem hinzuweisen, enthält E DIN 1946-6 : 2018 folgende Anmerkung:

„Die Disbalance der Volumenströme von Zu-/Abluftgeräten hat Auswirkungen auf die Energieeffizienz des Lüftungssystems. ...“ Die energetischen Konsequenzen dieser Wechselwirkung könnten durch eine Ergänzung der Anmerkung zukünftig deutlicher gemacht werden.

Vorschlag für eine ergänzte Anmerkung:

„Die Disbalance der Volumenströme von Zu-/Abluftgeräten hat Auswirkungen auf die Energieeffizienz des Lüftungssystems. Um eine hohe Effizienz der Wärmerückgewinnung der Zu-/Abluftgeräte zu erreichen, sollten Betriebszeit und Luftvolumenstrom des Entlüftungssystems – soweit nach DIN 18017-3 zulässig sowie bauphysikalisch und hygienisch sinnvoll – reduziert werden. ...“

#### b) Beschreibung einer optionalen Auslegung unter Berücksichtigung der Doppelnutzung

Die Doppelnutzung könnte wie folgt definiert werden:

Unter „Doppelnutzung“ wird eine Luftströmung zwischen unterschiedlich genutzten Räumen einer Nutzungseinheit (z.B. tagsüber genutztes Wohnzimmer und nachts genutztes Schlafzimmer) mit einer damit verbundenen besseren Nutzung der Luft verstanden. Die Auslegungsluftvolumenströme können gegenüber Systemen ohne Doppelnutzung verringert werden, da nicht alle Räume einer Wohnung bzw. Nutzungseinheit gleichzeitig mit hoher Intensität genutzt werden.

Abbildung 14 verdeutlicht beispielhaft für einen Grundriss einer Wohnung im Mehrfamilienhaus die Möglichkeiten und Grenzen der Doppelnutzung in Abhängigkeit von der Nutzung der Räume.

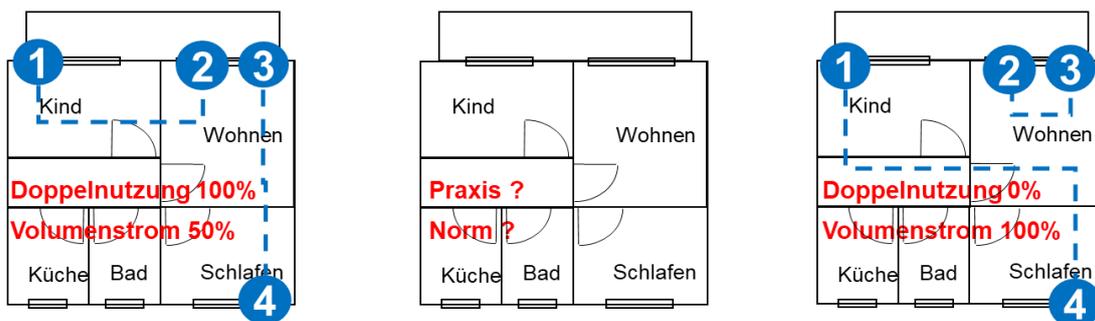


Abbildung 14: Schematische Darstellung zum Finden eines Kompromisses zwischen Praxis und Norm

Denkbare Anwendungsfälle für eine Doppelnutzung sind:

- Alternierende Lüftungsgeräte im Raumverbund
- Aktive Überströmer
- Überströmluftdurchlässe in Verbindung mit Zimmerfluchten

Eine konkrete Umsetzung dieses Vorschlags könnte durch eine Erweiterung der Gleichung (32) in E DIN 1946-6 : 2018 um einen Doppelnutzungsfaktor erfolgen.

Gleichung (32) im Entwurf 2018:

$$\text{Zuluft-Raum: } q_{v,LtM,R,zu} = \frac{f_{R,zu}}{\sum_{R,zu} f_{R,zu}} \cdot q_{v,LtM,vg,NL}$$

Gleichung (32) als neuer Vorschlag:

$$\text{Zuluft-Raum: } q_{v,LtM,R,zu} = f_{R,DN} \cdot \frac{f_{R,zu}}{\sum_{R,zu} f_{R,zu}} \cdot q_{v,LtM,vg,NL}$$

Dabei ist

$f_{R,DN}$  Faktor für Doppelnutzung der Luft in Aufenthaltsräumen z.B. bei alternierenden Lüftungsgeräten im Raumverbund, bei aktiven Überströmern oder bei Überströmluftdurchlässen in Verbindung mit Zimmerfluchten, es gilt:

- für die Doppelnutzung der Luft in der Verbindung von Schlafräumen (z.B. Elternschlafzimmer) und Wohnräumen (z.B. Wohnzimmer):  $f_{R,DN} = 0,5$

- für die Doppelnutzung der Luft in der Verbindung von kombiniert genutzten Räumen (z.B. Kinderzimmer) und Wohnräumen (z.B. Wohnzimmer):  $f_{R,DN} = 0,75$
  - für alle andere Kombinationen bzw. Räume ohne Doppelnutzung:  $f_{R,DN} = 1$
- Anmerkung:

Bei der Anwendung der Doppelnutzung ist zu beachten:

1. Nur für Räume, in denen die Lüftungskomponenten tatsächlich für eine Doppelnutzung konzipiert und ausgelegt werden, darf der Faktor  $f_{R,DN} < 1$  angesetzt werden.
2. Der Faktor  $f_{R,Zu}$  ist für Räume, die für Doppelnutzung konzipiert werden, gleich zu setzen ( $f_{R,Zu,1} = f_{R,Zu,2}$ ) und muss die Anforderungen des intensiver genutzten Raumes erfüllen (z.B. nach Tabelle 17: Standardwert für Wohnzimmer  $f_{R,Zu} = 3$ , Standardwert für Schlafzimmer  $f_{R,Zu} = 2$ , Standardwert bei Doppelnutzung von Wohn- und Schlafzimmer  $f_{R,Zu,1} = f_{R,Zu,2} = 3$ ).
3. Die Balance zwischen Zuluft und Abluft muss für die Nutzungseinheit sichergestellt werden.

c) Berücksichtigung des alternierenden Betriebes einschließlich von von Anfahrvorgängen bei der Bestimmung des Auslegungsvolumenstroms

Für die Auslegung und die Festlegung der Luftvolumenströme sind nach DIN 1946-6 projektbezogen und unter Berücksichtigung des zu planenden Lüftungssystems konkrete Randbedingungen (z.B. für die Fläche der Nutzungseinheit und den Gebäudestandort) zu berücksichtigen. In Abschnitt 4.2.4 der DIN 1946-6 : 2009 heißt es für ventilatorgestützte Lüftungssysteme, dass „durch Auslegung und Ausführung ... von Lüftungsanlagen/-geräten für ventilatorgestützte Lüftung ... mindestens die Luftvolumenströme nach Abschnitt 6 [Festlegung der Außenluftvolumenströme] nutzerunabhängig dauernd sichergestellt werden“ müssen. Grundsätzlich gilt, dass „... durch das ventilatorgestützte System die Nennlüftung ohne Nutzerunterstützung ... sicher [zu] stellen ...“ ist. Eine Auslegung ausschließlich für die Lüftung zum Feuchteschutz oder für die Reduzierte Lüftung ist nicht zulässig.“ (DIN 1946-6, Abschnitt 5.3.6.3). Nennlüftung ist definitionsgemäß, die „...notwendige Lüftung zur Sicherstellung der hygienischen Anforderungen sowie des Bautenschutzes bei Anwesenheit der Nutzer (Normalbetrieb)“ (DIN 1946-6, Abschnitt 3.1.39).

Abweichend von diesen grundsätzlichen Anforderungen an ventilatorgestützte Lüftung ist die Auslegung von Einzelraum-Lüftungsgeräten mit Zu- und Abluft auch für Reduzierte Lüftung statt für Nennlüftung zulässig, wenn „sie nicht mehr als 1/3 der gesamten Nutzfläche“ einer Nutzungseinheit belüften. (DIN 1946-6, Abschnitt 8.1.5.3).

Unter Inbetriebnahme und Übergabe wird für die Funktionsprüfungen/-messungen für ventilatorgestützte Lüftung u.a. festgelegt, dass „eine zulässige Abweichung des Messwertes vom geplanten Luftvolumenstrom ... bei gleicher Luftdichte nur im Bereich von  $\pm 15\%$  zulässig“ ist (DIN 1946-6, Abschnitt 11.4.3). Obwohl damit vordergründig der zulässige Messfehler begrenzt wird, kann dies auch als Anforderung an die maximal zulässige Abweichung des realisierten vom geplanten Luftvolumenstrom interpretiert werden.

Alternierende Lüftungsgeräte werden in aller Regel paarweise betrieben und sind durch das zyklische Umschalten der einzelnen Geräte zwischen Abluft- und Zuluftbetrieb gekennzeichnet. Messungen im Rahmen dieses Forschungsvorhabens sowie andere Studien und Veröffentlichungen verdeutlichen, dass dieser Taktbetrieb insbesondere durch die Anfahrvorgänge mit einer Verringerung des mittleren (Zuluft- und Abluft-) Volumenstroms verbunden ist. Für ein dokumentiertes Beispiel vom HLK Stuttgart (vgl. Abbildung 35) wird ein Reduktionsfaktor  $f_{rv} = 0,84$  angegeben, der das Verhältnis von mittlerem zu maximalem (Zuluft- und Abluft-) Luftvolumenstrom beschreibt.

Liegt die aufgrund des Taktbetriebes zu verzeichnende Abweichung bereits in der Größenordnung der zulässigen Abweichung des Messwertes vom Planungswert, besteht wegen des zusätzlichen Effektes von Messfehlern die Gefahr, dass der dauernd realisierte Luftvolumenstrom in der geplanten Lüftungsstufe (in aller Regel Nennlüftung) auch unter Beachtung der normativ zulässigen Abweichung von  $\pm 15\%$  unterschritten wird. Unter diesen Voraussetzungen könnte bei Funktionsprüfungen im Rahmen der Inbetriebnahme oder wiederkehrender Inspektionen regelmäßig festgestellt werden, dass ein bestimmungsgemäßer Betrieb der Lüftungsgeräte nach DIN 1946-6 nicht möglich ist.

Um eine normenkonforme und rechtssichere Auslegung von alternierenden Lüftungsgeräten unter Einhaltung der DIN 1946-6 gewährleisten zu können, wird deren Auslegung mit dem gemittelten Luftvolumenstrom anstelle des maximalen Luftvolumenstroms empfohlen. Der gemittelte Luftvolumenstrom kann durch ein geeignetes Messerverfahren direkt bestimmt und entsprechend dokumentiert werden.

Neben der Berücksichtigung der Anfahrvorgänge mittels der beschriebenen Korrektur ist bei alternierend betriebenen Geräten grundsätzlich zu beachten, dass diese Geräte jeweils nur die Hälfte der Zeit im Zu- und im Abluftbetrieb arbeiten und folglich der für die Auslegung maßgebliche Zuluftvolumenstrom auch nur zeitanteilig wirksam wird. Auch dafür kann ein Reduktionsfaktor  $f_{alt}$  eingeführt werden, der als Standardwert mit  $f_{alt} = 0,5$  festgelegt werden kann.

Die beschriebenen Zusammenhänge für die Auslegung alternierender Lüftungsgeräte lassen sich mit Gleichung 1 in DIN 1946-6 berücksichtigen:

$$q_{v,LtM} = \bar{q}_v = f_{rv} \cdot f_{alt} \cdot q_{v,max} \quad \text{Gleichung 1}$$

$q_{v,LtM}$	- Außenluftvolumenstrom durch Lüftungstechnische Maßnahmen nach DIN 1946-6 in $m^3/h$
$\bar{q}_v$	- zeitgemittelter Geräteluftvolumenstrom Zuluft, in $m^3/h$
$f_{rv}$	- Reduktionsfaktor zur Berücksichtigung der Anfahrvorgänge
$f_{alt}$	- Reduktionsfaktor zur Berücksichtigung des alternierenden Betriebes (Standardwert $f_{alt} = 0,5$ )
$q_{v,max}$	- maximaler Geräteluftvolumenstrom Zuluft, in $m^3/h$

Neben der Aufnahme dieser Gleichung in DIN 1946-6 wird die Konkretisierung der grundsätzlichen Beschreibung in Abschnitt 4.2.4 empfohlen.

#### „4.2.4 Lüftungstechnische Maßnahme

*Wenn eine Lüftungstechnische Maßnahme erforderlich ist, müssen durch Auslegung und Ausführung von Einrichtungen zur freien Lüftung nach Abschnitt 7, von Lüftungsanlagen/-geräten für ventilatorgestützte Lüftung nach Abschnitt 8 bzw. von kombinierten Lüftungssystemen nach Abschnitt 9 mindestens die Luftvolumenströme nach Abschnitt 6 nutzerunabhängig dauernd sichergestellt werden. Bei alternierend betriebenen Systemen sind dabei zeitgemittelte Zuluftvolumenströme anzusetzen.*

Unabhängig von den Ausführungen zur Auslegung heißt es in DIN 1946-6 zum Betrieb von Lüftungsanlagen, dass die Lüftungsanlage z.B. bei „mehrtägiger Abwesenheit der Nutzer“ oder „bei tiefen Außentemperaturen ... auch während der Anwesenheit der Nutzer“ „vorübergehend, abweichend, von der Nennlüftung, mit vermindertem Luftvolumenstrom, z.B. mit Reduzierter Lüftung betrieben werden“ kann. (DIN 1946-6 : 2009, Abschnitt 8.3).

Für die energetische Bilanzierung nach EnEV wird in der in Bezug genommenen Normenreihe DIN V 18599 grundsätzlich darauf hingewiesen, dass die Dimensionierung aller Anlagenkomponenten nach

dem Stand der Technik vorausgesetzt wird. Für die Wohnungslüftung ist damit der Bezug zur DIN 1946-6 hergestellt, so dass in der DIN V 18599-6 keine weiteren Hinweise zur Auslegung von alternierend betriebenen Lüftungssystemen erforderlich sind.

### 2.2.3. Energetische Bilanzierung nach DIN V 18599-6

Die Ergebnisse und Empfehlungen dieses Forschungsvorhabens zur energetischen Bilanzierung alternierender dezentraler Lüftungsgeräte werden in den Diskussionen zur aktuell laufenden und zu zukünftigen Überarbeitungen der DIN V 18599-6 vorgestellt. Folgende Ansätze sind aus Sicht der Autoren zukünftig in DIN V 18599-6 vorstellbar, konkrete Änderungen können nur nach Diskussion und Beschluss in den zuständigen Normenausschüssen erfolgen:

#### a) Klare Definition für Teillüftung

In der aktuellen Version der DIN V 18599-6 : 2018-09 (vorgesehen für die Anwendung im GEG sind dazu Definitionen angepasst bzw. aufgenommen worden, um auch alternierende Geräte bei teilweiser Ausstattung von Wohnungen zu berücksichtigen:

Definition Wohnungslüftungsanlage (ergänzt):

*„Zuluft- und/oder Abluftanlagen, die Wohngebäude mit Außenluft versorgen, wobei Wärmerückgewinnung und Luftbehandlung vorhanden sein können*

*Anmerkung 1 zum Begriff:*

*Zuluft- und/oder Abluftanlagen werden als dezentrale Geräte in einzelnen Räumen/Raumgruppen oder als zentrale Zuluft- und/oder Abluftanlage eingesetzt.*

*Anmerkung 2 zum Begriff:*

*Für ventilatorgestützte Systeme der Wohnungslüftung ist deren Auslegung und bestimmungsgemäßer Betrieb nach den anerkannten Regeln der Technik vorausgesetzt. Diesbezügliche gesonderte Hinweise (z. B. hinsichtlich der Planung und Bemessung der Wohnungslüftungsanlagen) können DIN 1946-6 entnommen werden.“*

Definition Teillüftung (neu):

*Zone wird nur flächenanteilig ventilatorgestützt gelüftet oder in der Zone existieren unterschiedliche ventilatorgestützte Lüftungssysteme*

*Anmerkung 1 zum Begriff:*

*Typische Beispiele für Teillüftung sind:*

- *zentrales Zu-/Abluftsystem im eigentlichen Wohnbereich und Fensterlüftung in wenig genutzten Nebenräumen;*
- *dezentrale Zu-/Abluftgeräte in einzelnen Räumen/Raumgruppen und Abluftsystem in den übrigen Räumen.*

*Anmerkung 2 zum Begriff:*

*Auch bei Teillüftung ist für ventilatorgestützte Systeme der Wohnungslüftung deren Auslegung und bestimmungsgemäßer Betrieb nach den anerkannten Regeln der Technik vorausgesetzt. Diesbezügliche gesonderte Hinweise (z. B. hinsichtlich der Planung und Bemessung der Wohnungslüftungsanlagen) können DIN 1946-6 entnommen werden.*

#### b) Korrektur der Effizienz der Wärmerückgewinnung

Für die Energieeffizienz von ventilatorgestützten Lüftungssystemen ist die Bewertung der Wärmerückgewinnung von wesentlicher Bedeutung. Sowohl im nationalen Energiesparrecht (EnEV in Verbindung mit DIN V 18599) als auch in den europäischen Richtlinien (Ecodesign in Verbindung mit EN 13142) wird dabei folgendes grundsätzliches Procedere verfolgt:

1. Bestimmung eines gerätespezifischen Wärmerückgewinnungsgrades (meist zunächst als Temperaturänderungsgrad nach DIN EN 13141-7/-8) unter definierten Prüfstandsbedingungen
2. Korrektur des Wärmerückgewinnungsgrades für praktische Einsatzbedingungen

3. Verwendung des korrigierten Wärmerückgewinnungsgrades zur Bestimmung von generellen, meist primärenergetischen Kennwerten.

Im Kontext der EnEV erfolgt die Korrektur des gemessenen Prüfstandwertes für die Wärmerückgewinnung nach DIN V 18599 : 2011 durch Gleichung 2, wenn sie nicht bei der Prüfung des Lüftungsgeräts berücksichtigt wurde oder die Einbaubedingungen von den Prüfbedingungen abweichen.

$$\eta_{exch,mth} = \eta'_{exch} \cdot (1 - f_{v,exch,frost} - f_{v,exch,loss} - f_{v,exch,tight}) \quad \text{Gleichung 2}$$

- $\eta'_{exch}$  - Wärmebereitstellungsgrad nach Energie-Einsparverordnung im Heizperiodenmittel (ohne Berücksichtigung Frostbetrieb, Wärmeverluste und Gerätedichtheit)
- $f_{v,exch,frost}$  - Faktor zur Berücksichtigung des Abtaubetriebs
- $f_{v,exch,loss}$  - Faktor zur Berücksichtigung der Wärmeverluste des Lüftungsgeräts
- $f_{v,exch,tight}$  - Faktor zur Berücksichtigung der Dichtheit des Lüftungsgeräts

Tabelle 4: Randbedingungen zur Bestimmung des Gesamtnutzungsgrades nach DIN V 18599 : 2011, Tabelle 6

Kennwerte	Zeichen	Einheit	Wert
Abtaubetrieb			
Abschalten Zuluftventilator bei Außentemperaturen	$f_{v,exch,frost}$	-	$\geq -6 \text{ °C}$
			$< -6 \text{ °C}$
			$< -9 \text{ °C}$
			$< -12 \text{ °C}$
Regenerative Luftvorwärmung <sup>a</sup>			0
Heizregister zur Luftvorwärmung			0
Wärmeverluste des Lüftungsgerätes			
Aufstellung im beheizten Bereich	$f_{v,exch,loss}$	-	0
Aufstellung im unbeheizten Bereich mit $R_{\lambda}^b \geq 0,5 \text{ m}^2\text{K/W}$			0
Aufstellung im unbeheizten Bereich mit $R_{\lambda}^b < 0,5 \text{ m}^2\text{K/W}$			0,02
Dichtheit des Lüftungsgerätes			
Leckage $< 2,5 \% \cdot \dot{V}_{mech,m}^c$ bei Über-/Unterdruck von 100 Pa	$f_{v,exch,tight}$	-	0
Leckage $< 5 \% \cdot \dot{V}_{mech,m}^b$ bei Über-/Unterdruck von 100 Pa			0,01
<sup>a</sup> Die regenerative Luftvorwärmung wird separat nach Gleichung (14) berücksichtigt. <sup>b</sup> Wärmeleitwiderstand des Gehäuses des Lüftungsgerätes. <sup>c</sup> Mittelwert des Volumenstrombereiches des Lüftungsgerätes.			

Korrekturfaktoren gibt es in der Bilanzierung der Wärmerückgewinnung mit ventilatorgestützter Lüftung nach EnEV demnach für

- Abtaubetrieb,
- Wärmeverluste des Lüftungsgerätes,
- Dichtheit des Lüftungsgerätes.

Im Rahmen der Ecodesign-Richtlinien soll die Korrektur des Prüfstandwertes für die Wärmerückgewinnung nach prEN 13142 : 2017 derart erfolgen, dass die Einflussfaktoren aus Tabelle 5 berücksichtigt werden.

Tabelle 5: Korrektur des gemessenen Temperaturverhältnisses nach prEN 13142 : 2017, Table 2

Measure	Result	Unit	Temperature ratio correction	
			Non-Ducted units	Ducted units
Measured air flow	$q_0$	—	—	—
Temperature ratio on supply air side	$\eta_0$	%	—	—
Internal leakage	$w$	%	$\eta_1 = \eta_0 \times (1 - 0,7 \times (w - 0,02))$	$\eta_1 = \eta_0 \times (1 - 0,7 \times (w - 0,02))$
Outdoor mixing	$o$	%	$\eta_2 = \eta_1 \times (1 - (o-0,02))$	$\eta_2 = \eta_1^a$
Indoor mixing	$y$	%	$\eta_3 = \eta_2 \times (1 - (y-0,02))$	$\eta_3 = \eta_2^a$
External leakage	$z$	%	$\eta_4 = \eta_3$	$\eta_4^b$
Air flow sensitivity	$v$	%	$\eta_5 = \eta_4 \times (1 - (v-0,02))$	$\eta_5 = \eta_4^c$
<p><sup>a</sup> The outdoor mixing depends on the duct system and not on the unit. There is no mixing in typical installations.</p> <p><sup>b</sup> The impact of external leakage depends on the design of the unit. No further correction shall be done.</p> <p><sup>c</sup> The impact of air flow sensitivity is usually below 2 % and is caused by the high external pressure already considered</p>				

Korrekturfaktoren gibt es in der Bilanzierung der Wärmerückgewinnung mit ventilatorgestützter Lüftung nach Ecodesign demnach für

- Interne Leckagen des Lüftungsgerätes,
- Fassadenseitige und raumseitige Kurzschlusseffekte (bei dezentralen Geräten),
- Winddruckstabilität des Lüftungsgerätes (bei dezentralen Geräten).

Insbesondere die Winddruckstabilität ist für alternierende Lüftungsgeräte von Bedeutung, da diese aus Platzgründen mit Axialventilatoren ausgestattet werden, die aufgrund ihrer Kennlinie anfällig für Winddrücke sind. Während die Winddruckstabilität in der Korrektur nach EnEV nicht berücksichtigt wird, erfolgt im Rahmen der Ecodesign-Bewertung eine Korrektur für dezentrale Geräte (ohne Luftleitungen) nach Gleichung 3:

$$\eta_5 = \eta_4 \cdot (1 - (v - 0,02)) \quad \text{Gleichung 3}$$

Die Winddruckstabilität  $v$  wird nach prEN 13141-4 : 2018 wie folgt bestimmt (vgl. Abbildung 15).

$$v = \frac{\max(dq_{v,over}; dq_{v,under})}{q_{max}} \quad \text{Gleichung 4}$$

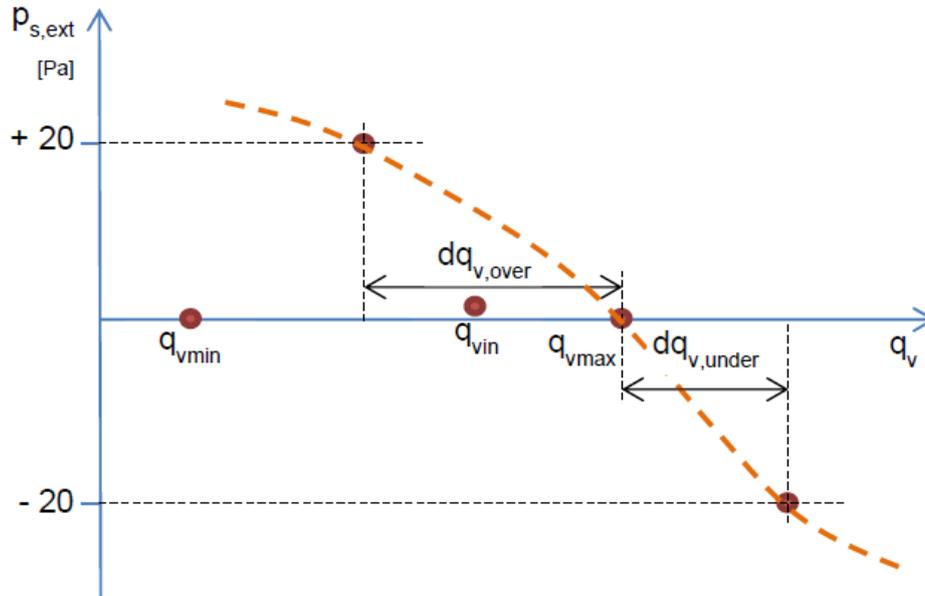


Abbildung 15: Volumenstrommessung zur Winddruckstabilität nach prEN 13141-4 : 2018

- $p_{s,ext}$  - statische Druckdifferenz
- $q_{vmax}$  - maximaler Volumenstrom
- $q_{vmin}$  - minimaler Volumenstrom
- $q_{vin}$  - mittlerer Volumenstrom bei differenzdrucklosen Ventilatorbetrieb
- $dq_{v,over}/dq_{v,under}$  - absolute Abweichung des maximalen Volumenstroms bei  $\pm 20$  Pa Druckdifferenz

Bei einer Druckdifferenz von +20 Pa (entspricht je nach Dichte der Luft in etwa einer Windgeschwindigkeit von ca. 5,8 m/s im Staupunkt) bzw. -20 Pa zwischen innen und außen wird demnach die Abweichung des maximalen Geräteluftvolumenstroms gegenüber dem Nullpunkt (Druckdifferenz 0 Pa) bestimmt.

Parallel dazu wird in prEN 13142 die Winddruckstabilität anhand der Abweichung des maximalen Geräteluftvolumenstroms klassifiziert.

Tabelle 6: Klassifizierung der Drucksensitivität nach prEN 13142, Table 8

Class	Maximum deviation of air flow compared to maximum air flow	
	%	
	+ 20 Pa	- 20 Pa
S1	≤ 10	≤ 10
S2	≤ 20	≤ 20
S3	≤ 30	≤ 30
Not classified	> 30	> 30

Für den Einfluss der Winddruckstabilität auf die Wärmerückgewinnung lassen sich nach prEN 13142 folgende Werte ableiten.

Klasse S1:  $\Delta q_{v,max} = 10 \% \rightarrow v = 0,1/1 = 0,1 \rightarrow \eta_5 = \eta_4 * (1-(0,1-0,02)) = \eta_4 * 0,92$

→ Abschlag Temperaturänderungsgrad 8 %

Klasse S2:  $\Delta q_{v,max} = 20 \%$  →  $v = 0,2/1 = 0,2$  →  $\eta_5 = \eta_4 \cdot (1 - (0,2 - 0,02)) = \eta_4 \cdot 0,82$

→ Abschlag Temperaturänderungsgrad 18 %

Klasse S3:  $\Delta q_{v,max} = 30 \%$  →  $v = 0,3/1 = 0,3$  →  $\eta_5 = \eta_4 \cdot (1 - (0,3 - 0,02)) = \eta_4 \cdot 0,72$

→ Abschlag Temperaturänderungsgrad 28 %

Die Bestimmung des Einflusses der Winddruckstabilität auf den Temperaturänderungsgrad nach prEN 13142 basiert also auf den sich bei einem Unterdruck / überdruck von 20 Pa einstellenden Volumenstromabweichung. Die damit im Staupunkt verbundene meteorologische Windgeschwindigkeit von 5,8 m/s kommt im für die EnEV-Bilanzierung maßgeblichen TRY 04 (Potsdam) in der Heizperiode von September bis Mai nur etwa in einem Viertel der Zeit vor (1587 von 6552 Stunden mit Windgeschwindigkeiten > 5 m/s). Der Abschlag auf den Temperaturänderungsgrad überschätzt damit tendenziell den negativen Windeinfluss auf die Wärmerückgewinnung.

Werden zusätzliche Messwerte zur Winddruckstabilität bestimmt und statistisch mit der Häufigkeit von Windgeschwindigkeiten gewichtet, kann der Abschlag auf den Temperaturänderungsgrad realitätsnäher bestimmt werden. Es wird vorgeschlagen, in Anlehnung an prEN 13142 eine mittlere Winddruckstabilität gewichtet wie folgt zu bestimmen.

$$v = \bar{v} = \sum_i \frac{\max(dq_{v,over,i}; dq_{v,under,i})}{q_{max}} \cdot x_i \quad \text{Gleichung 5}$$

$dq_{v,over,i}$  - Abweichung des Volumenstroms bei Überdruck mit Druckdifferenz in Stufe i

$dq_{v,under,i}$  - Abweichung des Volumenstroms bei Unterdruck mit Druckdifferenz in Stufe i

$q_{max}$  - maximaler Volumenstrom ohne Druckdifferenz

$x_i$  - Häufigkeit der Druckdifferenz / Windgeschwindigkeit im betrachteten Zeitraum (z.B. Heizperiode)

Dieser allgemeingültige Ansatz könnte beispielsweise für mittlere klimatische Bedingungen in Deutschland nach Tabelle 7 für folgende Druckstufen i konkretisiert werden.

*Tabelle 7: Vorschlag zur Messung verschiedener Druckstufen zur zeitgewichteten Bewertung der Winddruckstabilität und Häufigkeiten für deutschlandmittleres Klima*

Stufe i	Druck-differenz	Windgeschwindigkeit		Winddruckstabilität $dq_{v,max} / q_{max}$	Häufigkeit x (TRY04, Sep-Mai)
		Richtwert	Bereich		
0	0 Pa	0 m/s	≤ 1 m/s	0	0,09
1	5 Pa	2,9 m/s	1...≤ 3 m/s	Messung 1	0,31
2	10 Pa	4,1 m/s	3...≤ 5 m/s	Messung 2	0,36
3	20 Pa	5,8 m/s	> 5 m/s	Messung 3	0,24

Neben den bereits jetzt nach prEN 13142 vorgesehenen Messungen (ohne Druckdifferenz und mit 20 Pa Über-/Unterdruckdifferenz) sind dann zusätzlich (ggf. optional) Messungen der Volumenstromabweichung bei 5 und bei 10 Pa Über-/Unterdruck erforderlich.

Mit der Bestimmung der mittleren Winddruckstabilität kann der Abschlag auf den Temperaturänderungsgrad unter Verwendung der bisherigen Formel nach prEN 13142 realitätsnäher bestimmt werden. Weitere Effekte, wie

- Gebäudeabschirmung und

- Gebäudean- und -umströmung

und die damit im Regelfall (Gebäude mit begrenzter Gebäudehöhe, Strömungswiderstände durch Nachbarbebauung, Anströmung mit Staudruck die Ausnahme) in der Realität verbundene Minderung der Druckdifferenz an der Gebäudehülle sollen im Sinne eines einfach und allgemeingültig handhabbaren Verfahrens unberücksichtigt bleiben. Damit ist auch eine Bewertung des Einflusses der Winddruckstabilität auf die Wärmerückgewinnung auf „der sicheren Seite“ gewährleistet.

Der vorgeschlagene Ansatz eignet sich für die Berücksichtigung im Rahmen der Ecodesign-Richtlinie, da in prEN 13142 (ggf. optional) lediglich eine Formel erweitert und ein Hinweis auf die damit verbundenen zusätzlichen Messungen erforderlich ist.

Für die Anwendung in DIN V 18599-6 im Zuge der EnEV-Bilanzierung können zukünftig unter definierten Randbedingungen Standardwerte für einen Abschlag „Winddruckstabilität“ abgeleitet werden, wenn ausreichend Messwerte als Basis vorliegen.

c) Optionale Berücksichtigung der Lüftungseffektivität

Eine Berücksichtigung der Lüftungseffektivität der Wohnungslüftung erfolgt bisher im Rahmen der nationalen energetischen Bewertung, z.B. nach DIN V 18599-6: 2011 oder nach DIN V 4701-10 : 2003 nicht. Die in Abschnitt 4.7 zusammengefassten Ergebnisse der CFD-Simulationen verdeutlichen, dass für alternierende Geräte – wie auch für andere wohnungstypische Lüftungssysteme – von einer Mischlüftung ausgegangen werden kann. Systemimmanente Unterschiede sind kaum auszumachen, so dass auch weiterhin der Verzicht auf die Berücksichtigung der Lüftungseffektivität bei der energetischen Bewertung gerechtfertigt erscheint.

Soll die Lüftungseffektivität in zukünftigen Weiterentwicklungen der Energiebilanznormen trotzdem berücksichtigt werden, kann eine erste Orientierung möglicher Bilanzansätze an prEN 13142 (siehe Darstellung in diesem Abschnitt unter „b) Korrektur der Effizienz der Wärmerückgewinnung“) empfohlen werden. Dort erfolgt für dezentrale Lüftungsgeräte ggf. ein Abschlag vom Temperaturänderungsgrad in Abhängigkeit von inneren (raumseitigen) und äußeren (umgebungsseitigen) Kurzschlussseffekten am Lüftungsgerät.

#### **2.2.4. Kennzeichnung nach ErP**

Die Ergebnisse und Empfehlungen dieses Forschungsvorhabens zur energetischen Kennzeichnung alternierender dezentraler Lüftungsgeräte im Rahmen der ErP-Kennzeichnung werden in die Diskussionen zur weiteren Entwicklung der ErP-Richtlinie eingebracht. Neben den in den Abschnitten 2.2.2 und 2.2.3 bereits beschriebenen konkreten Ansätzen und Vorschlägen (z.B. Erweiterung der Messverfahren für thermodynamische Kennwerte, Berücksichtigung der Doppelnutzung und Bewertung der Winddruckstabilität), die auch in die ErP-Weiterentwicklung einfließen sollen, soll insbesondere der Übergang vom Produktlabel zum Systemlabel diskutiert werden, um Besonderheiten bestimmter Lüftungssysteme (wie z.B. alternierender Lüftungsgeräte) zukünftig im Ecodesign-Label besser wahrnehmbar zu machen.

### 3. Entwicklung des Messverfahrens (HLK)

Wie in Kapitel 2 bereits vorgestellt wurde, ergeben sich bezüglich der Messverfahren und der Bewertung von Messergebnissen einige Änderungsvorschläge innerhalb der Normung. Nachfolgend wird die Entwicklung der genannten Korrekturfaktoren im Detail vorgestellt sowie die Analyse der eingesetzten Messverfahren genauer erläutert.

#### 3.1. Problemstellung

##### 3.1.1. Funktionsprinzip dezentraler alternierender Lüftungsgeräte

Zur Wärmerückgewinnung werden bei dezentralen alternierenden Lüftungsgeräten regenerative Wärmeerzeuger verwendet, die zyklisch alternierend durchströmt werden. Im Abluftbetrieb lädt sich eine Speichermasse mit Energie der warmen Abluft auf, im anschließenden Zuluftzyklus wird diese Energie wieder an die kalte Außenluft abgegeben. Typische Umschaltzeiten liegen bei ca. 60 s.

Um bezogen auf den Raum balancierte Luftströme zu erhalten, werden mindestens zwei Luftstränge benötigt, die gegenläufig alternierend arbeiten.

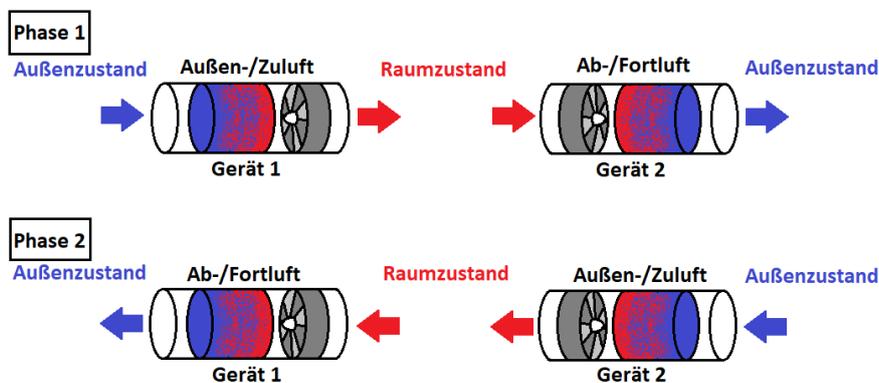


Abbildung 16: Funktionsprinzip dezentraler alternierender Wohnungslüftungsgeräte

Abhängig vom eingesetzten Wärmespeicher findet auch immer eine mehr oder weniger große Feuchterückgewinnung statt.

##### 3.1.2. Bauarten

Die beiden Luftstränge können entweder in einem Gehäuse integriert sein (Kompaktgeräte), oder durch zwei getrennte Geräte verwirklicht werden, die steuerungsseitig gekoppelt sind (Splitgeräte). Eine Besonderheit ist, dass die Luftstränge bei Splitgeräten auch in verschiedenen Räumen platziert werden können, wenn es ausreichende Überströmmöglichkeiten gibt.

Die in der Wohnungslüftung eingesetzten Geräte haben eine Luftleistung die typischerweise im Bereich von 5...50 m<sup>3</sup>/h liegt.

Der Luftaustritt erfolgt entweder radial gerichtet (seitlich) oder ungerichtet (allseitig) oder axial mit jeweils hohem oder niedrigem Impuls.

##### 3.1.3. Axialventilatoren

Aufgrund der notwendigen Strömungsumkehr werden bei diesen Geräten typischerweise Axialventilatoren eingesetzt. Viele Besonderheiten und Schwierigkeit bei der Beurteilung dieser Geräte ergeben sich aus den Eigenschaften der eingesetzten Axialventilatoren.

Eine ganz wesentliche Eigenschaft dieser Ventilatoren sind die sehr flachen Druck-/Volumenstrom Kennlinien. Bereits geringe Gegendrücke führen schon zu einer großen Veränderung der Volumenströme. Dies ist sowohl für die Prüfung relevant, als auch im Betrieb.

Um dies zu quantifizieren, sind im Folgenden exemplarisch Kennlinien von drei verschiedenen Geräten A, B und C (nicht identisch mit den Prüflingen für die Vergleichsprüfung in Kapitel 3.5) dargestellt, die auf dem Prüfstand vermessen wurden.

Bei der Geräteprüfung nach EN 13141-8 werden üblicherweise die Volumenströme und Kennlinien für drei Betriebspunkte gemessen:

- maximaler Luftvolumenstrom ( $q_{VD}$ )
- mittlerer Volumenstrom ( $q_{Vref}$ , nach EN 13141-8 70 % des maximalen Luftvolumenstromes)
- minimaler Luftvolumenstrom ( $q_{Vmin}$ ).

Der maximale Luftvolumenstrom für die drei vermessenen Geräte liegt bei 28 m<sup>3</sup>/h für Gerät A, 23 m<sup>3</sup>/h für Gerät B und 30 m<sup>3</sup>/h für Gerät C.

Zur besseren Vergleichbarkeit werden die Kennlinien normiert dargestellt. Hierbei werden die Volumenströme bei unterschiedlichen Differenzdrücken auf den Volumenstrom frei ausblasend bezogen. Die Kennlinien sind zur besseren Übersicht getrennt für den maximalen Volumenstrom, einen mittleren Volumenstrom sowie den minimalen Volumenstrom dargestellt:

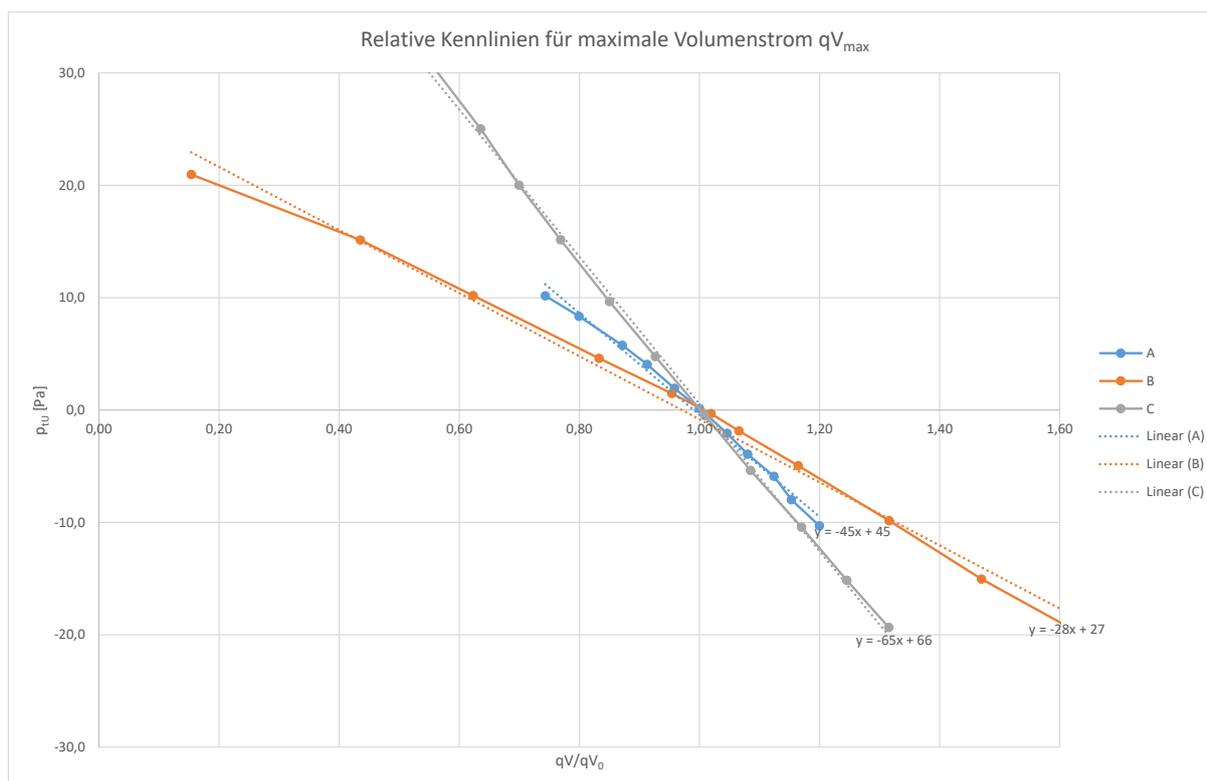


Abbildung 17: Normierte Kennlinien von drei Geräten bei maximalem Volumenstrom

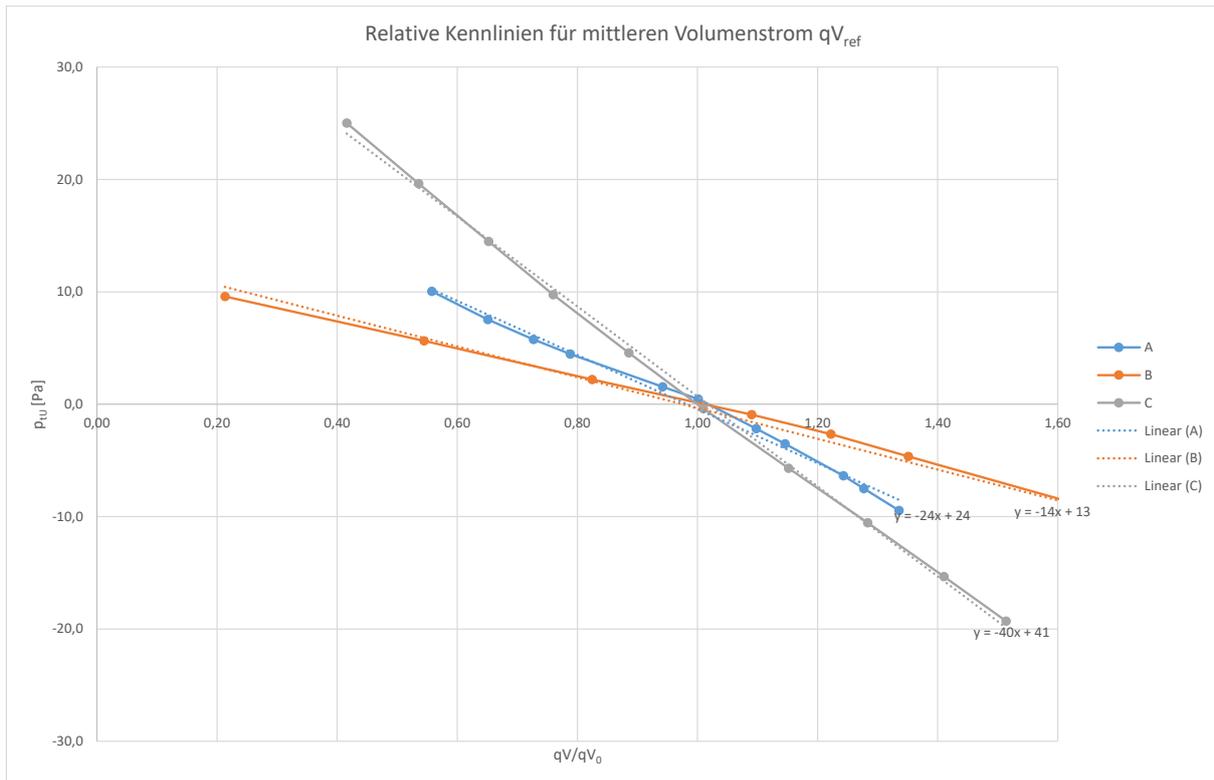


Abbildung 18: Normierte Kennlinien von drei Geräten bei mittlerem Volumenstrom

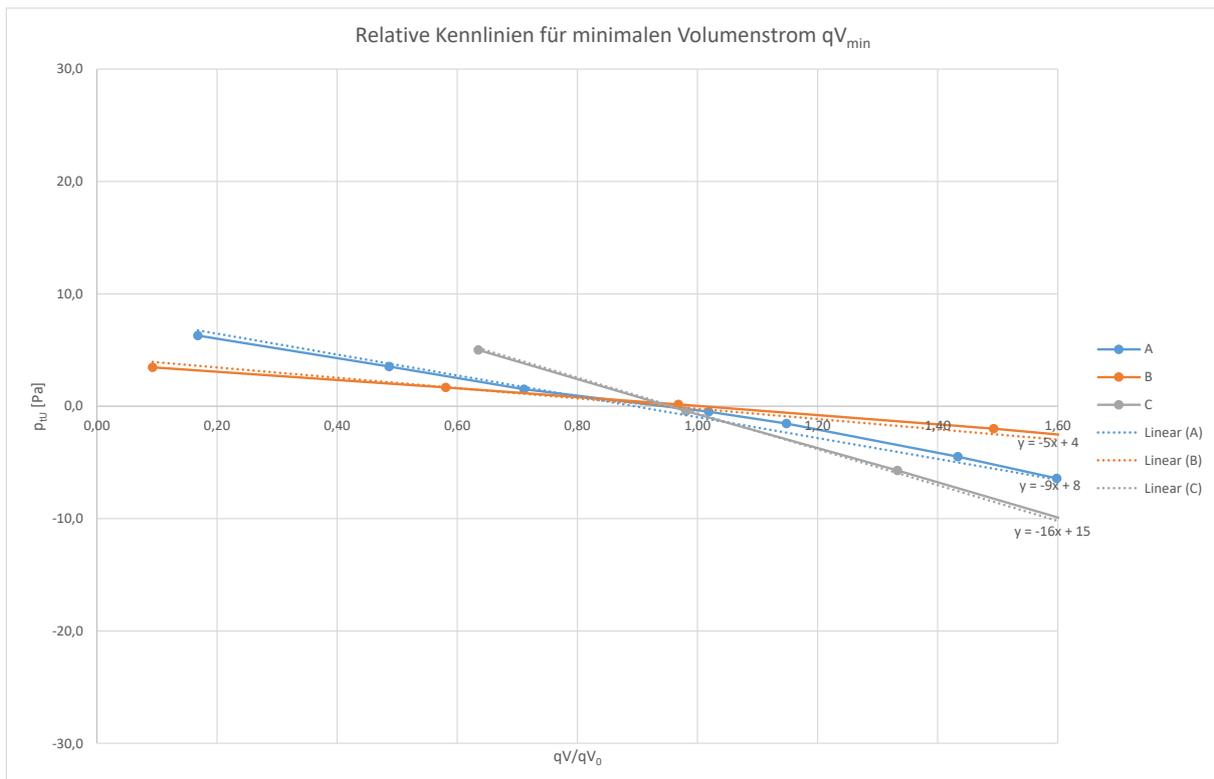


Abbildung 19: Normierte Kennlinien von drei Geräten bei minimalem Volumenstrom

Es ist erkennbar, dass die Kennlinien mit kleinerem Volumenstrom flacher werden. Um dies zu quantifizieren ist zu jeder Kennlinie jeweils die Funktion einer linearen Regression im Diagramm dargestellt. Aus der Steigung lässt sich die Empfindlichkeit des Luftvolumenstromes gegenüber einem Gegendruck ableiten. Dazu kann der Empfindlichkeitsfaktor  $f_p$  wie folgt definiert werden:

$$fp = \frac{dq_v}{dp_{tu}}$$

Gleichung 6

Aus den Diagrammen kann entnommen werden, dass der Empfindlichkeitsfaktor bei den untersuchten Geräten zwischen  $fp = -1/40$  bei maximalem Volumenstrom bis hin zu  $fp = -1/5$  bei minimalem Volumenstrom liegt. Gibt man den Faktor  $fp$  in % an, so entspricht dieser der Volumenstromreduzierung in % bei einem Gegendruck von 1 Pa.

Dies bedeutet, dass vor allem bei niedrigen Volumenströmen die Empfindlichkeit gegenüber einem Gegendruck sehr groß wird. Dies hat sowohl Auswirkungen im realen Betrieb, in dem Gegendrücke z. B. durch Winddruck oder auch thermische Auftriebskräfte im Gebäude auftreten, als auch bei der Prüfung. Bei der Prüfung ist besonders darauf zu achten, dass bereits ein geringer Gegendruck eine große Veränderung des Volumenstromes bewirken kann.

Zu beachten ist auch, dass Axialventilatoren oft eine Vorzugsrichtung haben und die Kennlinien in eine Förderrichtung von den Kennlinien in die entgegengesetzte Förderrichtung abweichen. Daher kann die Empfindlichkeit gegen Stördruck auch von der Strömungsrichtung abhängig sein.

#### 3.1.4. Inhomogenes Geschwindigkeits- und Temperaturprofil am Austritt

Die Austrittskonditionen aus dem Wärmeübertrager weisen üblicherweise einen Temperatur- und Geschwindigkeitsgradienten auf. Abhängig von der anschließenden Verwirbelung durch Ventilator, Filter oder Umlenkung sind die Austrittskonditionen (Temperatur und Geschwindigkeit) aus dem Gerät mehr oder weniger homogen.

Eine Möglichkeit, die Intensität und Homogenität des austretenden Luftstromes qualitativ zu beurteilen, kann bei radial ausblasenden Geräten mit Hilfe von Thermografien erfolgen. Hierbei werden die Geräte im Lüftungsbetrieb bei einer Temperaturdifferenz betrieben. Auf der Zuluftseite kühlt sich dabei die Wand im Bereich des Luftaustrittes ab. Die Abkühlung kann als Maß für die Strömungsintensität als Kombination aus Temperatur und Geschwindigkeit betrachtet werden. Wird die Abkühlung mit Hilfe einer Thermokamera sichtbar gemacht, ergeben sich beispielhaft folgende Strömungsbilder:

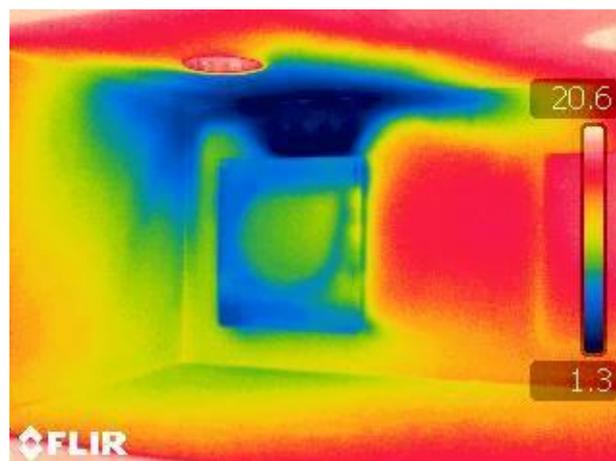


Abbildung 20: Beispiel für radial nach oben gerichteten Austritt

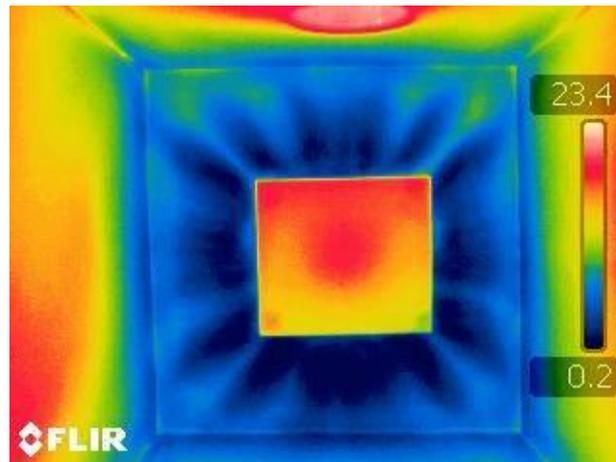


Abbildung 21: Beispiel für radial ungerichteten Austritt

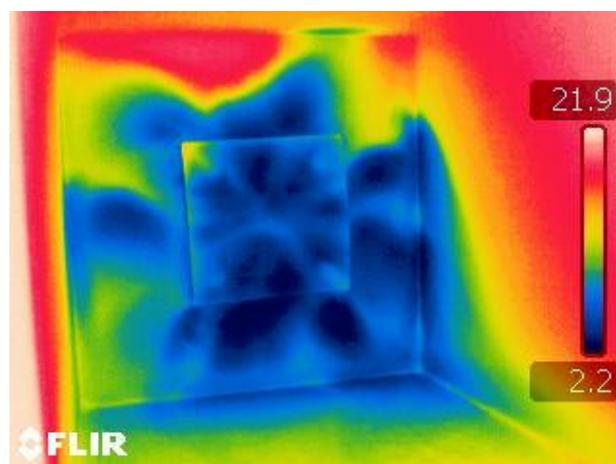


Abbildung 22: Beispiel für radial ungerichteten Austritt mit Inhomogenitäten

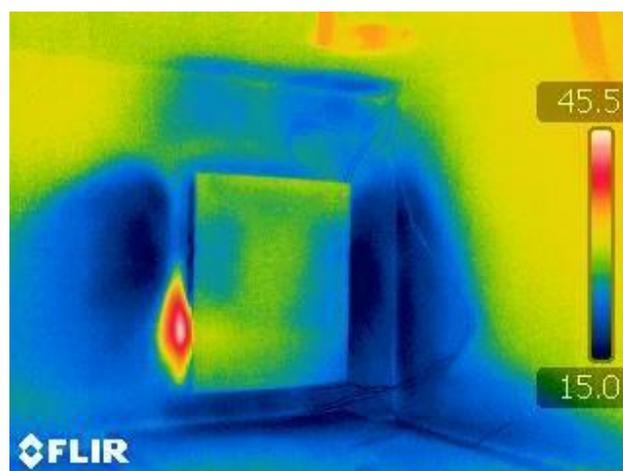


Abbildung 23: Beispiel für radial ungerichteten Austritt mit starken Inhomogenitäten Gerät 236

Es ist zu erkennen, dass insbesondere bei Geräten mit ungerichtetem Austritt die Austrittsbedingungen sehr inhomogen sein können. Dazu wurde beim zuletzt dargestellten Gerät auch eine quantitative Untersuchung durchgeführt und die Strömungsgeschwindigkeiten mit Hilfe einer Geschwindigkeitsmesssonde im stationären Betrieb gemessen. Hierbei ergibt sich folgendes Bild für Stufe 3:

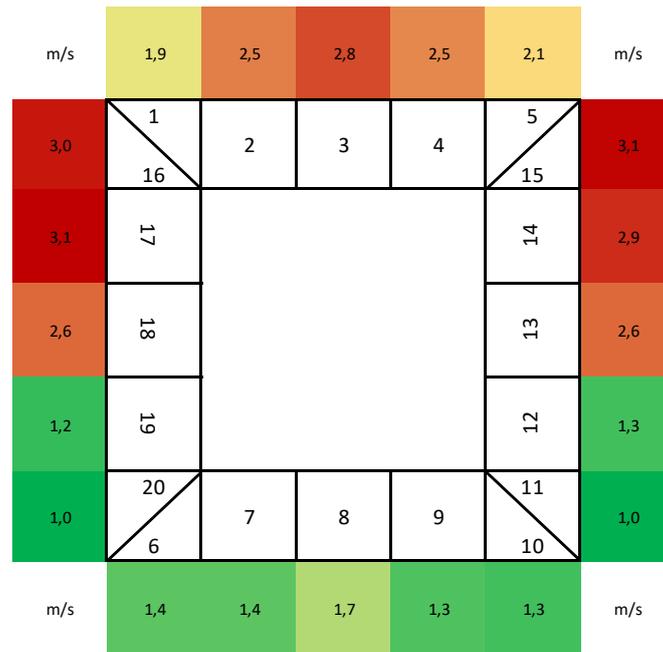


Abbildung 24: Austrittsgeschwindigkeit von Gerät 236 bei Stufe 3

Dargestellt ist hier die gemessene Luftgeschwindigkeit an verschiedenen Sektoren des allseitigen radialen Austritts. Die Geschwindigkeiten liegen im Bereich 1...3 m/s.

Anschließend wurden die Austrittstemperaturen mit Hilfe von Thermoelementen im alternierenden Betrieb in diesen Sektoren gemessen.



Abbildung 25: Thermoelemente zur Messung der Austrittstemperatur von Gerät 236

Die sich einstellenden mittleren Austrittstemperaturen sind in folgendem Bild dargestellt für Stufe 3:

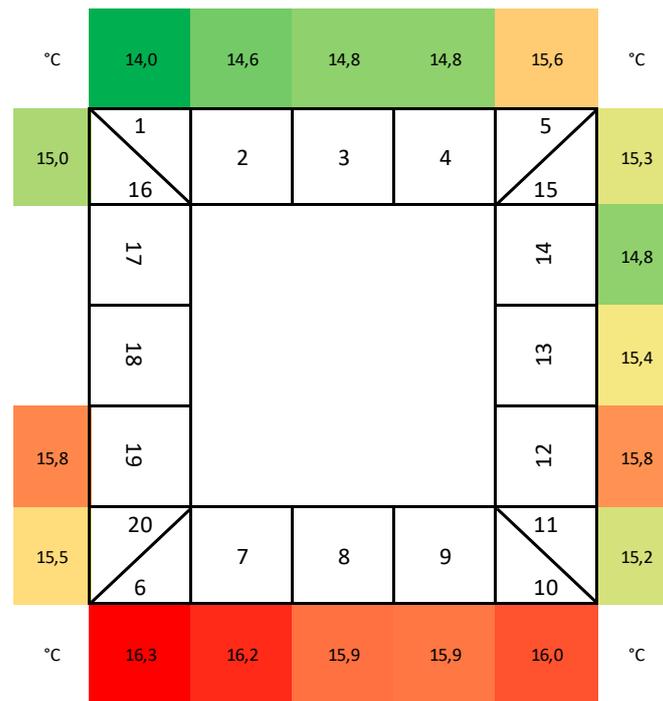


Abbildung 26: Minimale Austrittstemperaturen beim Messpunkt A7 Stufe 3 von Gerät 236

Die Temperaturen liegen zwischen 14,0...16,3 °C. D.h. die maximale Fühlerdifferenz liegt bei 2,3 K.

Mit der Kenntnis von Strömungsverteilung und der einzelnen Temperaturen könnten diese nun gewichtet und damit eine mittlere Austrittstemperatur bestimmt werden. Allerdings ist diese Vorgehensweise sehr aufwändig, und für eine Prüfung nicht praktikabel.

### 3.1.5. Volumenstrom und Balance im instationären Betrieb

Der wirksame Luftvolumenstrom sowie die Balance in alternierendem Betrieb kann mit bekannten Verfahren in einer vergleichbaren Genauigkeit wie bei kontinuierlich arbeitenden Geräten nicht gemessen werden. Dies ist nur bei kontinuierlichem Betrieb möglich. Für die Dimensionierung nimmt man daher bislang vereinfachend an, dass der Luftvolumenstrom und die Balance im alternierenden Betrieb gleich sind wie im Lüftungsbetrieb.

## 3.2. Messung von aerodynamischen Kennwerten

### 3.2.1. Bedeutung des Luftvolumenstromes

Der Luftvolumenstrom von Lüftungsgeräten ist eine wichtige Auslegungsgröße für die Dimensionierung von Lüftungsanlagen unter hygienischen Aspekten wie sie z. B. in der DIN 1946-6 beschrieben ist. Hierbei wird ein von der Lüftungsanlage zu fördernder Luftstrom für den notwendigen Luftaustausch bestimmt. Bei kontinuierlich arbeitenden Geräten entspricht dies dem stationären Geräte-Luftvolumenstrom. Bei alternierenden Geräten wird der Luftvolumenstrom nicht kontinuierlich gefördert. Aufgrund von Stillstands- und Umschaltzeiten mit An- und Abfahrtrampen ist der tatsächlich dem Raum zugeführte Luftvolumenstrom im alternierenden Betrieb kleiner als im kontinuierlichen Betrieb.

Eine weitere Bedeutung der Kenntnis des Luftvolumenstromes im alternierenden Betrieb ergibt sich bei der Messung von energetischen Kennwerten für die Wärmerückgewinnung. Hier hat die Massenstrombalance während der Messung erheblichen Einfluss auf die gemessenen thermischen Kennwerte. Ziel der thermischen Messung ist es, die Kennwerte für die Wärmerückgewinnung für

balancierte Luftmassenströme zu bestimmen. Messungen im nicht balancierten Zustand führen zu anderen Ergebnissen. In gewissen Grenzen kann eine Messung bei Disbalance umgerechnet werden. Dafür ist z. B. in der EN 13141-8 eine Methode beschrieben, um die bei Disbalance gemessenen Kennwerte in Abhängigkeit des Massenstromverhältnisses zu korrigieren. Dazu ist eine wesentliche Voraussetzung die Kenntnis der Luftstrombalance während der thermischen Messung, also im alternierenden Betrieb.

Des Weiteren ist der Grad der Wärmerückgewinnung abhängig vom Luftvolumenstrom. Normalerweise sinkt die Wärmerückgewinnung mit steigendem Luftvolumenstrom.

Interessant sowohl für die Auslegung als auch die Prüfung ist also der tatsächliche Luftvolumenstrom sowie die Balance im alternierenden Betrieb. Um diesen zu bestimmen wird im Folgenden ein Verfahren vorgestellt.

### 3.2.2. Verfahren zur Luftvolumenstrommessung

Um Luftvolumenströme von Lüftungsgeräten mit der für in der Prüfnorm 13141-8 geforderten Unsicherheit von maximal 3 % messen zu können, kommen üblicherweise Verfahren zum Einsatz, die auf der Änderung des statischen Druckes durch Geschwindigkeitserhöhung bei Reduzierung des Strömungsquerschnittes beruhen. Hierzu werden Düsen oder Blenden eingesetzt. Um den Luftvolumenstrom des Prüflings durch den zusätzlichen Widerstand im Luftstrom nicht zu verfälschen, wird ein Hilfsventilator benötigt, der den zusätzlichen Druckverlust ausgleicht. Mit diesen Verfahren kann der Volumenstrom mit einer Unsicherheit besser 3 % gemessen werden.

Bei alternativen Verfahren wie Staudrucksonden oder Anemometern, die den Luftvolumenstrom nur geringfügig beeinflussen so dass keine Hilfsventilatoren benötigt werden ist die Genauigkeit normalerweise nicht ausreichend für belastbare Vergleichsmessungen. Die Messunsicherheit liegt hierbei typischerweise über 5 %.

### 3.2.3. Problem der Luftvolumenstrommessung im alternierenden Betrieb

Die Phasen des alternierenden Betriebes werden in EN 13141-8 wie folgt dargestellt:

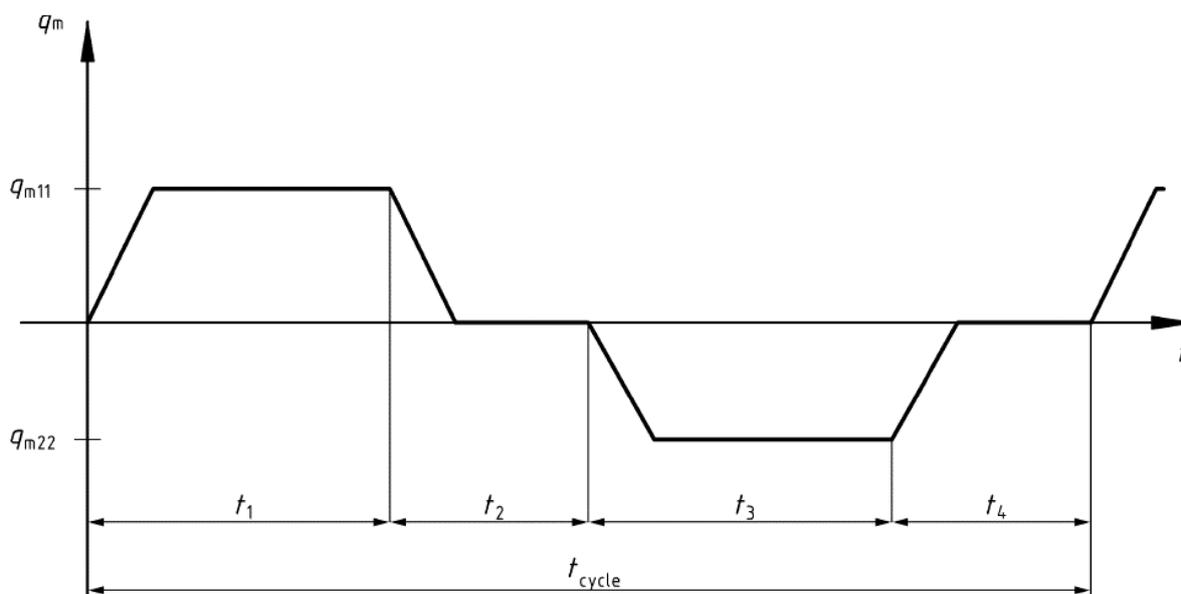


Abbildung 27: Phasen des Zyklus nach EN 13141-8

Für die weitere Betrachtung ist es sinnvoll, den Zyklus in zwei Phasen zu unterteilen:

In der **stabilen Phase** laufen die Ventilatoren konstant mit für diese Stufe charakteristischer Drehzahl. In dieser Phase fördern die Ventilatoren einen konstanten Volumenstrom.

In der **Umschaltphase** laufen die Ventilatoren mit sinkender oder steigender Drehzahl.

Das Problem bei der Luftvolumenstrommessung im alternierenden Betrieb ist, dass die für genaue Messungen benötigten Hilfsventilatoren Einschwingzeiten in der Größenordnung der Zykluszeit der alternierenden Geräte haben. Wird ferner berücksichtigt, dass aufgrund der sehr flachen Kennlinien der Geräte schon kleinste Änderungen im Differenzdruck große Auswirkung beim Luftvolumenstrom haben, so scheiden diese Verfahren zur Messung des frei ausblasenden Volumenstromes im alternierenden Betrieb aus.

Genauere Verfahren zur Messung des Luftvolumenstromes können bei alternierenden Geräten nur im Lüftungsmodus, also der kontinuierlichen Arbeitsweise in eine Richtung angewandt werden. Hierbei haben die Hilfsventilatoren genügend Zeit, den Druckverlust der Messeinrichtung auszugleichen. D. h. frei ausblasende Luftvolumenströme und Balance sind im stationären Betrieb genau messbar, im alternierenden Betrieb jedoch nicht.

Übertragen auf den Zyklus im alternierenden Betrieb sind die Volumenströme während der stabilen Phase bestimmbar, in der Umschaltphase jedoch weitgehend unbekannt.

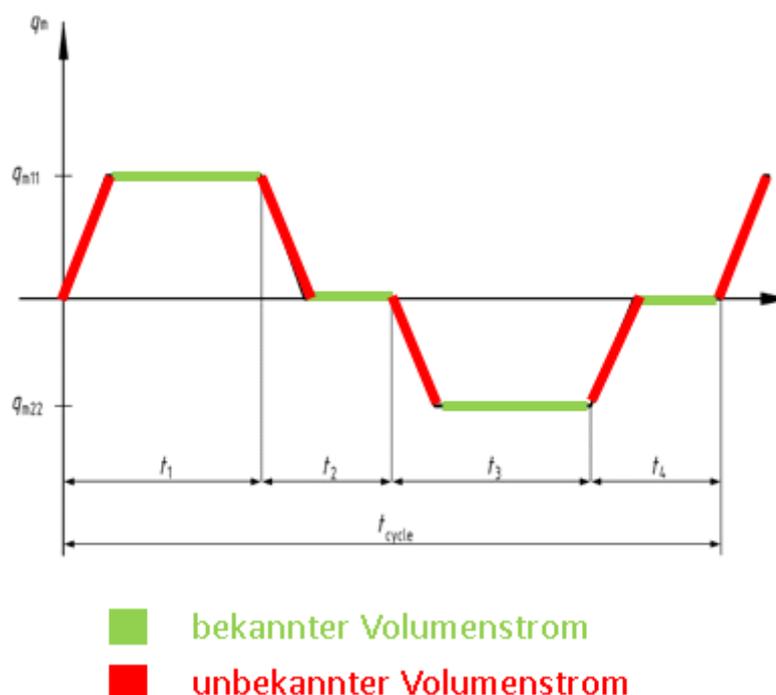


Abbildung 28: Bekannte und unbekannte Volumenströme im alternierenden Betrieb

### 3.2.4. Bisherige Bestimmung des mittleren Luftvolumenstromes und der Massenstrombalance im Lüftungsbetrieb

Bislang wird vereinfachend angenommen, dass Volumenstrom und Disbalance im alternierenden Betrieb gleich sind wie im stationären Betrieb. Hierbei können die frei ausblasenden Volumenströme für die zu messenden Stufen für beide Luftstränge in beide Strömungsrichtungen mit genauen Messverfahren mit Hilfe von Hilfsventilatoren gemessen werden. Für jede Stufe ergeben sich daraus vier Messwerte, Strang 1 (G1) Abluft (AB), Strang 1 Zuluft (ZU), Strang 2 (G2) Abluft und Strang 2 Zuluft. Werden diese Werte in einer Matrix aufgetragen, so kann der mittlere Luftvolumenstrom und die mittlere Disbalance im Lüftungsbetrieb wie folgt berechnet werden:

Tabelle 8: Beispielhafte Darstellung der frei ausblasenden Volumenströme und der Disbalance für eine Stufe

S4_V2	ZU [m <sup>3</sup> /h]	AB [m <sup>3</sup> /h]	Abluftüberschuss	
G1/G2	22,9	23,6	0,7	3,1%
G2/G1	23,6	22,4	-1,2	-5,1%
Mittelwert	<b>23,3</b>	23,0	-0,3	<b>-1,0%</b>
Differenz	0,7	-1,2		

Aus dem gemessenen Zuluftvolumenstrom für Strang 1 und 2 ergibt sich ein mittlerer Zuluftvolumenstrom, aus dem gemessenen Abluftvolumenstrom von Strang 1 und 2 ergibt sich ein mittlerer Abluftvolumenstrom. Aus der Differenz der mittleren Zu- und Abluftvolumenströme ergibt sich die mittlere Disbalance des Volumenstromes für das Gerät im Lüftungsbetrieb, im Beispiel dargestellt als prozentualer Abluftüberschuss.

In diesem Beispiel ist erkennbar, dass in der ersten Phase des Zyklus (G1/G2) ein Abluftüberschuss von 3,1 % gemessen wurde, in der zweiten Phase (G2/G1) ein Zuluftüberschuss von 5,1 %. Im Mittel ergibt sich damit ein theoretischer Zuluftüberschuss von 1 %.

Mit dem Ansatz aus EN 13141-8 soll der mittlere Luftvolumenstrom im alternierenden Betrieb überschlägig bestimmt werden, indem die Zeiten für das An- und Abfahren der Ventilatoren beispielsweise aus der Messung der elektrischen Leistungsaufnahme abgeleitet werden. Anschließend geht dieser Ansatz von der vereinfachten Annahme aus, dass An- und Abfahrvorgänge symmetrisch verlaufen. Dies kann jedoch nicht grundsätzlich vorausgesetzt werden, wie die folgende Untersuchung zeigt.

### 3.2.5. Mögliche Ansätze zur Messung des mittleren Luftvolumenstroms und der Balance im alternierenden Betrieb

Grundsätzlich könnte die Bestimmung des Volumenstromverlaufes mit Hilfe einer kontinuierlichen Messung der Ventilator Drehzahl erfolgen. Allerdings ist diese Messung in der Regel nicht ohne Eingriff in das Gerät und mit der Gefahr einer Verfälschung der Messgröße durchführbar.

Auch eine Beobachtung des Ventilatorsteuersignals wäre möglich, allerdings besteht hier noch die Unsicherheit der Trägheit der Ventilatorsteuerung bei den An- und Abfahrvorgängen.

Eine weitere Möglichkeit wäre die Bestimmung einer effektiven Luftwechselrate mit dem Tracergasverfahren. Allerdings hängt das Ergebnis der Messung hier stark von der verwendeten Umgebung ab. Auch ist die Messunsicherheit mit dieser Art der Luftstrommessung erfahrungsgemäß höher und auch eine Aussage über die Disbalance lässt sich damit nur schwer treffen.

Eine einfache Möglichkeit den Verlauf der An- und Abfahrvorgänge störungsfrei sichtbar zu machen kann relativ einfach mit Hilfe einer Staudruckmessung erfolgen. Hierfür wird ein dünner Schlauch eines Drucksensors an einer geeigneten Stelle des Luftstromes am Austritt des Gerätes möglichst parallel zur Strömung positioniert, so dass bei einer Luftströmung ein Staudruck entsteht.



Abbildung 29: Exemplarisch angebrachter Staudruckschlauch

Die Störung des Luftvolumenstromes ist aufgrund der kleinen Prallfläche vernachlässigbar. Am Eintritt des Schlauches erzeugt die Strömung einen Staudruck abhängig vom aktuellen Luftvolumenstrom. Bei ausblasender Luft ist der gemessene Staudruck positiv, bei angesaugter Luft negativ. Wird so der Staudruck im alternierenden Betrieb gemessen, ergibt sich beispielhaft folgender Verlauf:

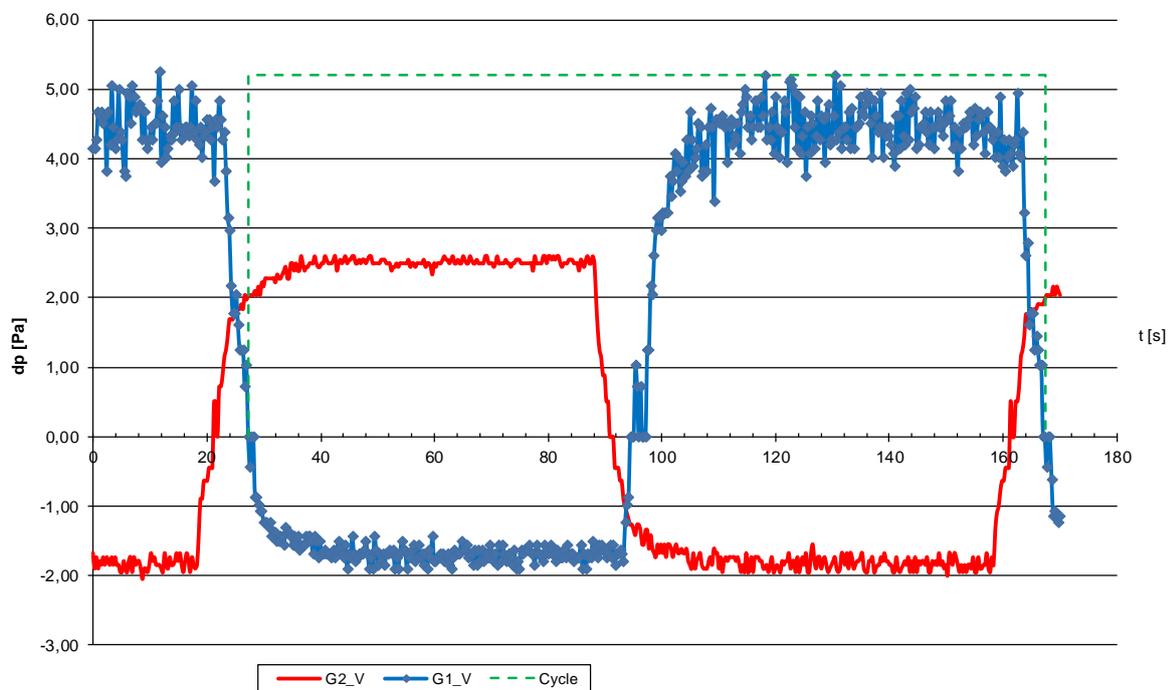


Abbildung 30: Gemessener Staudruck im alternierenden Betrieb

Deutlich erkennbar sind hierbei die Umschaltzyklen (Cycle), die stabilen ansaugenden und ausblasenden Phasen für Gerät 1 (G1) und Gerät 2 (G2) sowie die Umschaltphasen. Ebenfalls

erkennbar sind unterschiedliche Druckniveaus für die beiden Geräte, sowohl saugend als auch drückend. Dies ist auf unterschiedliche und eventuell nicht ideale Positionierung der Messschläuche sowie eine asymmetrische Geschwindigkeitsverteilung der Strömung zurückzuführen.

Bei den Umschaltphasen ist zu erkennen, dass diese beim untersuchten Gerät asymmetrisch verlaufen, d.h. die beiden Ventilatoren stehen nicht zur gleichen Zeit still.

### 3.2.6. Verfahren zur Messung des mittleren Luftvolumenstroms und der Balance im alternierenden Betrieb

Wird nun für die konkrete Anordnung der Staudruckschläuche eine genaue Messung des Volumenstroms im Lüftungsbetrieb durchgeführt, so können die Staudrucksonden mit der Luftstrommesseinrichtung quasi kalibriert werden da für den Staudruck in der stabilen Phase der tatsächlich geförderte Luftvolumenstrom aus den Messungen des Lüftungsbetriebs bekannt ist.

Wird nach Bernoulli ein quadratischer Zusammenhang zwischen Staudruck und Geschwindigkeit sowie ein linearer Zusammenhang zwischen Geschwindigkeit und Volumenstrom angenommen, so kann auch der Verlauf der Volumenströme in der Umschaltphase aus der Messung des Staudruckes abgeleitet werden. Im Beispiel würde sich der folgende Volumenstromverlauf ergeben:

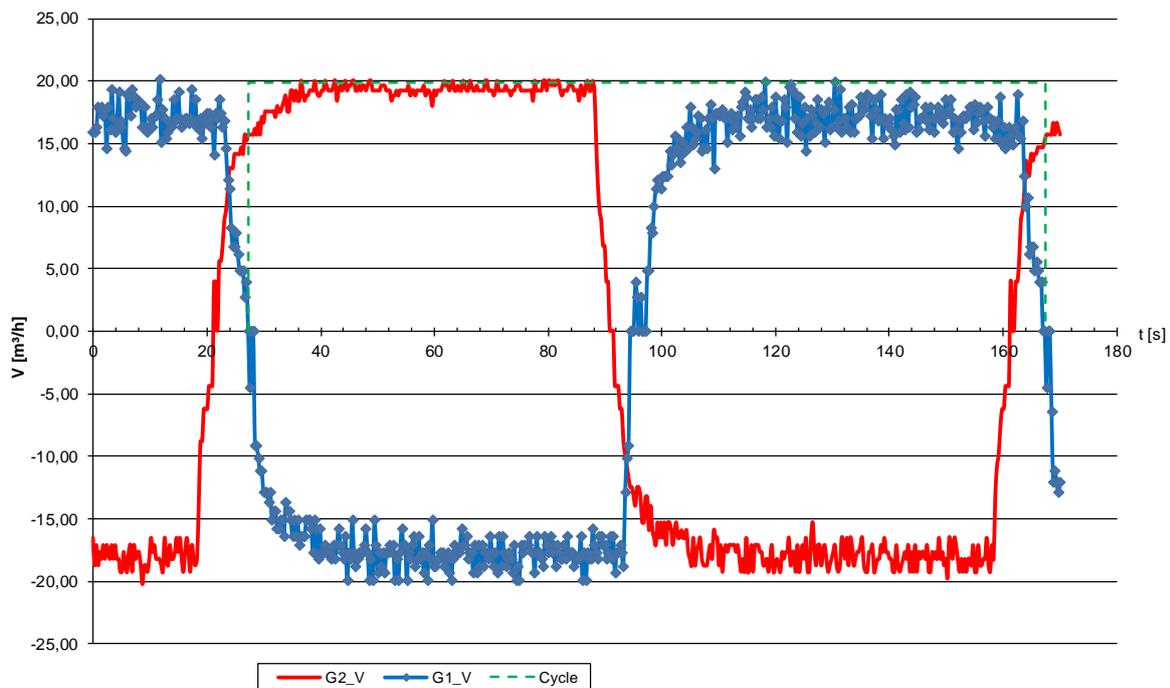


Abbildung 31: Volumenstromverlauf im alternierenden Betrieb abgeleitet aus der Staudruckmessung

Werden nun jeweils die Verläufe über den halben Zyklus integriert und durch deren Dauer dividiert, so sind die mittleren Zu- bzw. Abluftvolumenströme für jedes Gerät im alternierenden Betrieb bestimmt. Aus diesen Werten können wiederum mittlere wirksamen Volumenströme sowie die mittlere Disbalance im alternierenden Betrieb berechnet werden.

Wird der mittlere Volumenstrom im alternierenden Betrieb ins Verhältnis zum mittleren Volumenstrom der Lüftungstechnischen Prüfung gesetzt, so kann dieser mit Hilfe eines Reduktionsfaktors  $f_v$  beschrieben werden. Dieser Wert kann als Reduktionsfaktor für den Luftvolumenstrom im alternierenden Betrieb angesetzt werden. Im oben gezeigten Beispiel ist der Wert  $f_v = 0,84$ . Dies bedeutet, dass das Gerät im alternierenden Betrieb im Mittel 84 % des Volumenstromes des

Lüftungsbetriebes fördert. D.h. von dem gemessenen mittleren Volumenstrom von 20,0 m<sup>3</sup>/h im Lüftungsbetrieb können in diesem Beispiel für den alternierenden Betrieb nur 16,8 m<sup>3</sup>/h als für den Raum wirksamen Luftvolumenstrom angesetzt werden.

Die im kontinuierlichen Lüftungsbetrieb ermittelte Disbalance von 1 % vergrößert sich in diesem Beispiel im alternierenden Betrieb auf 3 %.

Diese Betrachtung kann nun für jede Stufe durchgeführt werden.

### 3.2.7. Optimiertes Verfahren zur Messung des mittleren Luftvolumenstroms und der Balance im alternierenden Betrieb

Die zuvor vorgestellte Methode beinhaltet das Problem, dass bei kleineren Luftvolumenströmen und den damit verbundenen niedrigen Strömungsgeschwindigkeiten der gemessene Staudruck so klein wird, dass er mit üblichen Drucksensoren nur noch mit großer Unsicherheit gemessen werden kann. Daher ist ein weiterer Ansatz zur Darstellung des Volumenstromverlaufs, die Ventilatoren nicht frei ausblasen zu lassen, sondern den Druckverlauf bei Nullförderung aufzunehmen. Hierbei arbeiten die Ventilatoren gegen einen unendlichen Widerstand, indem das Gerät einseitig verschlossen und der sich dabei einstellende Druck gemessen wird.

Beispielhaft ergibt sich hierbei für das oben untersuchte Gerät folgender Druckverlauf:

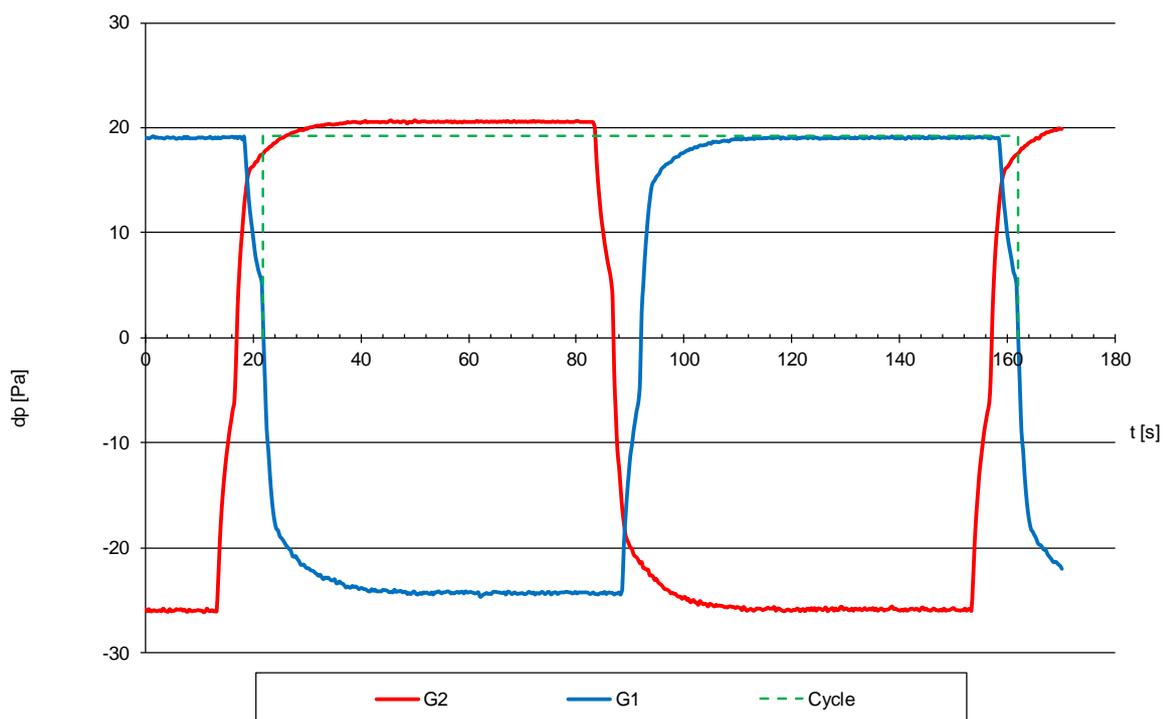


Abbildung 32: Gemessener Druckverlauf mit bei geschlossenem Gerät

Vorteil bei dieser Methode ist, dass die Drücke wesentlich größer sind und mit geringer Unsicherheit aufgezeichnet werden können.

Wie Abbildung 33 zeigt, werden hierdurch die Volumenströme der beim An- und Abfahrvorgang durchlaufenen Kennlinienschar quasi auf die Druckachse übertragen:

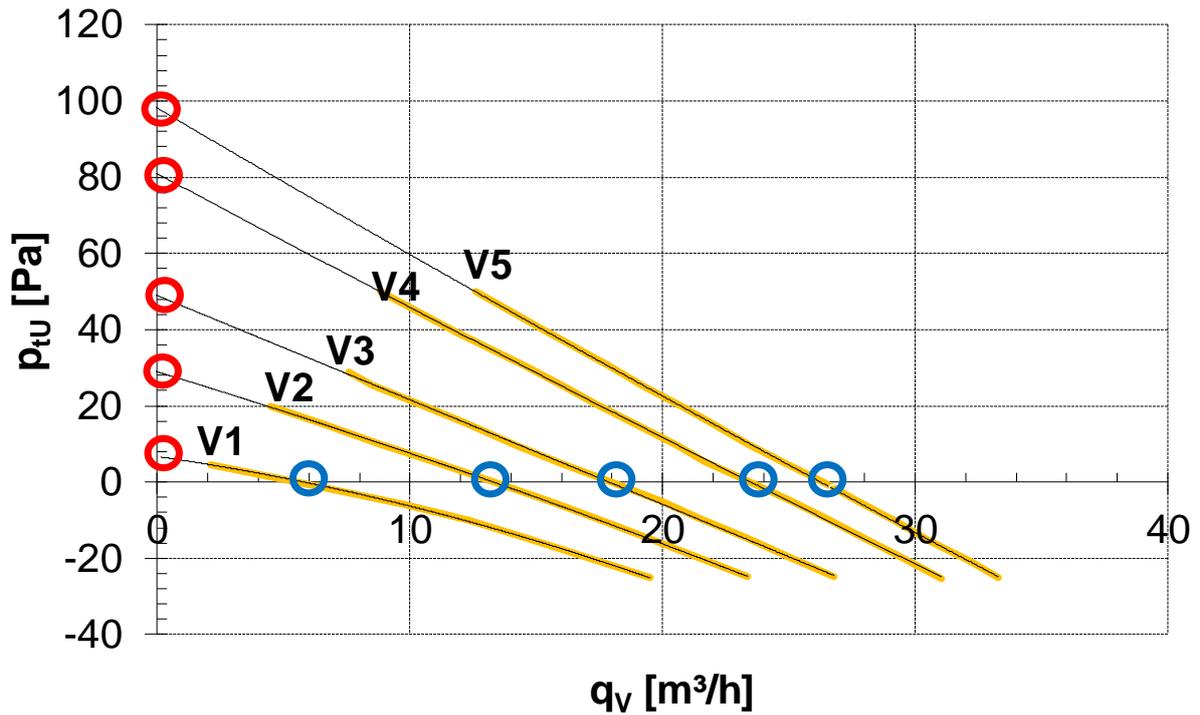


Abbildung 33: Prinzip der Projektion von Nullvolumenstrom auf Nulldruck

Bei diesem Vorgehen ist noch der Zusammenhang zwischen Druck und Volumenstrom im transienten Bereich zu klären. Hierzu werden Messreihen mit verschiedenen Geräten durchgeführt, bei denen der Nulldruck für verschiedene Kennlinien mit bekanntem Nullvolumenstrom aufgenommen werden. Normiert man diese auf den maximalen Druck bzw. maximalen Volumenstrom des jeweiligen Gerätes, können die Punkte in einem Diagramm wie folgt dargestellt werden:

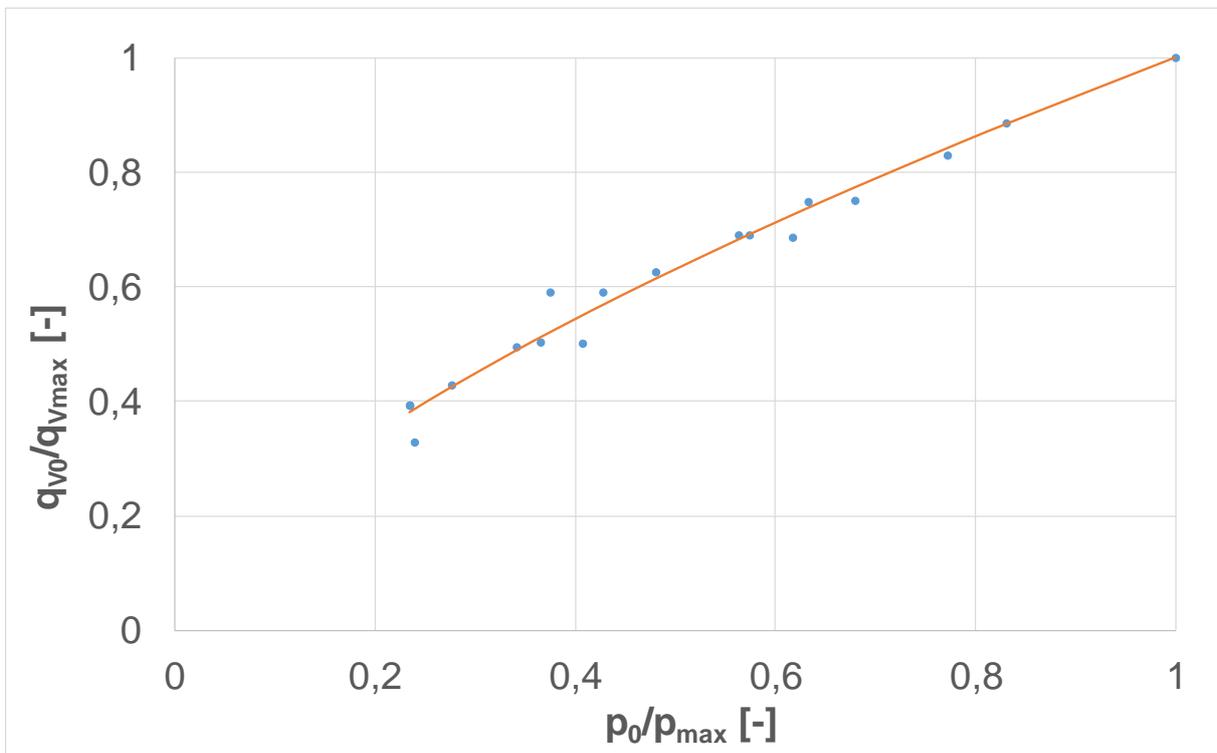


Abbildung 34: Zusammenhang zwischen Nullvolumenstrom und Nulldruck bei den untersuchten Geräten

Erkennbar ist, dass es einen einheitlichen Zusammenhang zu geben scheint, der aber weder linear noch quadratisch ist. Empirisch lässt sich für den Zusammenhang ein mittlerer Verlauf der Art:

$$\frac{\dot{V}_0}{\dot{V}_{max}} = \left(\frac{\Delta p_0}{\Delta p_{max}}\right)^{\frac{2}{3}} = \sqrt[3]{\left(\frac{\Delta p_0}{\Delta p_{max}}\right)^2} \quad \text{Gleichung 7}$$

ableiten. Wird dieser Zusammenhang auf den gemessenen Nulldruckverlauf angewandt, so resultiert der in Abbildung 35 dargestellte Volumenstromverlauf.

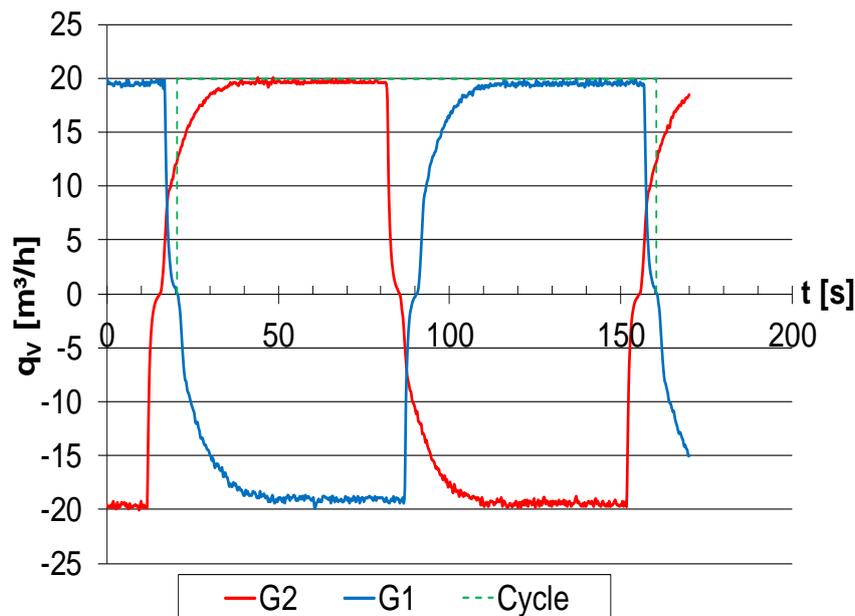


Abbildung 35: Volumenstromverlauf mit Nulldruckmethode

Zu erkennen ist hierbei, dass der Verlauf wesentlich homogener ist. Dies ist auf die dem Betrag nach größeren Drücke zurückzuführen, die von den Drucksensoren besser aufgelöst werden können, sowie auf die Unabhängigkeit von Turbulenzen des Ventilators am Ort der Messung.

Die bei diesem Beispiel durch Integration ermittelte mittlere Reduktion des Volumenstromes ist mit einem Faktor von 0,86 etwas geringer, die ermittelte Disbalance mit 3 % gleich groß als bei der offenen Staudruckmessung. Da bei dem Nulldruckverfahren die gemessenen Drücke dem Betrag nach größer und damit weniger unsicher sind, ist diese Methode insbesondere bei kleinen Gerätestufen als zuverlässiger zu betrachten.

### 3.3. Prüfverfahren für thermodynamische Kennwerte

#### 3.3.1. Relevante Kennwerte

Ziel der Bestimmung von thermodynamischen Kennwerten soll die Vergleichbarkeit von Geräten sowohl gleichen Typs untereinander, als auch mit Geräten anderen Typs unter gleichen, normierten Randbedingungen sein.

Wesentlicher thermodynamischer Kennwert ist hierbei das zuluftseitige Temperaturverhältnis als Maß für die Wärmerückgewinnung:

$$\eta_{\theta,su} = \frac{\theta_{22} - \theta_{21}}{\theta_{11} - \theta_{21}} \quad \text{Gleichung 8}$$

Gemessen wird hier die mittlere Zulufttemperatur  $\theta_{22}$  bei definierten Innenbedingungen  $\theta_{11}$  (Ablufttemperatur) und Außenbedingungen  $\theta_{21}$  (Außenlufttemperatur).

Ein weiterer Kennwert ist das fortluftseitige Temperaturverhältnis:

$$\eta_{\theta,ex} = \frac{\theta_{11} - \theta_{12}}{\theta_{11} - \theta_{21}} \quad \text{Gleichung 9}$$

Gemessen wird hier die mittlere Fortlufttemperatur  $\theta_{12}$  bei definierten Innenbedingungen  $\theta_{11}$  (Ablufttemperatur) und Außenbedingungen  $\theta_{21}$  (Außenlufttemperatur).

Das zuluftseitige Temperaturverhältnis ist anschaulich ein Indikator dafür, wieviel Energie der Außenluft zugeführt wird, bevor sie als Zuluft in den Raum eintritt. Das Fortluftseitige Temperaturverhältnis ist ein Indikator, wieviel Energie der Abluft entzogen wird, bevor sie das Gebäude verlässt. Bei einem ideal isolierten Wärmeübertrager ohne Ventilatoren sind beide Werte gleich (Energiebilanz gleich Null). Je schlechter die Dämmung des Gerätes ist, d.h. je mehr Wärme aus der Umgebung in das Gerät strömen kann und je mehr Energie die Ventilatoren in das System bringen, größer wird die Differenz der beiden Kennwerte.

Bei kontinuierlich arbeitenden dezentralen Geräten werden diese Werte nach der EN 13141-8 gemessen. Die Messunsicherheit dieses Verfahrens liegt unter 3 %. Folgende Messbedingungen sind in der EN 13141-8 definiert:

Tabelle 9: Prüfbedingungen der EN 13141-8, Tabelle 2

Art der Anwendung		Temperaturbedingungen °C			
		Normprüfung			Frostprüfung <sup>a</sup>
Nummer des Punktes		1	2	3	4
Kategorie des Wärmeübertragers	I	verbindlich	optional	optional	optional
	II	verbindlich	verbindlich	optional	optional
<b>Abluft</b>					
Temperatur	$\theta_{11}$	+20	+20	+20	+20
Feuchtkugeltemperatur	$\theta_{w11}$	+12	+15	+12	+10
<b>Außenluft</b>					
Temperatur	$\theta_{21}$	+7	+2	-7	-15
Feuchtkugeltemperatur	$\theta_{w21}$	-	+1	-8	-
<sup>a</sup> Zusätzliche Prüfung für kalte Klimate.					

Bei Messpunkt 1 handelt es sich also um einen „trockenen“ Messpunkt, bei dem keine Kondensation und auch keine Feuchterückgewinnung auftritt. Diese Bedingungen werden im Folgenden mit **A7** bezeichnet.

Bei Messpunkt 2 handelt es sich um einen „feuchten“ Messpunkt. Die Bedingungen sind so gewählt, dass bei Rekuperatoren in jedem Fall Kondensation und bei Regeneratoren Feuchterückgewinnung stattfindet. Diese Bedingung wird im Folgenden mit **A2** bezeichnet.

Die Messpunkte 3 und 4 spielen in der Regel keine Rolle, da hier aufgrund fortschreitender Vereisung des Wärmeübertragers keine stationären Punkte gemessen werden können. Der Messpunkt 4 wird oft

als Kondition für die Beurteilung der Frostschutzstrategie herangezogen. Thermische Kennwerte werden aber auch bei diesem Punkt aufgrund der Vereisung des Wärmeübertragers nicht gemessen.

### 3.3.1.1. **ErP**

Für die Bewertung nach ErP wird das zuluftseitige Temperaturverhältnis beim Referenzvolumenstrom unter den Bedingungen des Punktes 1 der EN 13141-8 gemessen. Bei diesem Punkt handelt es sich um einen trockenen Messpunkt, bei dem keine Kondensation und auch keine Feuchterückgewinnung auftritt. [11]

### 3.3.1.2. **DIBt**

Die Bewertung nach DIBt basiert ebenfalls auf dem zuluftseitigen Temperaturverhältnis basierend auf der internen Prüfvorschrift LÜ-A 22-2.1. Für die Bewertung wird zusätzlich zum Punkt 1 auch der Punkt 2 der EN 13141-8 herangezogen. [8]

Dieses Vorgehen soll dem Umstand Rechnung tragen, dass Wärmeübertrager mit hohem trockenem Wärmerückgewinnungsgrad oft einen schlechteren Wert bei Kondensatbildung aufweisen und umgekehrt. Die Messung nach DIBt erfolgt bei drei Volumenströmen:  $q_{Vd}$  (maximal deklariertes Volumenstrom),  $0,7 \times q_{Vd}$  (Referenzvolumenstrom) und  $q_{Vmin}$  (minimal deklariertes Volumenstrom).

Aus dem mittleren zuluftseitigen Temperaturverhältnis bei Referenzvolumenstrom wird durch Abschläge in Abhängigkeit der Leckage, der Gehäusedämmung sowie des Frostschutzes der Wärmebereitstellungsgrad nach DIBt gebildet, der in der bauaufsichtlichen Zulassung ausgewiesen wird.

Bis ca. 2016 wurden die Messungen nach der internen Prüfvorschrift LÜ-A 20 durchgeführt. Hierbei wurden thermodynamische Messungen bei drei von der EN 13141-8 verschiedenen Luftbedingungen durchgeführt:

*Tabelle 10: Messbedingungen LÜ-A 20*

Messpunkt	Prüfbedingung	Außenluft	Abluft
A10	DIBt feucht	10°C/80%r.F.	21°C/56%r.F.
A4	DIBt feucht	4°C/80%r.F.	21°C/46%r.F.
A-3	DIBt feucht	-3°C/80%r.F.	21°C/36%r.F.

### 3.3.1.3. **PHI**

Die Bewertung nach PHI basiert auf dem fortluftseitigen Temperaturverhältnis bei trockenen Bedingungen. Die Messung erfolgt abweichend zur EN 13141-8 bei 21 °C Ablufttemperatur und 4 °C Außenlufttemperatur bei einem oder mehreren Volumenströmen in Abhängigkeit des Einsatzbereiches. [9, 10]

## 3.4. Überblick über die bekannten Messverfahren

### 3.4.1. Stand der Anwendung

Für die Ermittlung der thermodynamischen Kennwerte für alternierende Lüftungsgeräte kann das Verfahren für die kontinuierlichen Geräte nicht angewandt werden. Es sind dafür drei alternative Verfahren bekannt:

- direktes Verfahren

- Spülluftverfahren
- kalorisches Verfahren

Die Verfahren haben unterschiedliche Vor- und Nachteile. Die Anwendbarkeit der Verfahren ist in der folgenden Tabelle dargestellt:

Tabelle 11: Anwendbarkeit der bekannten Prüfverfahren

	Direkt	Spülluft	Kalorisch
Unabhängig von Geräteeigenschaften	-	+	+
Fortluftseitiges Temperaturverhältnis	+	+	0
Temperaturverhältnis feuchter Messpunkte	+	+	-
Feuchterückgewinnung	-	+	-
Verwendung gleicher Messtechnik wie bei kontinuierlich arbeitenden Geräten	0	+	-

Verbreitete Anwendung findet momentan das direkte Verfahren sowie das Spülluftverfahren. Für diese Verfahren liegen auch Vergleichsmessungen aus einem vom DIBt initiierten Ringversuch vor. Hier wurde ein Gerät von drei Prüfstellen geprüft [12]. Der Schwerpunkt der Untersuchungen liegt daher auf dem Vergleich dieser beiden Verfahren.

#### 3.4.1.1. **Direktes Verfahren nach EN 13141-8**

Das direkte Verfahren wird in der EN 13141-8 beschrieben. Hier wird versucht, die mittlere Austrittstemperatur der Zuluft zu messen, indem schnell reagierende Temperaturfühler direkt am Luftaustritt platziert werden. Bei dem vom DIBt durchgeführten Ringversuch lag die Vergleichsunsicherheit bei diesem Verfahren bei ca. 3,7 %. [12, Tabelle 10]

#### 3.4.1.2. **Spülluftverfahren nach DIBt**

Für die Zulassungsprüfung nach DIBt findet ein indirektes Verfahren Anwendung, das als Spülluftverfahren bezeichnet wird. Hierbei wird das mittlere zuluftseitige Temperaturverhältnis sowie die Feuchterückgewinnung durch eine Vergleichsmessung der Ein- und Austrittstemperaturen in einem Bilanzraum (Spülluftkammern) einmal im Lüftungsbetrieb ohne Wärmerückgewinnung und einmal im instationären Betrieb mit Wärmerückgewinnung bestimmt.

Bei dem vom DIBt initiierten Ringversuch lag die Vergleichsunsicherheit für dieses Verfahren bei 2,1 % [12, Tabelle 8].

#### 3.4.1.3. **Kalorisches Verfahren**

Beim kalorischen Verfahren handelt es sich um ein enthalpisches Verfahren. Hierbei wird die zur Konstanthaltung einer Luftbedingung im Bilanzraum benötigte Energie gemessen. Diese Energie wird normalerweise einmal für den Basiszustand ohne Wärmerückgewinnung und einmal für den Betriebszustand mit Wärmerückgewinnung gemessen und ins Verhältnis gesetzt. Das Verfahren wurde zu Beginn für die DIBt-Zulassung angewandt. Da hierbei nur die Enthalpierückgewinnung und nicht die Temperaturerhöhung und Feuchterückgewinnung getrennt ausgewiesen werden konnten, wurde es durch das Spülluftverfahren ersetzt. Erfahrungen zur Vergleichsunsicherheit liegen hierfür nicht vor.

### 3.4.1.4. Probleme bei der Ermittlung der energetischen Kennwerte

Neben der bereits erwähnten Inhomogenität am Austritt ist bei der thermischen Prüfung insbesondere die zeitliche Homogenität der Luftbedingungen am Eintritt der Geräte zu beachten. Bei undefinierten Luftströmungen besteht die Gefahr, dass die Ansaugbedingungen nicht der gewünschten Luftkondition entsprechen.

## 3.4.2. Direktes Verfahren nach EN 13141-8

### 3.4.2.1. Prinzip und Aufbau

Beim direkten Verfahren wird versucht, die mittlere Austrittstemperatur des Gerätes durch Platzierung von Temperaturfühlern unmittelbar am Geräteaustritt zu messen. Diese Messung kann sowohl auf der Innen- als auch auf der Außenseite stattfinden.

Um eine repräsentative Mitteltemperatur messen zu können, müssen dafür mehrere Fühler verwendet werden. Hierbei besteht das Problem der Trägheit der Fühler bzw. der Datenerfassung, als auch einer unter Umständen stark inhomogenen Temperatur und Geschwindigkeitsverteilung am Austritt des Gerätes, die eine Ermittlung der tatsächlichen Mitteltemperatur erschwert. In der Norm sind hierzu keine Hinweise für die Anbringung der Fühler und die zulässige Abweichung der Fühler zueinander gegeben.

Für die Messung wird das Gerät zwischen zwei Klimakammern aufgebaut. Dabei ist zu beachten, dass es bei ungünstigen Bedingungen (hohe undichte Kammern) zu einer Überlagerung der Ventilator Kennlinie mit einer thermischen Abtriebsströmung kommen kann, die in der Regel zur einem erhöhten Zu- und verminderten Abluftvolumenstrom führt. Dies ist der Fall, wenn die Klimakammern Leckagen gegeneinander mit großer Höhendifferenz aufweisen. Ein grundsätzlicher Zusammenhang ist in folgendem Diagramm für zwei Raumhöhen und einer Innentemperatur von 20 °C dargestellt:

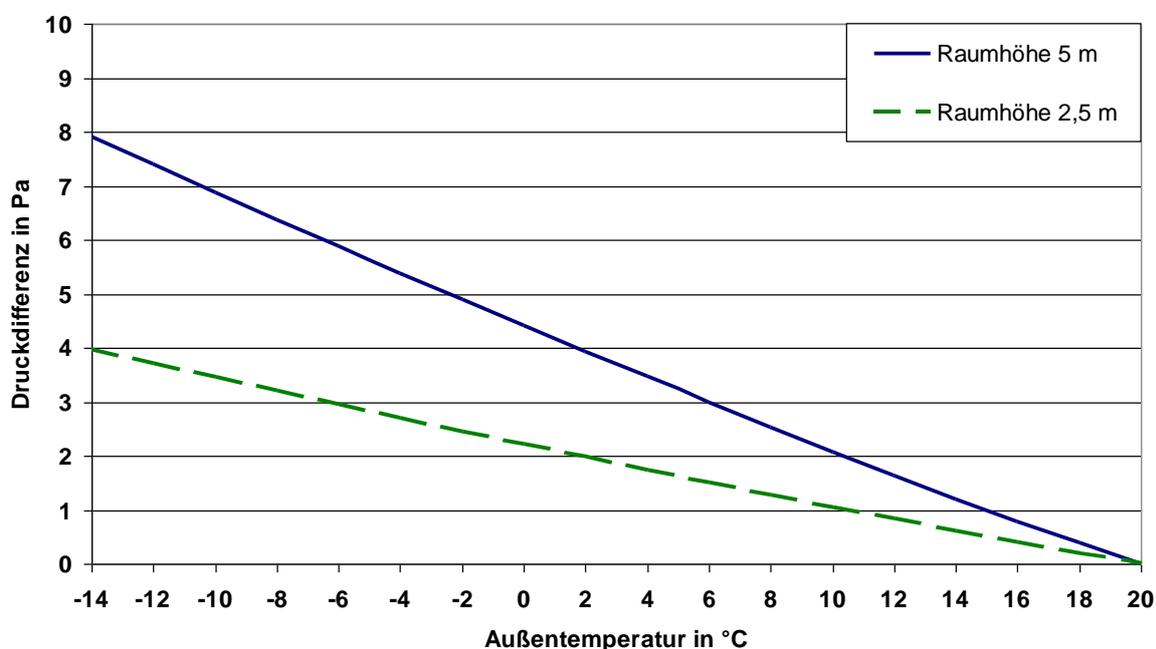


Abbildung 36: Druckdifferenz aufgrund der thermischen Säule eines Raumes in Abhängigkeit der Außentemperatur [7]

Aufgrund der sehr flachen Kennlinien der eingesetzten Ventilatoren sind diese Druckunterschiede, die zu Verschiebung der Balance führen, insbesondere bei kleinen Ventilatorstufen nicht zu

vernachlässigen. Die Höhe und Leckage der Kammern ist daher zu begrenzen, ein solche Begrenzung fehlt in der Norm.

Auch die Strömung in der Klimakammer kann die Messung beeinflussen. Je nachdem wie schnell die ausgeblasene Luft durch neue konditionierte Luft ersetzt wird, wird ein Teil der ausgestoßenen Luft wieder eingesaugt. Daneben sind auch Kurzschlussströme zwischen den Geräten nicht klar ausgeschlossen. Hier wäre die Empfehlung eines Deflektors zwischen den Luftsträngen notwendig.

### 3.4.2.2. *Messung und Auswertung*

Das zuluftseitige Temperaturverhältnis wird nach EN 13141-8 für alle Gerätearten wie folgt berechnet:

$$\eta_{\theta,su} = \frac{\theta_{22} - \theta_{21}}{\theta_{11} - \theta_{21}} \cdot \frac{q_{m22}}{q_{m11}} \quad \text{Gleichung 10}$$

Die Auswertung für alternierende Geräte erfolgt bei der direkten Methode analog zur Auswertung von kontinuierlich arbeitenden Geräten mit dem Unterschied, dass die mittlere Zulufttemperatur  $\theta_{22}$  als Mittelwert aus dem dynamischen Verlauf der Zulufttemperatur ermittelt wird.

Werden die gemessenen Temperaturverläufe in einem Diagramm dargestellt, ergibt sich beispielhaft folgender Verlauf:

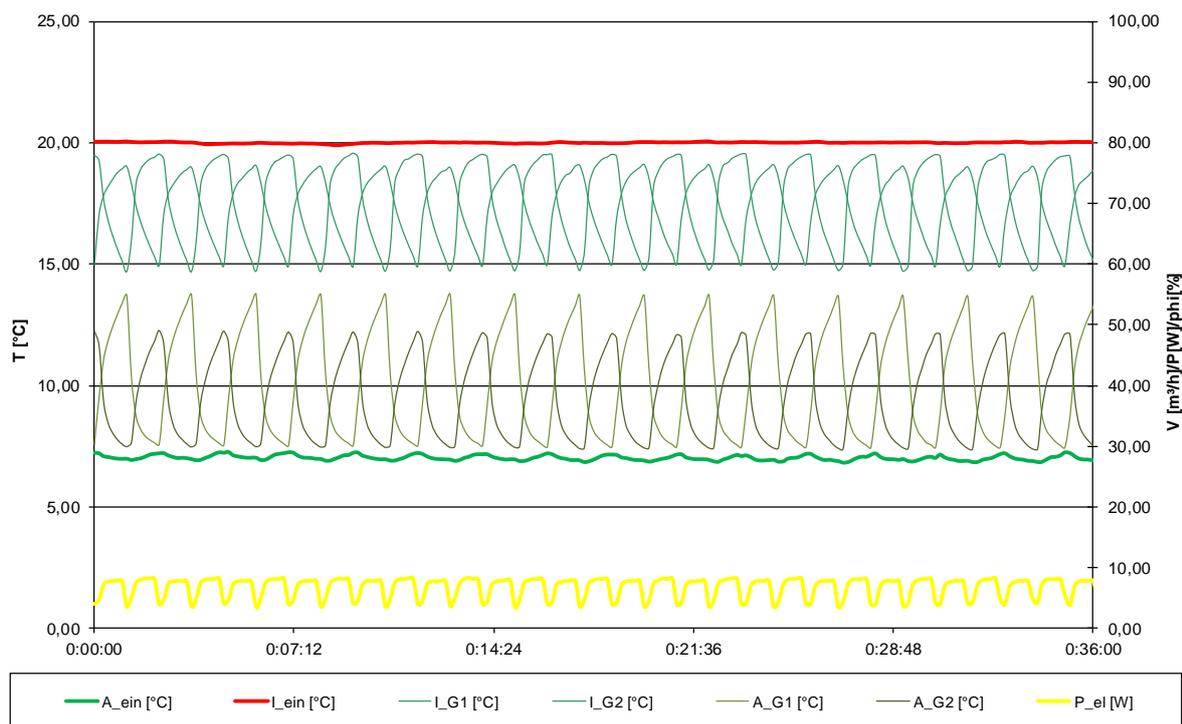


Abbildung 37: Beispielhafter am Gerät gemessener Temperaturverlauf im alternierenden Betrieb

Dargestellt sind hier folgende Messgrößen:

- A\_ein - Temperatur auf der Außenseite (7 °C)
- L\_ein - Temperatur auf der Innenseite (20 °C)
- I\_G1 - Temperaturverlauf Innenseite Gerät 1
- I\_G2 - Temperaturverlauf Innenseite Gerät 2

- A\_G1 - Temperaturverlauf Außenseite Gerät 1
- A\_G2 - Temperaturverlauf Außenseite Gerät 2
- P\_el - Elektrische Leistungsaufnahme

Die Umschaltzeit sowie die steigenden und fallenden Flanken der Temperaturen am Gerät sind deutlich erkennbar. Ferner ist bei diesem Beispiel erkennbar, dass der Verlauf von dem theoretisch erwarteten sägezahnartigen Verlauf abweicht. Dies ist neben der Trägheit der Fühler auch auf die Wärmekapazitäten der den Durchtritt umgebenden Massen (Hauben, Wand) zurückzuführen. Außerdem ist bei dieser Messung eine Asymmetrie der Temperaturverläufe insbesondere auf der Außenseite zwischen Gerät 1 und Gerät 2 zu erkennen, die auf eine Asymmetrie der Strömung oder der Fühlerverteilung hindeutet.

Laut Norm wird nun zur Ermittlung der mittleren Zulufttemperatur jeweils der fallende Verlauf der Temperatur auf der Innenseite als aktuelle Zulufttemperatur interpretiert und daraus ein Mittelwert gebildet. Entsprechend wird auf der Außenseite jeweils der steigende Verlauf der Temperatur als aktuelle Fortlufttemperatur interpretiert und ein Mittelwert gebildet. Dies ist in folgendem Diagramm zusätzlich eingezeichnet:

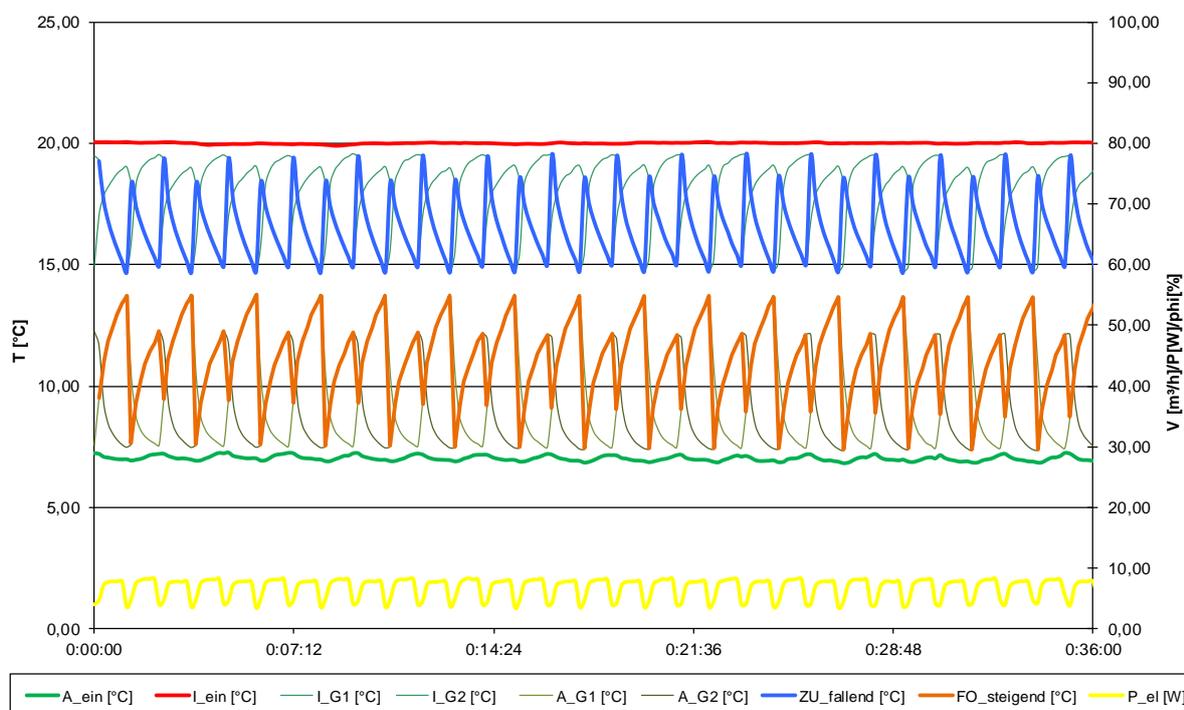


Abbildung 38: Auswertung der fallenden Flanken der Zuluft und steigenden Flanken der Fortluft

Dargestellt sind hier folgende zusätzliche Größen über der Zeit:

- ZU\_fallend [°C]: Aktuelle Zulufttemperatur gebildet aus der jeweils fallenden Flanke von G1 oder G2
- FO\_steigend [°C]: Aktuelle Fortlufttemperatur gebildet aus der jeweils steigenden Flanke von G1 oder G2

Aus dem dynamischen Verlauf von ZU\_fallend wird hierbei über eine ganze Anzahl von Zyklen ein Mittelwert gebildet und dieser als  $\Theta_{22}$  in die Formel zur Berechnung des zuluftseitigen Temperaturverhältnisses eingesetzt.

Da jeweils nur fallenden Flanken der Temperaturen auf der Zuluftseite bzw. die steigenden Flanken auf der Fortluftseite ausgewertet werden, wirkt sich jede Fühlerträgheit derart aus, dass die gemessene Temperatur der tatsächlichen Lufttemperatur nur mit Verzögerung folgt und deren Endwert nie erreicht. Auf der Zuluftseite heißt dies, dass die gemessene Temperatur immer wärmer ist als die tatsächliche Temperatur und das gemessene Temperaturverhältnis dadurch tendenziell zu hoch ist. Auf der Fortluftseite hingegen ist die gemessene Temperatur immer niedriger als die Lufttemperatur und das gemessene Temperaturverhältnis ebenfalls tendenziell zu hoch.

Bei den dargestellten Temperaturen am Gerät handelt es sich jeweils um Mittelwerte der fünf verwendeten Fühler.

Die Durchtrittstemperaturen wurden in diesem Beispiel mit gleichmäßig über dem Querschnitt angebrachten Thermoelementen mit geringer Trägheit gemessen.

Wird der Verlauf der Einzelfühler aufgetragen, so ergibt sich im Beispiel auf der Innenseite folgender Verlauf für Gerät 1:

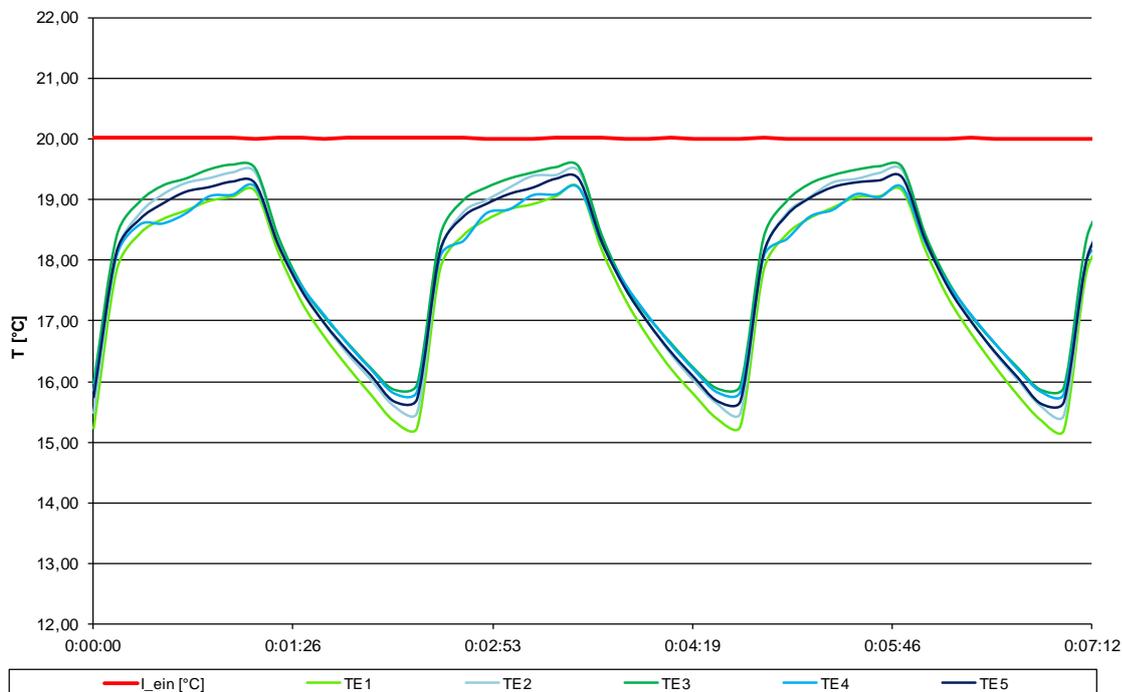


Abbildung 39: Verlauf der innenseitigen Einzelfühler bei Gerät 1

Dargestellt sind hier fünf gemessene Durchtrittstemperaturen TE1...TE5 über der Zeit für Gerät 1. Bei den an Gerät 2 angebrachten Thermoelementen ergibt sich ein ähnliches Bild:

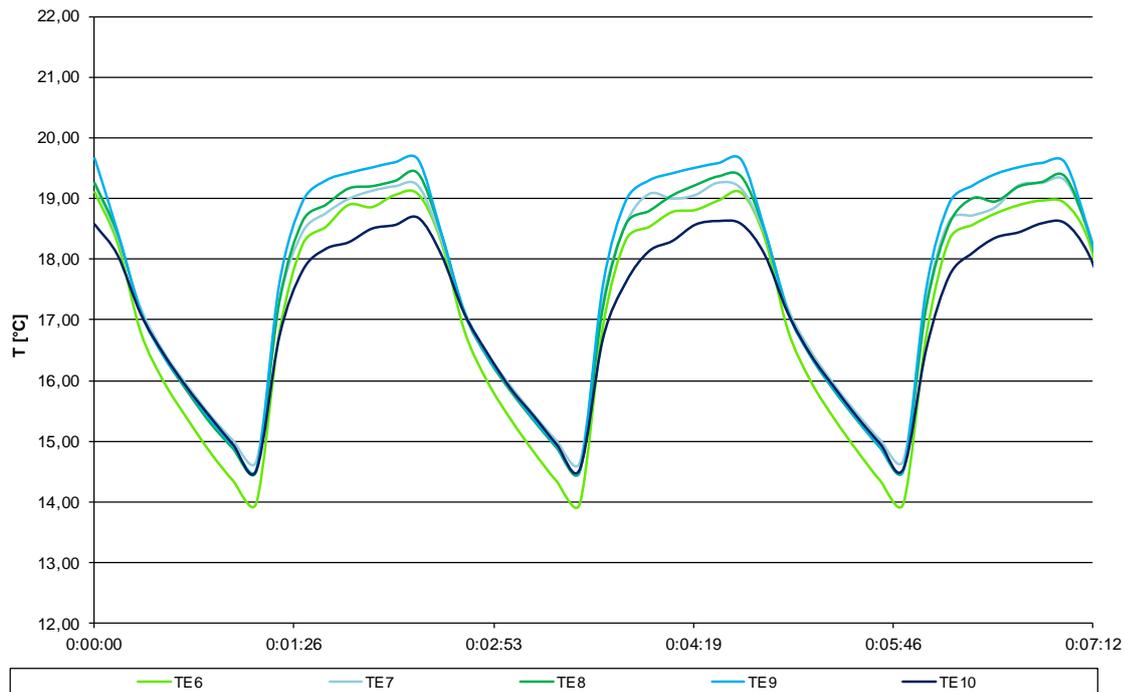


Abbildung 40: Verlauf der innenseitigen Einzelfühler bei Gerät 2

Erkennbar sind jedoch in beiden Fällen Differenzen zwischen den Temperaturverläufen in der Größenordnung von ca. 1 K, was die Messunsicherheit der verwendeten Fühler von 0,2 K deutlich übersteigt.

Wesentlich größer sind die Differenzen bei folgender Messung an einem anderen Gerät:

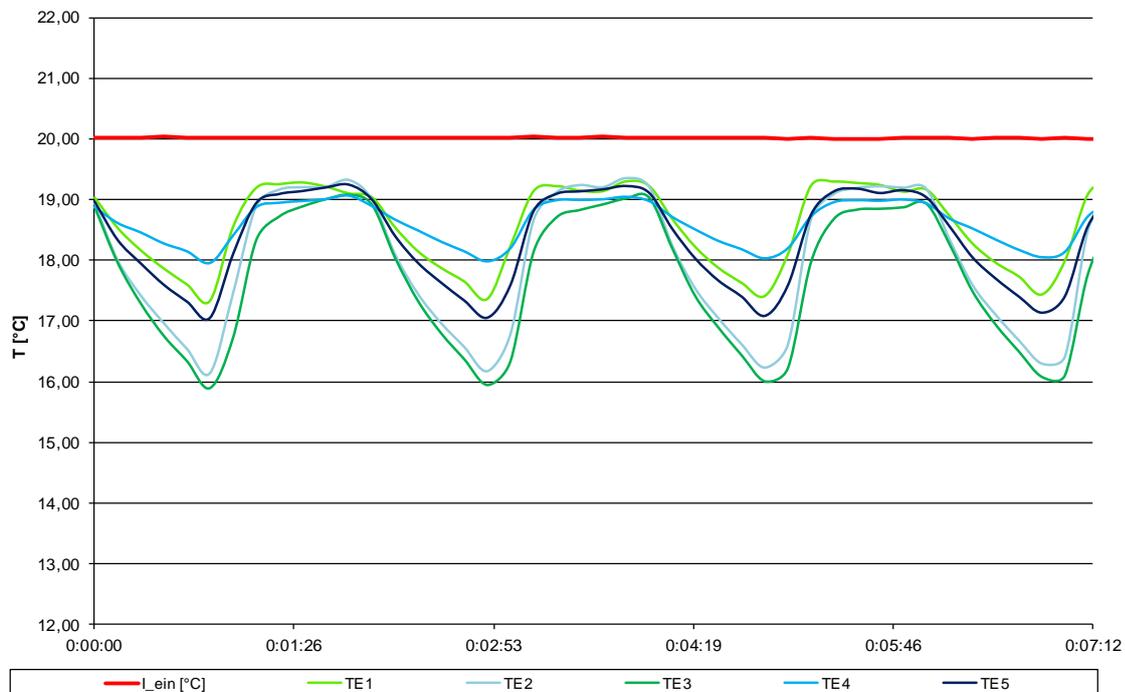


Abbildung 41: Beispielhafter Verlauf der innenseitigen Einzelfühler bei anderem Gerät

Bei diesem Gerät waren ebenfalls fünf Thermoelemente gleichmäßig über dem Querschnitt verteilt. Allerdings hat dieses Gerät einen radialen allseitigen, impulsarmen Auslass, was anscheinend zu größeren Inhomogenitäten führt.

Die maximale Differenz der Einzelfühler bzw. deren könnte als Qualitätskriterium für die Messung der Mitteltemperatur bzw. die Standardabweichung für die Berechnung der Messunsicherheit herangezogen werden:

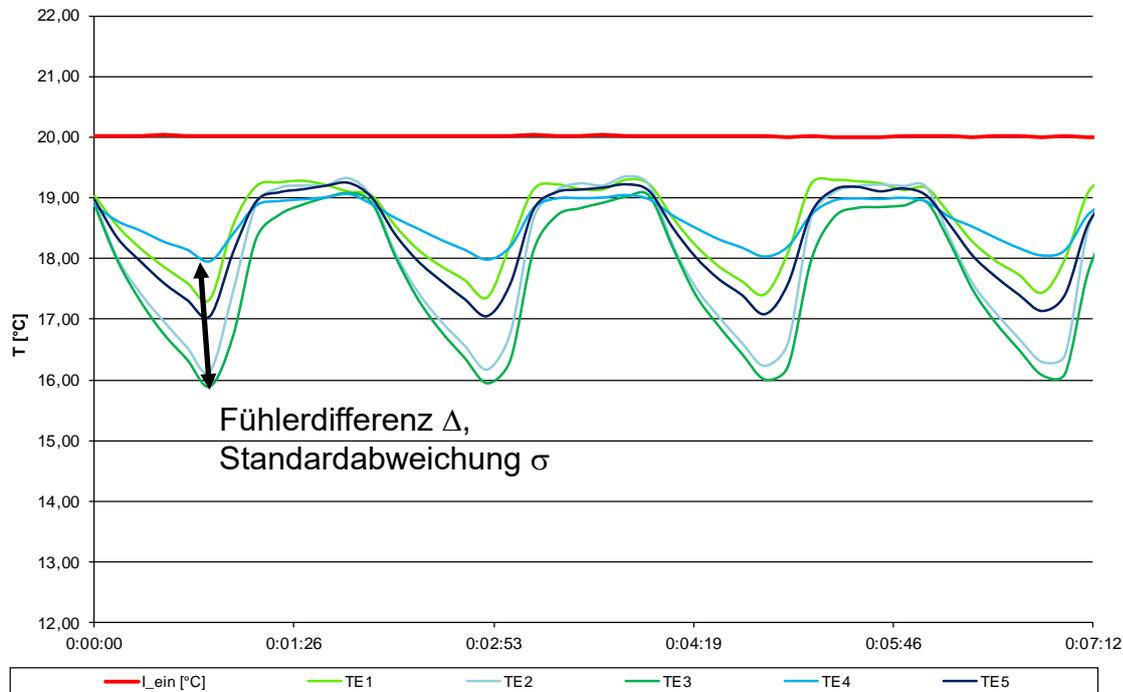


Abbildung 42: Kriterien für die Unsicherheit der Messung

Je kleiner diese Differenz ist, desto sicherer kann man die Mitteltemperatur und damit das zuluftseitige Temperaturverhältnis messen, je größer die Differenz, desto unsicherer ist die Messung.

### 3.4.2.3. **Zusätzliche Messunsicherheit aufgrund inhomogener Temperatur**

Im Vergleich zur Messung von kontinuierlichen Geräten mit den eingeführten Verfahren und den damit verbundenen Messunsicherheiten für das zuluftseitige Temperaturverhältnis liegen zusätzliche Messunsicherheiten beim direkten Verfahren hauptsächlich in der Messung der mittleren Zulufttemperatur. Diese können wie folgt abgeschätzt werden:

Der Empfindlichkeitskoeffizient für den Messunsicherheitsbeitrag der Zulufttemperatur nach GUM [13] ist die partielle Ableitung der Gleichung für das Temperaturverhältnis nach der Zulufttemperatur:

$$c_{\theta_{22}} = \frac{\partial \eta_{\theta, SU}}{\partial \theta_{22}} = \frac{1}{\theta_{11} - \theta_{21}} \quad \text{Gleichung 11}$$

Für die Kondition A7 beträgt dieser Koeffizient

$$c_{\theta_{22}} = \frac{1}{(20^{\circ}\text{C} - 7^{\circ}\text{C})} = \frac{1}{13\text{K}} \quad \text{Gleichung 12}$$

für die Kondition A2 beträgt dieser Koeffizient

$$c_{\theta_{22}} = \frac{1}{(20^{\circ}\text{C} - 2^{\circ}\text{C})} = \frac{1}{18\text{K}} \quad \text{Gleichung 13}$$

Die Messunsicherheit der Zulufttemperatur setzt sich zusammen aus der Messunsicherheit der verwendeten Temperaturfühler, sowie der Messunsicherheit der Mitteltemperatur aufgrund des inhomogenen Temperaturfeldes.

Eine typische Messunsicherheit für die Temperaturfühler liegt bei

$$u_{\theta} = \pm 0,2\text{K} \quad \text{Gleichung 14}$$

Wird für die Messunsicherheit der Mitteltemperatur die Standardabweichung der Einzelfühler  $\sigma_{\theta_{22}}$  herangezogen, kann der Beitrag zur Messunsicherheit des zuluftseitigen Temperaturverhältnisses aufgrund der Messung der Zulufttemperatur wie folgt berechnet werden:

$$u_{\eta_{\theta,SU,T}} = \sqrt{(c_{\theta_{22}} \cdot u_{\theta})^2 + (c_{\theta_{22}} \cdot \sigma_{\theta_{22}})^2} \quad \text{Gleichung 15}$$

Für eine Standardabweichung von fünf Temperaturfühler am Austritt des Gerätes auf der Zuluftseite  $\sigma_{\theta_{22}} = 0,5\text{K}$  von bei der Kondition A7 beträgt die daraus resultierende zusätzliche Messunsicherheit des zuluftseitigen Temperaturverhältnisses beispielsweise

$$u_{\eta_{\theta,SU,T}} = \sqrt{\left(\frac{1}{13\text{K}} \cdot 0,2\text{K}\right)^2 + \left(\frac{1}{13\text{K}} \cdot 0,5\text{K}\right)^2} = 4,1\% \quad \text{Gleichung 16}$$

Diese zusätzliche Messunsicherheit kann prinzipiell für jeden Messpunkt angegeben werden.

#### 3.4.2.4. **Möglichkeiten und Grenzen der Anwendung**

Mit dem direkten Verfahren ist es möglich, sowohl zu- als auch fortluftseitige Temperaturänderungsgrade zu messen. Mit bislang bekannten Feuchtesensoren ist es aufgrund der Trägheit jedoch nicht möglich einen Feuchterückgewinnungsgrad zu bestimmen.

Liegt eine homogene Temperaturverteilung am Austritt des Gerätes vor, so können mit dieser Methode sinnvolle und reproduzierbare Werte gemessen werden. Um hier vergleichbare Grundlagen zu schaffen, müsste etwa die Anzahl und die zulässige Abweichung der Fühler untereinander in Kriterium für die Verwendbarkeit der Messung definiert werden. Ein Vorschlag wäre, die Mindestanzahl der zu verwendeten Fühler auf fünf festzulegen. Diese sollten gleichmäßig über dem Querschnitt verteilt werden. Anschließend könnte der Messunsicherheitsbeitrag durch die Fühlerstreuung für die Gültigkeit der Messung herangezogen werden. Ein sinnvoller Grenzwert für den Unsicherheitsbeitrag aufgrund der Inhomogenität der Temperaturmessung sollte unter 3 % liegen.

### 3.4.3. Spülluftverfahren

#### 3.4.3.1. Prinzip

Um die Inhomogenitäten am Austritt der Geräte zu eliminieren, wird bei der Spülluftmethode die aus dem Gerät austretende Luft mit so weit verwirbelt, dass ein homogener mittlerer Luftzustand gemessen werden kann. Zur Verwirbelung wird ein zusätzlicher externer Spülluftstrom überlagert. Der Zustand des gemischten Luftstromes ist dann homogen und kann mit der von kontinuierlich arbeitenden Geräten bekannten Technik gemessen werden.

Der Spülluftstrom hat die Kondition des Luftzustandes, der durch das Gerät auf der jeweiligen Seite angesaugt werden soll. Um Kurzschlussströme zwischen den beiden Gerätesträngen zu vermeiden, muss der Spülluftvolumenstrom immer größer als der Gerätevolumenstrom sein. Wird der Spülluftvolumenstrom auf den Gerätevolumenstrom bezogen und definiert dies als Spülluftstromverhältnis, so muss dies immer größer eins sein.

Zur Messung des Temperaturverhältnisses werden beim Spülluftverfahren zwei Messungen durchgeführt. Bei der ersten Messung läuft das Gerät im Lüftungsbetrieb ohne Wechsel der Lüftrichtung. In dieser Betriebsart findet keine Wärmerückgewinnung mit Hilfe des Wärmespeichers statt. Diese Messung wird als **stationäre Messung** bezeichnet. Das Ergebnis der dabei gemessenen Mischlufttemperatur ist der Basiswert für die Bestimmung des Wärmebereitstellungsgrades. Bei der zweiten Messung alternieren die Luftströme, so dass die Wärmerückgewinnung durch den Wärmespeicher aktiviert wird. Diese Messung wird als **instationäre Messung** bezeichnet.

Das Temperaturverhältnis am Austritt des Gerätes wird aus dem sich einstellenden Temperaturverhältnis des Mischluftstromes berechnet.

Für das zuluftseitige Temperaturverhältnis lautet die Formel:

$$\eta_{Zu} = \frac{T_{IA,instat} - T_{IA,stat}}{T_{IE} - T_{IA,stat}} \quad \text{Gleichung 17}$$

$\eta_{Zu}$	- zuluftseitiges Temperaturverhältnis
$T_{IE}$	- Temperatur Innenkammer Eintritt (= Abluftkondition)
$T_{IA,stat}$	- Temperatur Innenkammer Austritt stationär
$T_{IA,instat}$	- Temperatur Innenkammer Austritt instationär

Für das fortluftseitige Temperaturverhältnis lautet die Formel entsprechend:

$$\eta_{Zu} = \frac{T_{AA,instat} - T_{AA,stat}}{T_{AE} - T_{AA,stat}} \quad \text{Gleichung 18}$$

$\eta_{FO}$	- fortluftseitiges Temperaturverhältnis
$T_{AE}$	- Temperatur Außenkammer Eintritt (= Außenluftkondition)
$T_{AA,stat}$	- Temperatur Außenkammer Austritt stationär
$T_{AA,instat}$	- Temperatur Außenkammer Austritt instationär

Das so gemessene Temperaturverhältnis ist in der Theorie unabhängig vom Spülluftvolumenstrom.

### 3.4.3.2. Prüfaufbau

Um den aus dem Gerät austretenden Luftstrom reproduzierbar zu verwirbeln, wird das Gerät zwischen zwei differenzdrucklosen Luftkammern (Innenkammer und Außenkammer) eingebaut. Die Luftkammern werden mit einem Spülluftstrom durchströmt, der den Bedingungen für Ab- bzw. Außenluft entspricht. Die Spülluftkammern sind jeweils unterteilt in eine linke und eine rechte Hälfte, um einen geräteseitigen Kurzschluss zu verhindern. Das Gerät entnimmt je nach aktueller Wirkrichtung die Luft einer Teilkammer, und bläst sie in die danebenliegende Teilkammer ein. Der Spülluftstrom ist größer als der Gerätevolumenstrom, sodass eine Rückströmung in den Bilanzkammern ausgeschlossen werden kann.

Durch einen symmetrischen Aufbau soll sichergestellt werden, dass die beiden Kammern differenzdrucklos sind.

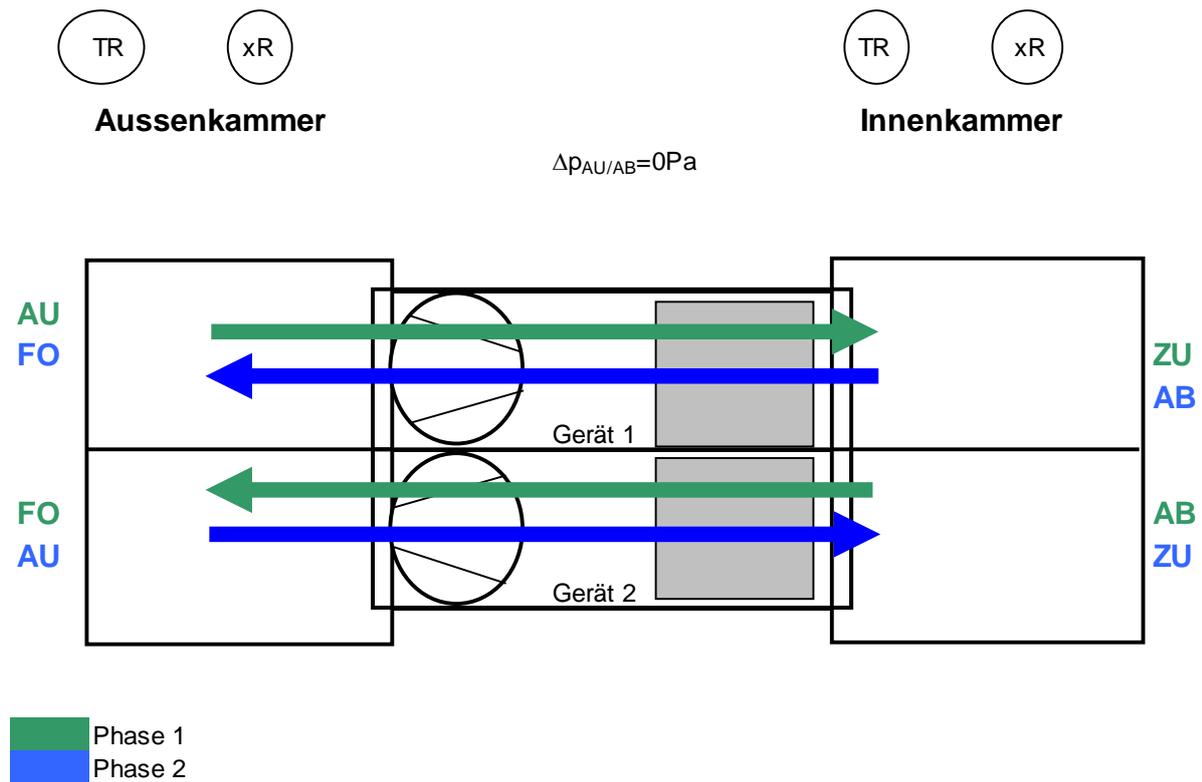


Abbildung 43: Aufbau Spülluftkammern (Ansicht von oben)

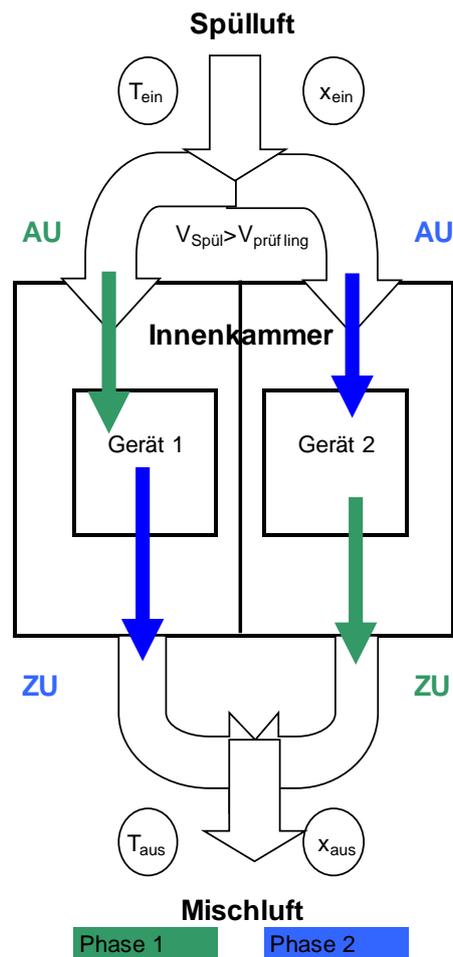


Abbildung 44: Spülluftstrom durch die Innenkammerkammer (Ansicht von vorne)

Durch den symmetrischen Aufbau von Luftverteiler und Luftsammler am Ein- und Austritt der Spülkammern soll sichergestellt werden, dass die eintretende Spülluft so aufgeteilt wird, dass auf der saugenden Seite des Gerätes immer genügend Luft mit der gewünschten Kondition (Innen- oder Außenluftzustand) für die Ansaugung durch das Gerät vorhanden ist. Ein weiterer Teil des Spülluftvolumenstrom wird mit dem austretenden Luftstrom auf der blasenden Seite des Gerätes gemischt. Dieser Luftstrom tritt als Mischluftstrom im Luftsammler wieder aus der Spülkammer aus.

Um den Spülluftstrom mit dem Geräteluftstrom zu vermischen, muss in den Kammern eine Luftführung mit Hilfe von Leitebenen stattfinden.

Die Größe der verwendeten Kammern sollte klein genug sein, so dass ein genügend großer Luftaustausch stattfindet. Im ersten Ansatz kann hier angenommen werden, dass pro Phase des Lüftungsgerätes die Kammerluft ein Mal getauscht werden sollte. Für Geräte der üblichen Größenordnung werden bei der Prüfstelle HLK Kammern mit einer Baugröße von  $H = 0,5 \text{ m}$ ,  $T = 0,5 \text{ m}$ ,  $B = 2 \times 0,5 \text{ m}$  (jeweils Innenmaße) verwendet.



Abbildung 45: Spülluftkammern der Prüfstelle HLK

Hierbei liegt die Luftwechselrate für einen Spülluftstrom von  $15 \text{ m}^3/\text{h}$  bei  $1/\text{min}$ . D. h. Es sollten mit diesen Kammern bei Geräten mit einer Umschaltzeit von  $60 \text{ s}$  keine Messungen mit einem Spülluftstrom kleiner  $15 \text{ m}^3/\text{h}$  durchgeführt werden.

Damit die Geräte sicher Luft mit der gewünschten Kondition ansaugen, muss die Spülluft während der Umschaltphase den Ansaugbereich vor dem Gerät von eingblasener Luft freispülen. Nimmt man für die Umschaltzeit als Mittel  $4 \text{ s}$  und für eine typische Höhe der Haube  $0,20 \text{ m}$  an, so sollte die Strömungsgeschwindigkeit der Spülluft am Gerät mindestens  $0,05 \text{ m/s}$  betragen. Dies muss durch die Strömungslenkung innerhalb der Spülkammer sichergestellt sein. Dazu ist in der Regel eine Querschnittsverengung im Bereich des Ansaugbereiches des Prüflings notwendig.

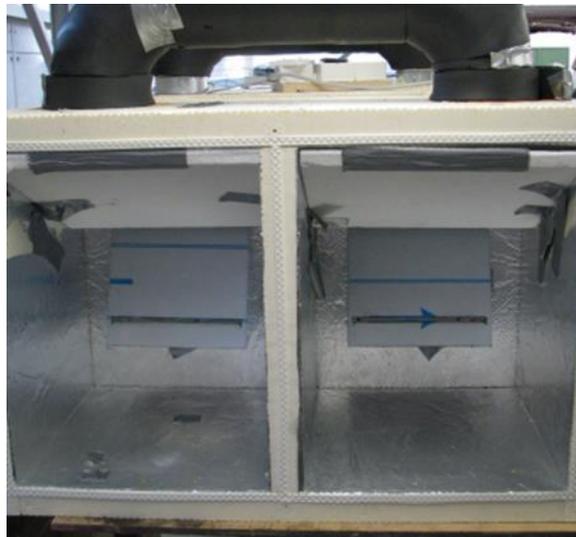


Abbildung 46: Luftlenkung des Spülluftstromes (Eintritt oben) hin zum Eintritt des Prüflings mit Strömungsverengung

Bei einem minimalen Spülluftstrom von  $15 \text{ m}^3/\text{h}$  müsste dazu der Strömungsquerschnitt am Prüfling auf eine Fläche von  $0,08 \text{ m}^2$  reduziert werden. Nutzt man hierfür die volle Breite der Kammer von  $2 \times 50 \text{ cm}$ , so würde dies bedeuten, dass dies bei einer Reduzierung des Spaltes auf  $8,4 \text{ cm}$  die Geschwindigkeit der Spülluft der Fall wäre.

Die Spülkammern bestehen aus Polystyrolplatten mit einer Dicke von 50 mm und einem Wärmeleitkoeffizient von  $\lambda = 0,03 \text{ W/mK}$ . Bei der Messung werden die Kammern jeweils in einer Umgebung platziert, die den Konditionen des Spülluftstromes entspricht. Dazu ist eine umschließende Doppelklimakammer notwendig. Dadurch spielt die Dämmung der Spülkammern eine untergeordnete Rolle.

Durch die geringe Bauhöhe sind Effekte eines thermischen Auftriebes zwischen den Kammern vernachlässigbar klein.

### 3.4.3.3. *Messung und Auswertung*

Der am Austritt aus den Spülluftkammern gemessene Temperaturverlauf ist beispielhaft im folgenden Diagramm dargestellt:

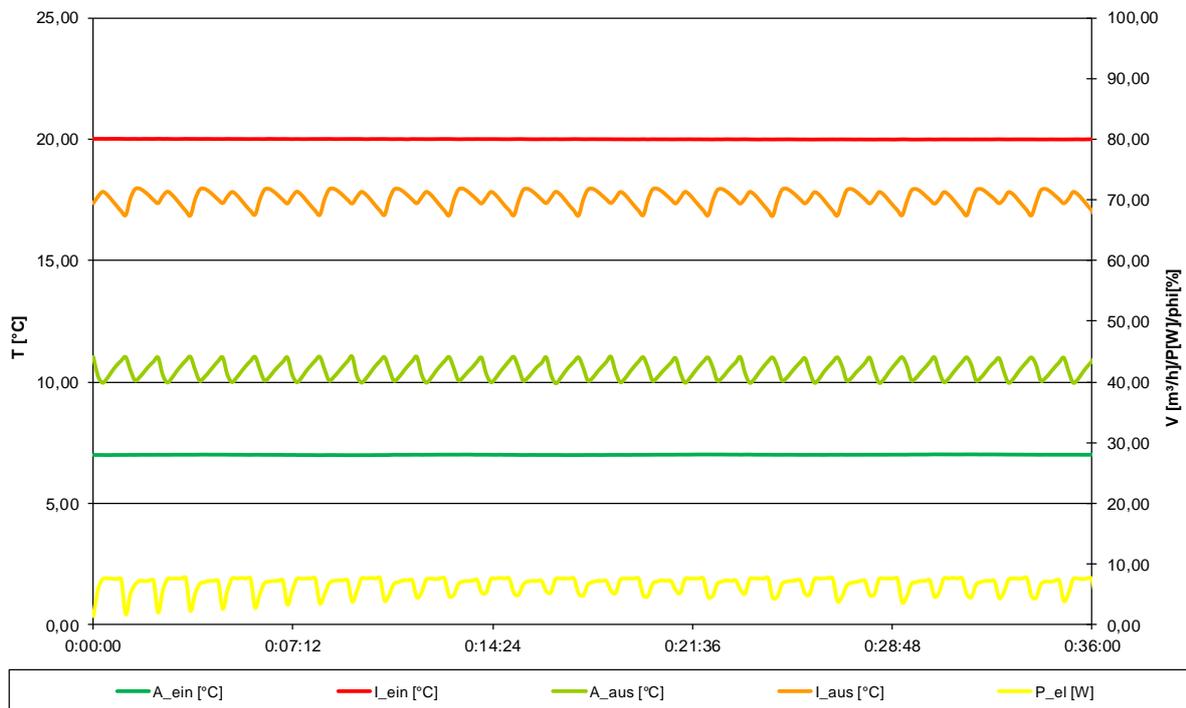


Abbildung 47: Typischer Temperaturverlauf des Spülluftstromes im alternierenden Betrieb

A_ein [°C]	Eintrittstemperatur Außenkammer (Außentemperatur)
L_ein [°C]	Eintrittstemperatur Innenkammer (Innentemperatur)
A_aus [°C]	Austrittstemperatur Außenkammer
L_aus [°C]	Austrittstemperatur Innenkammer
P_el [W]	Elektrische Leistungsaufnahme

Bei den Austrittstemperaturen der Spülluftkammer innen und außen ist auch hier noch der Verlauf des Wärmerückgewinnungszykluses zu erkennen. Allerdings sind die Temperaturverläufe gegenüber einer Messung direkt am Geräteaustritt stark gedämpft und periodisch schwingend. Damit spielt auch die Trägheit der Temperaturmessung nur eine untergeordnete Rolle, da ein über die Zeit gemittelter Wert gemessen wird.

### 3.4.3.4. *Einstellung des Spülluftvolumenstromes*

In der Theorie ist das gemessene Temperaturverhältnis mit der Spülluftmethode unabhängig vom Spülluftvolumenstrom, solange dieser größer ist als der Gerätevolumenstrom. Für die Spülung der Kammer und sichere Abführung des durch das Gerät eingebrachten Volumenstromes ist es jedoch sinnvoll, den Spülluftvolumenstrom so groß wie möglich zu wählen. Auf der anderen Seite werden mit steigendem Spülluftvolumenstrom die gemessenen Temperaturdifferenzen kleiner, und der daraus resultierende Messfehler größer. Als Erfahrungswert wird bei der Messung daher der Spülluftvolumenstrom auf den 1,2...2,0-fachen Wert des Gerätevolumenstroms eingestellt.

### 3.4.3.5. *Verfahrensvariante rechnerischer stationärer Zustand (Variante R)*

Wird das Spülluftverfahren genauer betrachtet, so ist zu erkennen, dass durch den Bezug auf die stationäre Messung die Energie des Ventilators, Wärmegewinn durch die Umgebung sowie interne Wärmerückgewinnung durch berührende Flächen nicht berücksichtigt wird, da diese Energie dazu führt, dass das Temperaturniveau bei der stationären Messung angehoben wird.

Auf der anderen Seite ist der Volumenstrom im stationären Betrieb höher als der wirksame Volumenstrom im alternierenden Betrieb, was diesem Effekt entgegenwirkt und das Temperaturniveau der stationären Messung senkt.

Eine Möglichkeit diese Effekte zu eliminieren besteht darin, die Austrittstemperatur bei der stationären Messung mit Hilfe des Gerätevolumenstromes rechnerisch zu ermitteln. Hierbei wird die theoretische Austrittstemperatur im stationären Zustand durch einen Mischansatz berechnet. Ansatz ist die Energiebilanz für die Spülkammer, hier zunächst für die Innenkammer:

$$\dot{Q}_{M,I} = \dot{Q}_{S,I} - \dot{Q}_{G,AB} + \dot{Q}_{G,ZU} \quad \text{Gleichung 19}$$

$\dot{Q}_{M,I}$	- Energiestrom Mischluft innen (Austritt)
$\dot{Q}_{S,I}$	- Energiestrom Spülluft innen (Eintritt)
$\dot{Q}_{G,AB}$	- entnommene Energie Gerät (Abluft)
$\dot{Q}_{G,ZU}$	- zugeführte Energie Gerät (Zuluft)

Der Energiestrom berechnet sich aus der spezifischen Enthalpie:

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot h \quad \text{Gleichung 20}$$

$\dot{Q}$	- Energiestrom
$\dot{m}$	- Massenstrom
$h$	- spezifische Enthalpie

Wird näherungsweise Volumenstrombalance an den Geräten vorausgesetzt, so kann wie folgt vereinfacht werden:

$$\begin{aligned} m_{S,I} &= m_{M,I} = m_I \\ m_{G,AB} &= m_{G,ZU} = m_G \end{aligned}$$

Hierbei wird der wirksame Gerätevolumenstrom im alternierenden Betrieb berücksichtigt. Wird ideale Anströmung der Geräte vorausgesetzt, so gilt:

$$h_{G,ZU} = h_{S,I}$$

$$h_{G,AB} = h_{S,A}$$

Damit ergibt sich:

$$m_I \cdot h_{M,I} = m_I \cdot h_{S,I} - m_G \cdot (h_{S,I} - h_{S,A})$$

$$\Leftrightarrow h_{M,I} = h_{S,I} - \frac{m_G}{m_I} \cdot (h_{S,I} - h_{S,A})$$

Für trockene Messpunkte ohne Feuchteänderung kann weiter vereinfacht werden:

$$h = c_p \vartheta$$

Somit ergibt sich für die rechnerische Mischtemperatur der Innenkammer im stationären Zustand:

$$\vartheta_{M,I} = \vartheta_{S,I} - \frac{m_G}{m_I} \cdot (\vartheta_{S,I} - \vartheta_{S,A})$$

Bei diesem Vorgehen muss nur noch die Austrittstemperatur der Spülkammern im alternierenden Betrieb gemessen werden, die Auswertung erfolgt dann analog.

Vorteil dieses Vorgehens ist, dass damit auch Wärmerückgewinnungsanteile die nicht vom Regenerator herrühren, wie etwa Berührungsflächen bei Kompaktgeräten oder die Ventilatorenergie, analog zu konventionellen Geräten berücksichtigt werden.

#### 3.4.3.6. **Direkte Auswertung im Spülluftaufbau**

Werden beim Aufbau für die Messung nach der Spülluftmethode zusätzlich Fühler wie bei der direkten Methode am den Geräten angebracht, ist es auch in diesem Aufbau möglich, nach der direkten Methode zu messen.

#### 3.4.3.7. **Möglichkeiten und Grenzen der Anwendung**

Analog zum Temperaturänderungsgrad kann mit dem Spülluftverfahren auch der Feuchteänderungsgrad gemessen werden. Da nur mittlere Ein- und Austrittsfeuchten an den Spülkammern quasistationär zu messen sind, können hier Feuchtefühler mit hoher Trägheit verwendet werden.

Die Herausforderung bei diesem Verfahren ist, die richtige Durchströmung der Spülluftkammer sicherzustellen. Ferner muss die Größe der Spülluftkammer zum Gerätevolumenstrom passen da ein Mindestluftwechsel sichergestellt sein muss.

### 3.4.4. **Analyse von vorhandenen Messdaten**

#### 3.4.4.1. **Grundlagen des Vergleichs**

Bei der Prüfstelle HLK wurden in den vergangenen Jahren zahlreiche Messungen an alternierenden Geräten durchgeführt. Hierbei wurde überwiegend das Spülluftverfahren für die Zulassung nach DIBt angewandt. Zusätzlich zu den externen Sensoren, die für die Spülluftmethode notwendig waren, wurden meist auch Thermoelemente am Austritt der Zuluft platziert, so dass parallel eine Auswertung nach der direkten Methode zur Messung der Zulufttemperatur möglich war. Die Fühler wurden individuell im Hauptluftstrom des Gerätes platziert.

Die Geräte wurden an jedem Messpunkt wurden in einer oder mehrere Stufen vermessen (S1...S5). Die Messungen sind nach unterschiedlichen Prüfgrundlagen (DIBt, EN) erfolgt.

### 3.4.4.2. Abweichung Spülluftmethode zur direkten Auswertung

Für die folgenden Vergleiche wurden den Prüflingen Buchstaben von A-Z zugeordnet. Trägt man die Abweichung der Werte für das zuluftseitige Temperaturverhältnis mit der Spülluftmethode gegenüber der direkten Methode auf, so ergibt sich folgendes Gesamtbild:

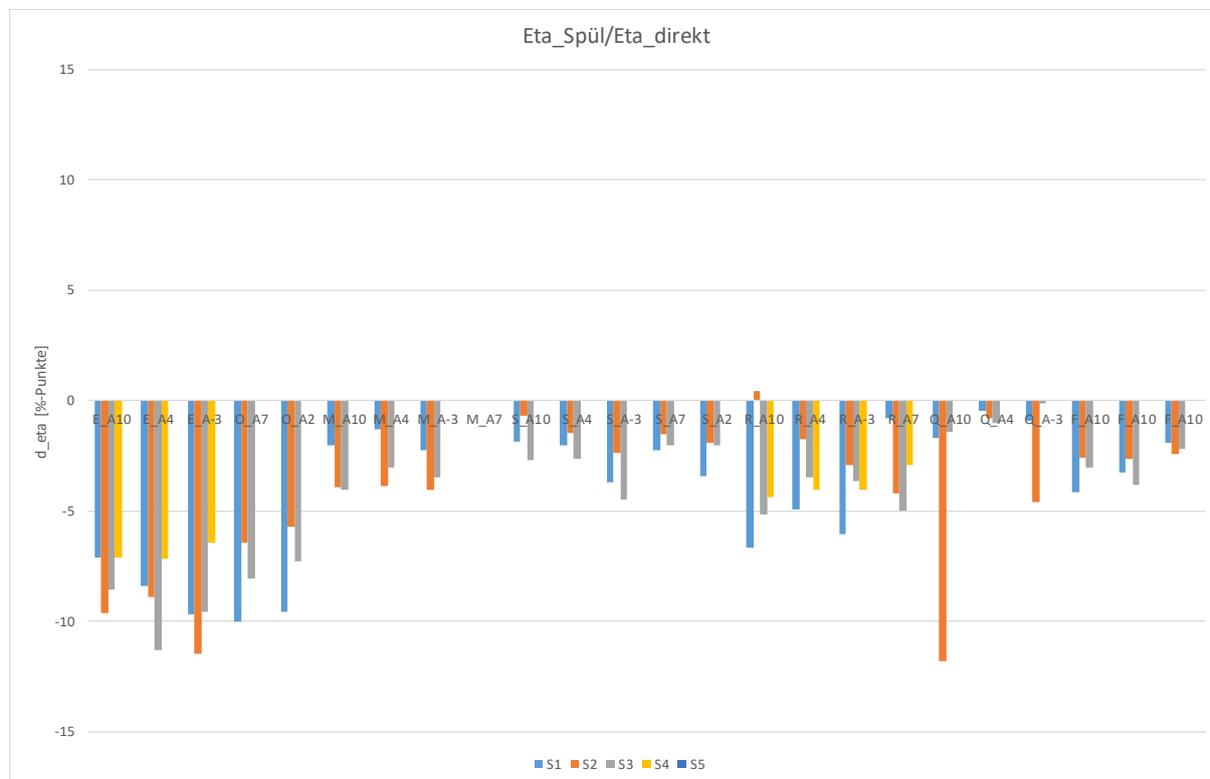


Abbildung 48: Abweichung des gemessenen zuluftseitigen Temperaturverhältnisses der Spülluftmethode von der direkten Methode

Aufgetragen ist hier die Abweichung  $\eta_{\text{ZU\_Spül}} - \eta_{\text{ZU\_direkt}}$  für die verschiedenen Geräte und Prüfpunkte.

Der Vergleich zeigt, dass der mit der Spülluftmethode gemessene Wert für das zuluftseitige Temperaturverhältnis grundsätzlich niedriger als der mit der direkten Methode gemessene Wert ist. Die maximal gemessene Abweichung beträgt 12 %, die mittlere Abweichung 5 %.

### 3.4.4.3. Abweichung Spülluftmethode zur direkten Auswertung bei rechnerischem stationären Zustand

Abgesehen von einem Ausreißer bei Gerät Q sind die Abweichungen bei den Geräten E und O besonders groß. Bei diesen Geräten handelt es sich um Kompaktgeräte. Hier findet neben der Wärmerückgewinnung durch den Wärmespeicher auch Wärmerückgewinnung durch angrenzende Luftwege statt. Dieser Anteil der Wärmerückgewinnung bleibt beim Spülluftverfahren unberücksichtigt.

Wendet man nun auf diese Messungen die alternative Auswertung an, bei welcher die Luftaustrittstemperatur im stationären Zustand rechnerisch aus der Mischung der eintretenden Luft mit Abluftkondition und vom Gerät geförderten Luftstrom im Lüftungsbetrieb mit Außenluftkondition berechnet wird, so ergeben sich folgende Abweichungen:

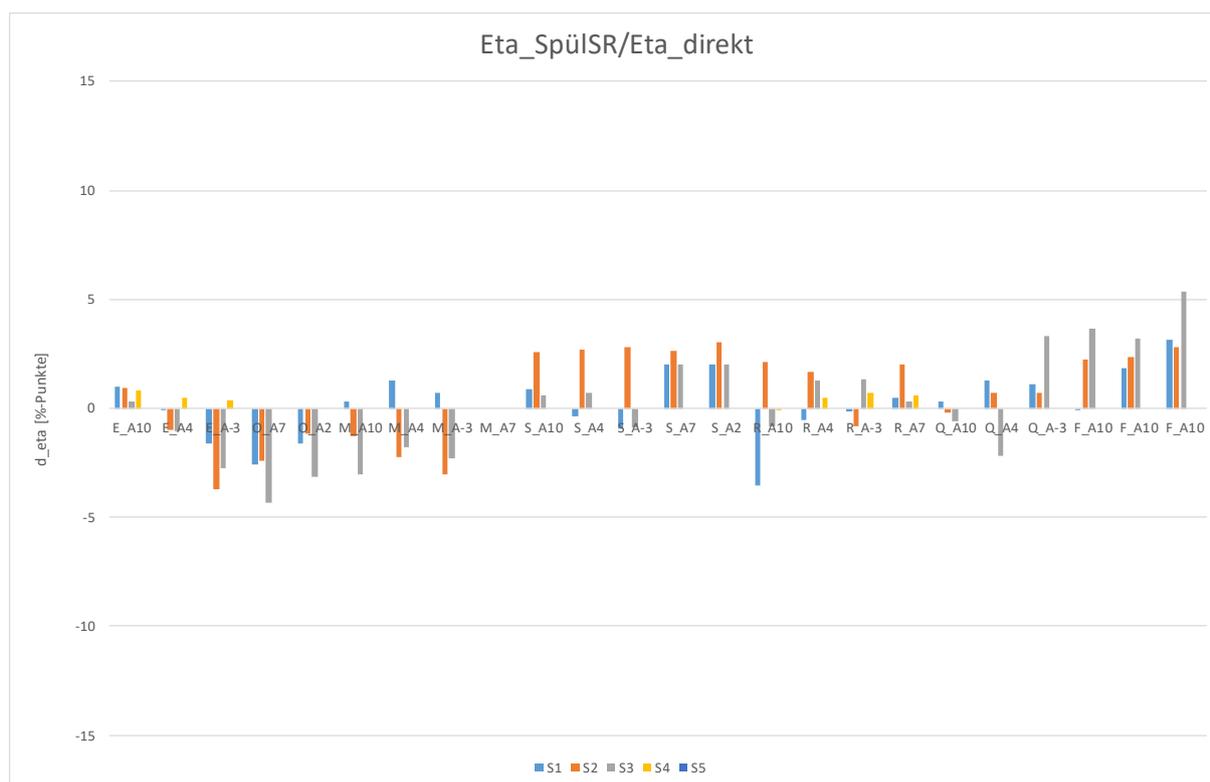


Abbildung 49: Abweichung des zuluftseitigen Temperaturverhältnisses der Spülluftmethode mit alternativer Auswertung (Variante R) von der direkten Methode

Aufgetragen ist hier die Abweichung  $\eta_{\text{ZU\_Spül}} - \eta_{\text{ZU\_direkt}}$  für die verschiedenen Geräte und Prüfpunkte.

Der Vergleich zeigt, dass der mit der Spülluftmethode gemessene Wert für das zuluftseitige Temperaturverhältnis mit rechnerischer Ermittlung des stationären Zustandes teilweise höher, teilweise niedriger ist als der mit der direkten Methode gemessene Wert. Eine Verkleinerung der Abweichung tritt insbesondere bei den Kompaktgeräten ein. Die maximale Abweichung beträgt hier 5 %, die mittlere Abweichung 0 %.

Allerdings ist zu beachten, dass bei der Berechnung des stationären Falls nicht der effektive Volumenstrom im alternierenden Betrieb, sondern der Luftstrom im stationären Betrieb zugrunde gelegt wurde. Dadurch werden die Geräte tendenziell zu gut bewertet.

### 3.5. Vergleichsmessungen

#### 3.5.1. Ziel

Die thermodynamischen Eigenschaften der Geräte wie das zu- und fortluftseitige Temperaturverhältnis sowie die Feuchterückgewinnung sind Geräteeigenschaften, die unabhängig vom Messverfahren sind. In der Praxis können diese mit verschiedenen Messverfahren mit einer mehr oder weniger großen Unsicherheit gemessen werden. Könnten die Messunsicherheiten auf Null reduziert werden, sollte mit allen Messverfahren das gleiche Ergebnis erzielt werden.

Ziel der Vergleichsmessungen soll daher sein, die Randbedingungen für die Messverfahren so einzugrenzen, dass die Unterschiede zwischen den Messverfahren und damit die Messunsicherheiten minimal werden.

### 3.5.2. Prüflingsbeschreibung

#### 3.5.2.1. Geräteauswahl

Um ein repräsentatives Bild über alle Gerätearten zu erhalten, soll neben den üblichen Splitgeräten auch ein Kompaktgerät untersucht werden.

Grundsätzlich war es schwierig, Seriengeräte für die Vergleichsmessungen zur Verfügung gestellt zu bekommen. Daher wurden die Vergleichsmessungen mit speziell für die Messung gebauten oder modifizierten und anonymisierten Geräten durchgeführt, so dass keine Rückschlüsse auf Seriengeräte von Herstellern gezogen werden können.

#### 3.5.2.2. Gerät A

Bei diesem Gerät handelt es sich um ein Split-Gerät, das von der Fa. Lunos zur Verfügung gestellt wurde. Das Gerät wurde aus dem Seriengerät e<sup>2</sup> abgeleitet, indem ein kleinerer Wärmeübertrager eingebaut wurde.

Das Gerät bläst auf der Innenseite nach unten aus, auf der Außenseite axial.

Folgende Volumenströme und Disbalancen wurden bei diesem Gerät bei stationärem Betrieb gemessen:

Tabelle 12: Volumenströme und Disbalancen im kontinuierlichen Betrieb Gerät A

<b>S1</b>	ZU [m <sup>3</sup> /h]	AB [m <sup>3</sup> /h]	Abluftüberschuss	
G1/G2	9,6	9,5	-0,1	-1,0%
G2/G1	9,6	9,5	-0,1	-1,0%
Mittelwert	<b>9,6</b>	9,5	-0,1	<b>-1,0%</b>
Differenz	0,0	0,0		
<b>S3</b>	ZU [m <sup>3</sup> /h]	AB [m <sup>3</sup> /h]	Abluftüberschuss	
G1/G2	19,9	19,9	0,0	0,0%
G2/G1	20,0	19,6	-0,4	-2,0%
Mittelwert	<b>20,0</b>	19,8	-0,2	<b>-1,0%</b>
Differenz	0,1	-0,3		
<b>S4</b>	ZU [m <sup>3</sup> /h]	AB [m <sup>3</sup> /h]	Abluftüberschuss	
G1/G2	28,5	28,3	-0,2	-0,7%
G2/G1	29,2	28,9	-0,3	-1,0%
Mittelwert	<b>28,9</b>	28,6	-0,3	<b>-0,9%</b>
Differenz	0,7	0,6		

Folgende Kennwerte wurden mit der in Kapitel 3.2 beschriebenen Methode für den alternierenden Betrieb gemessen:

Tabelle 13: Kennwerte im alternierenden Betrieb Gerät A

S1:	T_cycle	140,1
	f_Reduction	0,89
	f_Disbalance	-1%
S3:	T_cycle	140,1
	f_Reduction	0,86
	f_Disbalance	-3%
S4:	T_cycle	140,1
	f_Reduction	0,84
	f_Disbalance	1%

Für S4 ergibt sich beispielhaft folgender Verlauf der Volumenströme:

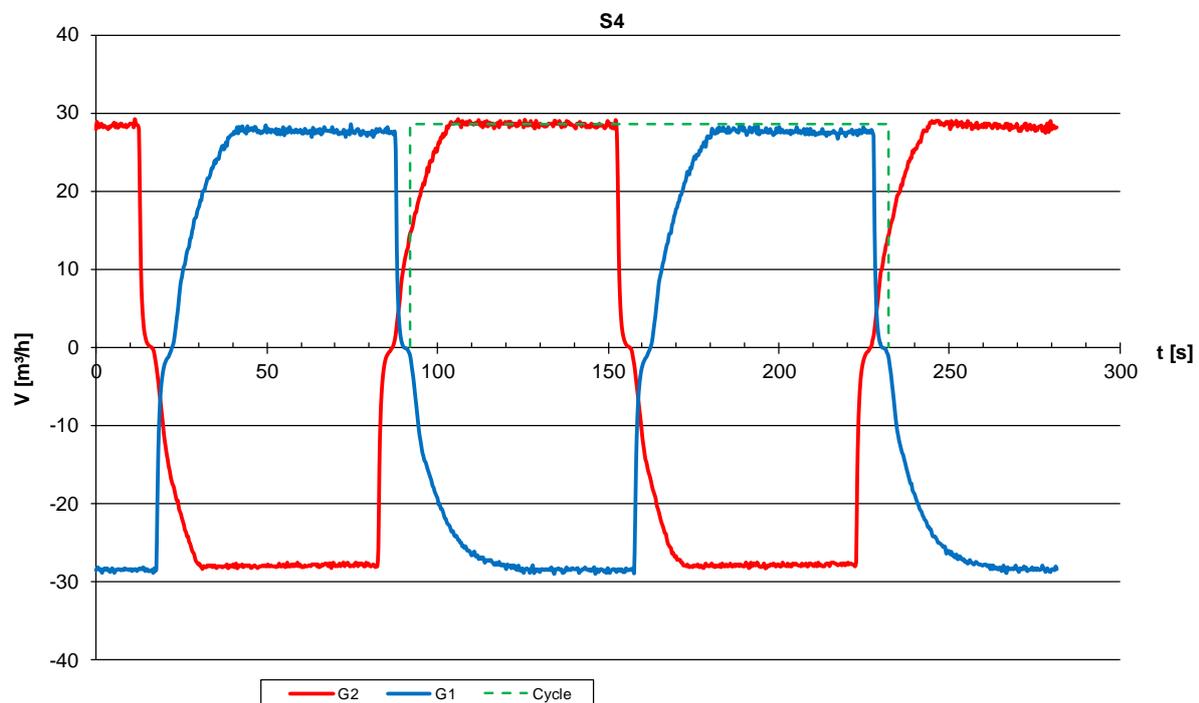


Abbildung 50: Volumenstromverlauf Gerät A

### 3.5.2.3. Gerät B

Bei diesem Gerät handelt es sich um ein Split-Gerät, das aus diversen Komponenten zusammgebaut wurde. Die Ventilatoren werden direkt vom Prüfstand mit einem 0...10 V-Signal angesteuert. Somit können auch unterschiedliche An- und Abfahrampen simuliert werden. Für die Vergleichsmessungen wurde das Gerät balanciert mit einer Umschaltzeit von 60 s betrieben.

Das Gerät bläst auf der Innenseite radial aus, auf der Außenseite axial:

Das Gerät wurde mit folgenden Volumenströmen und Disbalancen im stationären Betrieb betrieben:

Tabelle 14: Volumenströme und Disbalancen im kontinuierlichen Betrieb Gerät B

<b>S1</b>	ZU [m <sup>3</sup> /h]	AB [m <sup>3</sup> /h]	Abluftüberschuss	
G1/G2	9,6	9,5	-0,1	-1,0%
G2/G1	9,6	9,5	-0,1	-1,0%
Mittelwert	<b>9,6</b>	9,5	-0,1	<b>-1,0%</b>
Differenz	0,0	0,0		
<b>S2</b>	ZU [m <sup>3</sup> /h]	AB [m <sup>3</sup> /h]	Abluftüberschuss	
G1/G2	30,0	30,0	0,0	0,0%
G2/G1	30,0	30,0	0,0	0,0%
Mittelwert	<b>30,0</b>	30,0	0,0	<b>0,0%</b>
Differenz	0,0	0,0		
<b>S3</b>	ZU [m <sup>3</sup> /h]	AB [m <sup>3</sup> /h]	Abluftüberschuss	
G1/G2	40,0	40,0	0,0	0,0%
G2/G1	40,0	40,0	0,0	0,0%
Mittelwert	<b>40,0</b>	40,0	0,0	<b>0,0%</b>
Differenz	0,0	0,0		

Folgende Kennwerte wurden mit der in Kapitel 3 beschriebenen Methode für den alternierenden Betrieb ermittelt:

Tabelle 15: Kennwerte im alternierenden Betrieb Gerät B

S1:	T_cycle	120,0
	f_Reduction	0,77
	f_Disbalance	-3%
S2:	T_cycle	120,9
	f_Reduction	0,78
	f_Disbalance	-3%
S3:	T_cycle	120,0
	f_Reduction	0,78
	f_Disbalance	-3%

Für S3 ergibt sich beispielhaft folgender Verlauf der Volumenströme:

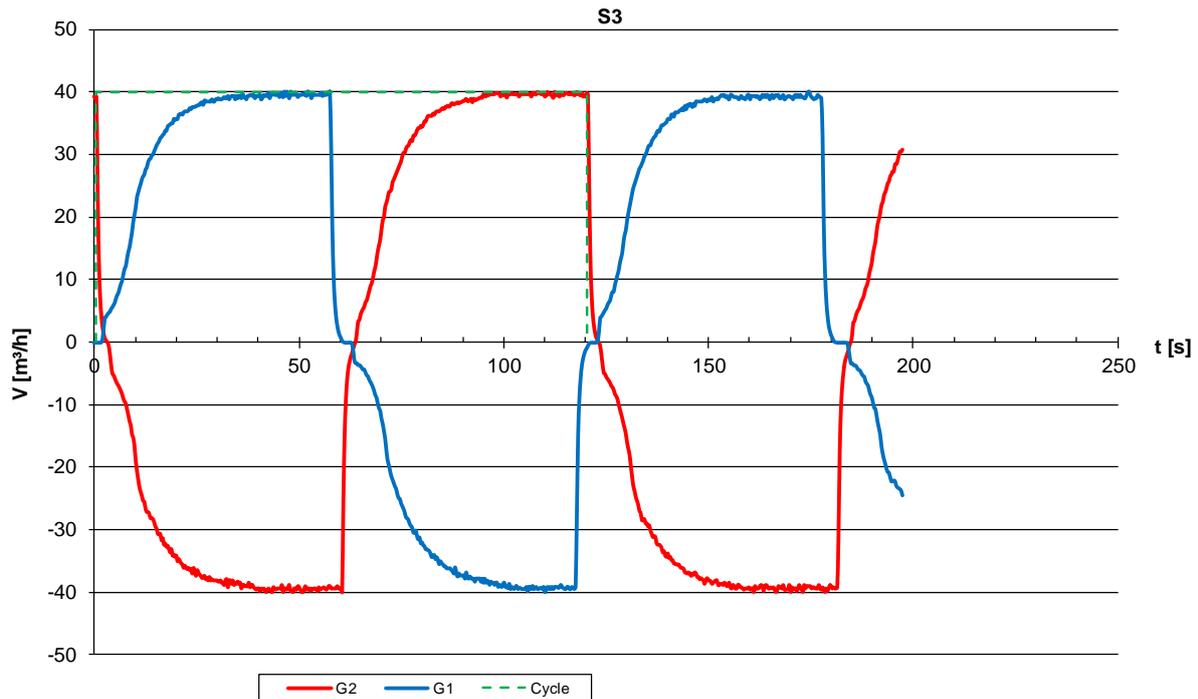


Abbildung 51: Volumenstromverlauf Gerät B

Obwohl diese Geräte so angesteuert wurden, dass im stationären Betrieb die Volumenströme vollkommen balanciert waren, kann im alternierenden Betrieb eine Disbalance von 3 % festgestellt werden. Bei einer näheren Betrachtung des Volumenstromverlaufes ist zu erkennen, dass die Ursache hierfür in der asymmetrischen Ansteuerung der Ventilatoren zu finden ist.

#### 3.5.2.4. **Gerät C**

Bei diesem Gerät handelt es sich um ein Kompaktgerät, das aus einer früheren Prüfung stammt und intern modifiziert wurde. Das Gerät bläst innen und außen jeweils gerichtet auf die Seite aus.

Folgende Volumenströme und Disbalancen wurden bei diesem Gerät bei stationärem Betrieb gemessen:

Tabelle 16: Volumenströme und Disbalancen im kontinuierlichen Betrieb Gerät C

<b>S1</b>	ZU [m <sup>3</sup> /h]	AB [m <sup>3</sup> /h]	Abluftüberschuss	
G1/G2	6,6	5,8	-0,8	-12,1%
G2/G1	5,3	5,5	0,2	3,8%
Mittelwert	<b>6,0</b>	5,7	-0,3	<b>-4,2%</b>
Differenz	-1,3	-0,3		

<b>S3</b>	ZU [m <sup>3</sup> /h]	AB [m <sup>3</sup> /h]	Abluftüberschuss	
G1/G2	18,0	18,1	0,1	0,6%
G2/G1	18,0	18,2	0,2	1,1%
Mittelwert	<b>18,0</b>	18,2	0,2	<b>0,8%</b>
Differenz	0,0	0,1		

<b>S5</b>	ZU [m <sup>3</sup> /h]	AB [m <sup>3</sup> /h]	Abluftüberschuss	
G1/G2	25,6	25,9	0,3	1,2%
G2/G1	26,0	26,4	0,4	1,5%
Mittelwert	<b>25,8</b>	26,2	0,3	<b>1,4%</b>
Differenz	0,4	0,5		

Folgende Kennwerte wurden für den alternierenden Betrieb ermittelt:

Tabelle 17: Kennwerte im alternierenden Betrieb Gerät C

S1:	T_cycle	100,2
	f_Reduction	0,78
	f_Disbalance	-2%
S3:	T_cycle	100,2
	f_Reduction	0,65
	f_Disbalance	1%
S5:	T_cycle	100,2
	f_Reduction	0,57
	f_Disbalance	1%

Für S5 ergibt sich beispielhaft folgender Verlauf der Volumenströme:

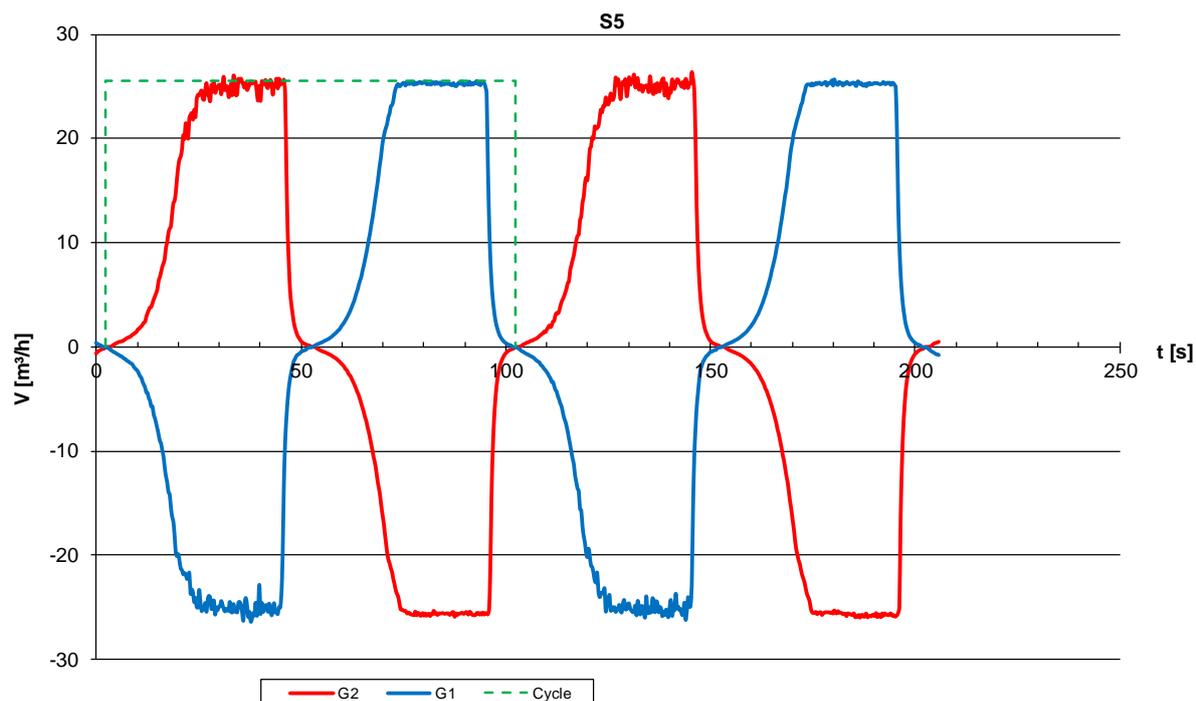


Abbildung 52: Volumenstromverlauf Gerät C

### 3.5.3. Messbedingungen

Die Vergleichsmessungen für die Wärmerückgewinnung werden basierend auf den Bedingungen der EN 13141-8 für Punkt 1 (A7 relevant für ErP und DIBt) und teilweise Punkt 2 (A2 relevant für DIBt und Feuchterückgewinnung) durchgeführt.

### 3.5.4. Messungen im direkten Aufbau

#### 3.5.4.1. Beschreibung des Aufbaus

Für die direkte Messung nach EN 13141-7 werden die Geräte zwischen zwei Klimakammern betrieben. Die Klimakammern haben eine Grundfläche von ca. 2,5 m x 4 m und eine Höhe von ca. 3 m. Die Geräte sind in einer Höhe von ca. 1 m über dem Boden in eine 10 cm dicke Wand außenbündig eingebaut, so dass die über die Wanddicke hinausgehende Länge sich im warmen Raum befindet. Dies entspricht in etwa einer realen Einbausituation in einer Außenwand.

Die Klimakammern sind gegeneinander abgedichtet, so dass nur eine minimale wirksame thermische Säule angenommen werden kann. In den Klimakammern findet nur eine geringe Luftumwälzung statt, die resultierende Luftgeschwindigkeit im Bereich der Geräte liegt unter 0,1 m/s.

Die Splitgeräte werden in einem Abstand von ca. 0,6m eingebaut. Zur Verhinderung einer Kurzschlussströmung wird zwischen den Geräten bzw. den Auslässen des Kompaktgerätes eine Platte mit einer Größe von 0,5 \* 0,5 m als Deflektor eingebaut.



Abbildung 53: Platte zur Verhinderung von Kurzschlussströmung beispielhaft bei Gerät C auf der Außenseite

### 3.5.4.2. Richtung der Austrittsströmung

Die Austrittsströmung wird teilweise qualitativ mit Hilfe einer Thermografie visualisiert. Diese kann als Hilfsgröße für die Platzierung der Temperaturfühler dienen. Für Gerät A ergibt sich folgendes Bild:

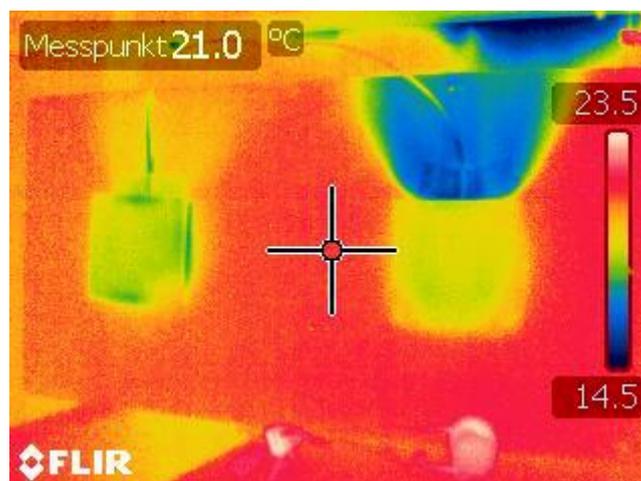


Abbildung 54: Richtung des Luftaustrittes auf der Innenseite bei Gerät A

Zu erkennen sind hier die beiden Innenhauben des Splitgerätes (gelb). Das linke Gerät läuft im Abluftbetrieb, das rechte im Zuluftbetrieb. Das Gerät bläst radial gerichtet nach oben aus. Die Zuluft kühlt die Rückwand über den Austrittsquerschnitt relativ homogen ab. Zu beachten ist hier, dass das Bild auf dem Kopf steht, das Gerät bläst eigentlich nach unten aus.

Bei Gerät B ergibt sich folgendes Bild:

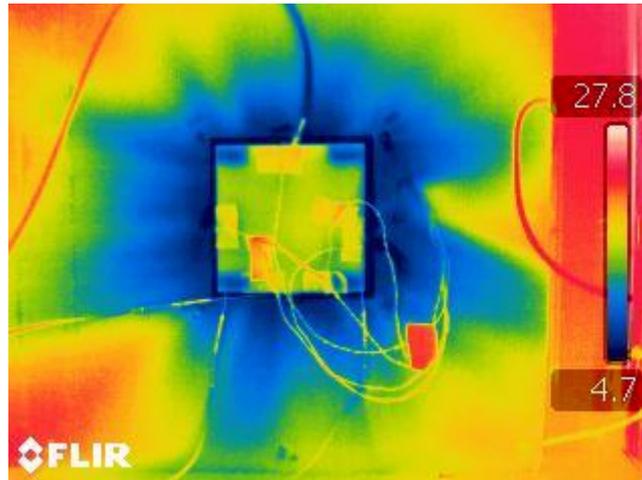


Abbildung 55: Richtung des Luftaustrittes auf der Innenseite bei Gerät B

Das Gerät bläst radial allseitig aus. Hierbei sind unterschiedliche Temperaturen zu erkennen, was auf eine inhomogene Temperaturverteilung hindeutet.

Gerät C bläst radial gerichtet auf die Seite aus. Aufnahmen sind für dieses Gerät nicht vorhanden.

#### 3.5.4.3. **Anordnung der Temperaturfühler**

Für die Messung der mittleren Ein- und Austrittstemperaturen auf beiden Seiten des Gerätes werden jeweils fünf schnell reagierende Thermoelementfühler verwendet. Die Fühler werden gleichmäßig über den wirksamen Austrittsquerschnitt verteilt.



Abbildung 56: Platzierung der Temperaturfühler bei Gerät A innen und außen

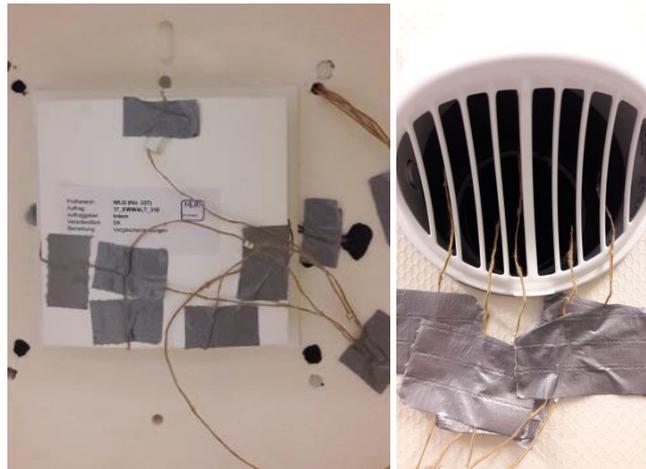


Abbildung 57: Platzierung der Temperaturfühler bei Gerät B innen und außen



Abbildung 58: Platzierung der Temperaturfühler bei Gerät C innen und außen

#### 3.5.4.4. **Gemessenes zuluftseitiges Temperaturverhältnis**

In den folgenden Tabellen sind die mit der direkten Methode gemessenen Temperaturverhältnisse dargestellt. In der Ersten Spalte werden die Messpunkte für die Geräte (A7, A, B oder C) mit der jeweiligen Stufe (Sx) aufgetragen. Für jeden Messpunkt wird das gemessene zuluftseitige Temperaturverhältnis ( $\eta_{ZU}$  [%]), die maximale Differenz der Zuluftfühler ( $\Delta_I$  [K]) sowie deren Standardabweichung ( $\sigma_I$  [K]) angegeben. Ferner ist die aus der Inhomogenität der Zulufttemperatur resultierende zusätzliche Messunsicherheit ( $u_{\eta_{ZU}}$  [%]) des Temperaturverhältnisses angegeben.

Folgende Werte wurden mit der direkten Methode nach EN 13141-8 für die Luftkondition A7 gemessen:

Tabelle 18: Gemessenes zuluftseitiges Temperaturverhältnis direkte Methode A7

A7	eta_ZU [%]	$\Delta_I$ [K]	$\sigma_I$ [K]	u eta_ZU [%]
A_S3	71,9	-0,9	0,5	4,2
A_S2	76,8	-0,8	0,5	3,8
A_S1	84,9	-0,7	0,4	2,9
B_S3	81,7	-0,6	1,1	8,2
B_S2	85,6	-0,7	0,8	5,9
B_S1	85,1	-0,8	0,7	5,2
C_S3	84,1	-0,1	0,3	2,5
C_S2	86,5	-0,3	0,3	2,2
C_S1	91,4	-0,4	0,2	1,6

Zu erkennen ist, dass die Abweichung der Fühler und damit die Unsicherheit des gemessenen Temperaturverhältnisses bei Gerät B am größten sind. Dieses Gerät bläst mit geringem Impuls radial aus. Bei den Geräten A und C ist die Differenz kleiner, diese blasen gerichtet mit einem größeren Impuls aus, die Temperatur der Luft ist hier homogener. Nur bei Gerät C liegt der Messunsicherheitsbeitrag unter 3 %.

Ähnlich sieht das Ergebnis für die Luftkondition A2 aus:

Tabelle 19: Gemessenes zuluftseitiges Temperaturverhältnis direkte Methode A2

A2	eta_ZU [%]	$\Delta_I$ [K]	$\sigma_I$ [K]	u eta_ZU [%]
B_S3	80,3	-1,0	1,5	8,3
B_S2	84,3	-1,0	1,1	6,3
B_S1	83,6	-1,1	1,0	5,6
C_S3	83,8	-0,3	0,5	2,5
C_S2	86,5	-0,3	0,4	2,2
C_S1	89,8	-0,4	0,3	1,6

Auch hier ist die Streuung der Fühler beim Gerät C wesentlich kleiner als beim Gerät B. Die Differenzen und Standardabweichungen der Temperaturfühler sind zwar größer, jedoch liegt der Messunsicherheitsbeitrag aufgrund des größeren Temperaturabstandes in der gleichen Größenordnung wie beim Punkt A7 und liegt nur für Gerät C unter 3 %.

#### 3.5.4.5. **Gemessenes fortluftseitiges Temperaturverhältnis**

Folgendes fortluftseitige Temperaturverhältnis wurde bei der Luftkondition A7 gemessen:

Tabelle 20: Gemessenes fortluftseitiges Temperaturverhältnis direkte Methode A7

A7	eta_FO [%]	$\Delta_A$ [K]	$\sigma_A$ [K]	u eta_FO [%]
A_S3	66,3	0,4	1,4	11,0
A_S2	70,7	0,6	1,3	10,2
A_S1	71,6	0,9	1,2	9,1
B_S3	71,5	0,9	0,8	6,3
B_S2	75,6	0,8	0,8	6,1
B_S1	81,0	0,9	0,7	5,1
C_S3	77,6	0,9	0,3	2,5
C_S2	80,1	0,9	0,3	2,4
C_S1	86,7	0,8	0,4	3,0

Hierbei sind die Fühlerabweichungen bei Gerät A am größten. Etwas geringer sind die Abweichungen bei Gerät B. Beide Geräte blasen axial ohne vorherige Verwirbelung die aus dem Wärmeübertrager austretenden Luft aus. Am kleinsten sind die Abweichungen bei Gerät C. Bei diesem wird die Luft vor dem Austritt umgelenkt, und dabei verwirbelt, so dass das Temperaturprofil homogener wird.

Ähnlich sieht das Ergebnis für die Luftkondition A2 aus:

Tabelle 21: Gemessenes fortluftseitiges Temperaturverhältnis direkte Methode A2

A2	eta_FO [%]	$\Delta_A$ [K]	$\sigma_A$ [K]	u eta_FO [%]
B_S3	66,2	1,3	1,1	6,1
B_S2	71,6	1,2	1,0	5,8
B_S1	78,5	1,4	0,9	4,7
C_S3	82,8	1,0	0,5	2,5
C_S2	84,0	1,1	0,4	2,4
C_S1	92,7	0,7	0,5	3,0

Generell ist bei der Kondition A2 die Inhomogenität der Luft größer als bei der Kondition A7. Der Messunsicherheitsbeitrag ist jedoch aufgrund des größeren Temperaturabstandes in der gleichen Größenordnung wie beim Punkt A7 und ist liegt für Gerät C unter 3 %.

### 3.5.5. Messungen im Spülluftaufbau

#### 3.5.5.1. Vergleichsbasis

Eine wesentliche Stellgröße beim Spülluftverfahren ist der Spülluftvolumenstrom bzw. das auf den Gerätevolumenstrom bezogene Spülluftstromverhältnis. In der Theorie ist das das Ergebnis der Spülluftmethode zwar vom Spülluftstrom unabhängig, wieweit dies in der Praxis zutrifft soll hierbei messtechnisch untersucht werden.

Dazu werden Messungen in allen Stufen bei verschiedenen Spülluftströmen durchgeführt und nach unterschiedlichen Verfahren ausgewertet.

Um die zahlreichen Messungen zu vergleichen ist es sinnvoll, die Ergebnisse zu normieren. Als Normierungsbasis für das Temperaturverhältnis bietet sich hierbei das mit der direkten Methode gemessene Temperaturverhältnis an, da hier ein eindeutiger Wert vorliegt ungeachtet dessen, dass dieser eine sehr große Messunsicherheit aufweist.

### 3.5.5.2. *Beschreibung des Aufbaus*

Für die Messung mit der Spülluftmethode werden die Geräte zwischen den oben beschriebenen Spülluftkammern eingebaut. Die Spülluft wird mit jeweils einem Hilfsventilator durch die beiden Kammern geblasen. Der Spülluftvolumenstrom wird mit einer Einströmdüse gemessen. Am Ein- und Austritt aus den Spülkammern wird die mittlere Temperatur der Luft mit Hilfe von drei PT100 Temperaturfühlern mit Messtrecken gemessen die auch bei der Messung von kontinuierlich arbeitenden Geräten verwendet werden.



*Abbildung 59: Förderung der Spülluft durch die Spülkammer, Temperaturmessstellen am Ein- und Austritt*

Neben den Fühlern am Ein- und Austritt der Spülkammern sind an jedem Gerät zusätzlich die fünf Thermoelemente an der gleichen Stelle platziert, wie bei der direkten Messung. Somit kann der Einfluss der Spülkammern auf das Ergebnis der direkten Messung untersucht werden.

Innerhalb der Spülkammern wird die Zuluft so gelenkt, dass die Spülluft in einem Spalt von 8 cm Breite am Prüfling vorbeigelenkt wird. Damit liegt die Geschwindigkeit der Spülluft am Gerät ab einem Volumenstrom von 15 m<sup>3</sup>/h oberhalb 0,05 m/s.



*Abbildung 60: Lenkung der Spülluft ein einem Spalt 10x50cm zum Gerät B, Thermoelemente am Geräteaustritt*

### 3.5.5.3. Direkte Auswertung

Zunächst wird die direkte Auswertung im Spülluftaufbau betrachtet. Wird hierbei das direkt gemessene normierte zuluftseitige Temperaturverhältnis normiert über dem normierten Spülluftvolumenstrom aufgetragen, so ergibt sich folgendes Bild:

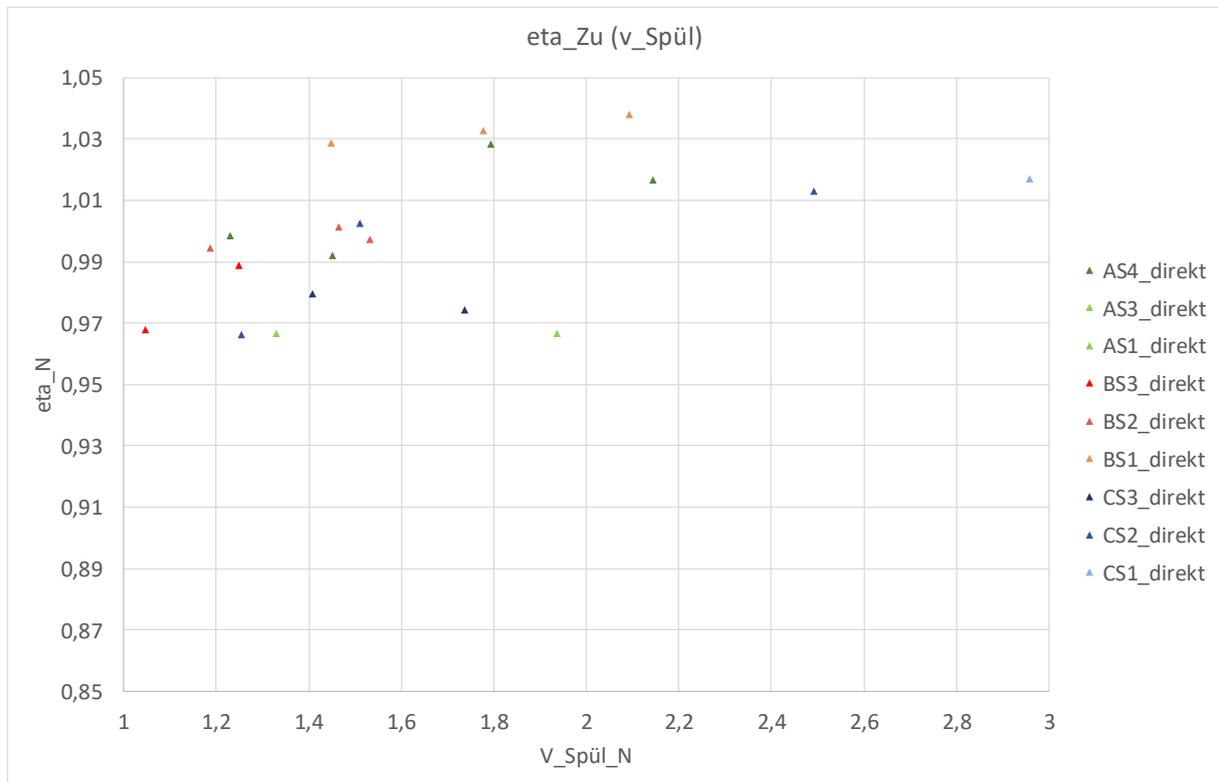


Abbildung 61: Direkt gemessenes zuluftseitiges Temperaturverhältnis in Abhängigkeit vom Spülluftvolumenstrom

Aufgetragen ist hierbei das im Spülluftaufbau direkt gemessene zuluftseitige Temperaturverhältnis für die drei Geräte bei jeweils drei Stufen mit unterschiedlichen Spülluftströmen. Es ist zu erkennen, dass der im direkten Aufbau gemessene Wert mit einer Abweichung von +/- 4 % reproduziert werden kann. Der Mittelwert aller Messwerte beträgt 100 %, die Standardabweichung beträgt 2,2 %. D.h. im Mittel stimmen die Messwerte bei einer direkten Messung im Spülluftaufbau mit der direkten Messung im offenen Aufbau überein, bei den Einzelwerten gibt es jedoch Abweichungen. Bei den Messungen ist bei einem Spülluftstromverhältnis kleiner 1,4 sind die im Spülluftaufbau gemessene Werte eher kleiner als bei der direkten Messung. Bei einem Spülluftverhältnis größer 1,4 sind die Werte in der Mehrzahl größer. Eine signifikante Abhängigkeit vom Spülluftvolumenstrom ist aus dieser Betrachtung jedoch nicht ableitbar.

Beim fortluftseitigen Temperaturverhältnis ergibt sich folgendes Bild:

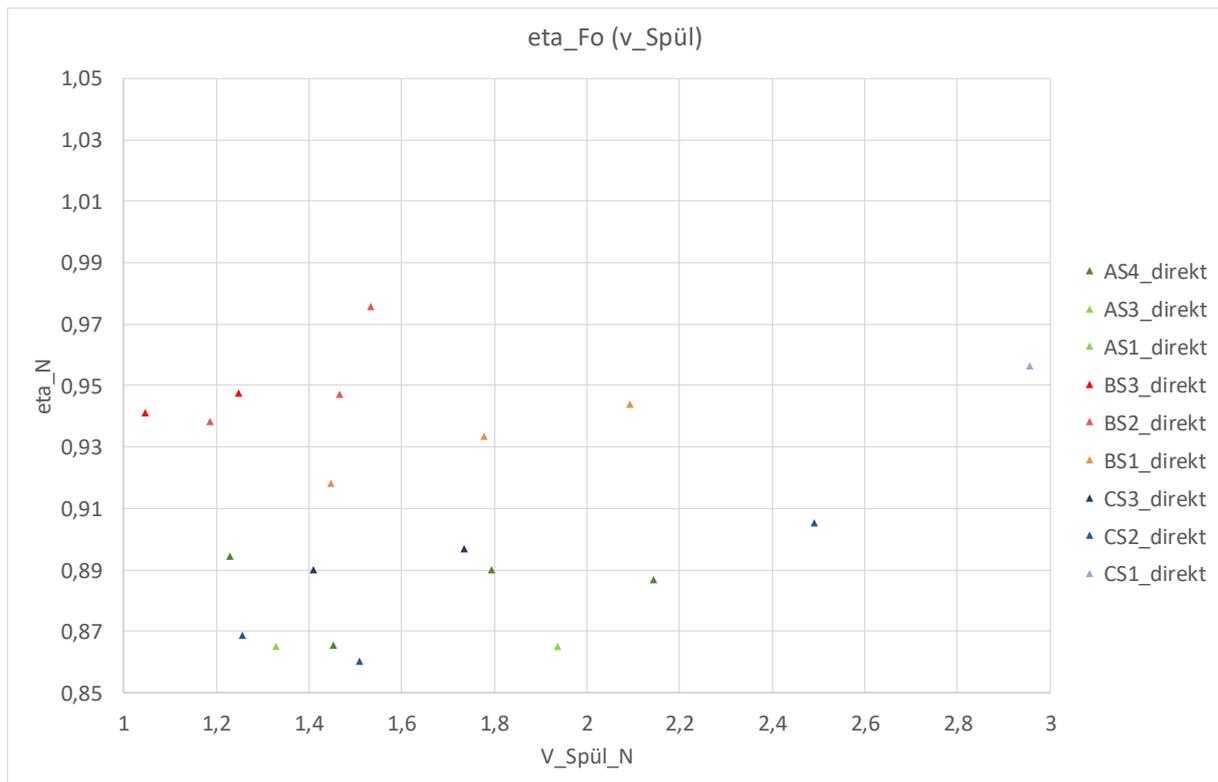


Abbildung 62: Direkt gemessenes fortluftseitiges Temperaturverhältnis in Abhängigkeit vom Spülluftvolumenstrom

Hier liegen die im Spülluftaufbau gemessenen Werte durchweg unterhalb der im direkten Aufbau gemessenen Werte im Bereich -2 %...-14 %. Der Mittelwert aller Messwerte liegt bei 92 %, die Standardabweichung beträgt 3,6 %.

#### 3.5.5.4. Auswertung Spülluftmethode

Wird das nach der Spülluftmethode gemessene zuluftseitige Temperaturverhältnis normiert über dem Spülluftvolumenstrom aufgetragen, so ergibt sich folgendes Bild:

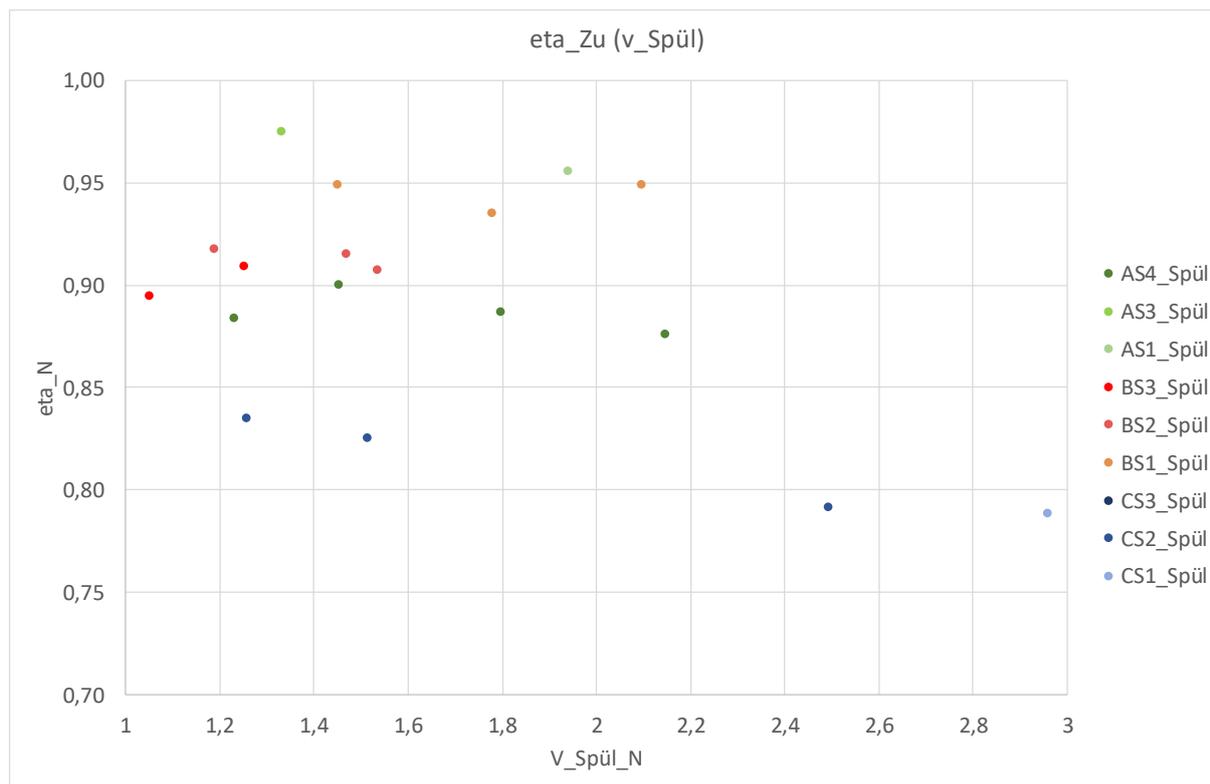


Abbildung 63: Zuluftseitiges Temperaturverhältnis Spülluftmethode in Abhängigkeit vom Spülluftvolumenstrom

Zunächst ist zu erkennen, dass die mit der Spülluftmethode gemessenen Werte immer kleiner als die mit der direkten Methode gemessenen Werte sind. Die gemessenen Werte liegen im Bereich -3...-22 %, der Mittelwert beträgt 88 %, die Standardabweichung 5,2 %. Eine signifikante Abhängigkeit vom Spülluftvolumenstrom ist bei dieser Messung nicht zu erkennen.

Der geringere Wert für die Wärmerückgewinnung deckt sich zum einen mit der Annahme, dass mit der direkten Methode tendenziell zu hohe Werte gemessen werden. Zum anderen ist dies darauf zurückzuführen, dass bei der bisherigen Auswertung der Spülluftmethode die Ventilatorwärme nicht berücksichtigt wird.

Die Abweichung ist besonders groß bei Gerät C (Kompaktgerät bis zu -22 %). Hier wirkt sich zusätzlich aus, dass beim Kompaktgerät zusätzlich zur regenerativen Wärmeübertragung noch eine rekuperative Wärmeübertragung stattfindet. Dieser Anteil wird mit der bisherigen Auswertung der Spülluftmethode ebenfalls nicht berücksichtigt.

Für das fortluftseitige Temperaturverhältnis ergibt sich folgendes Bild:

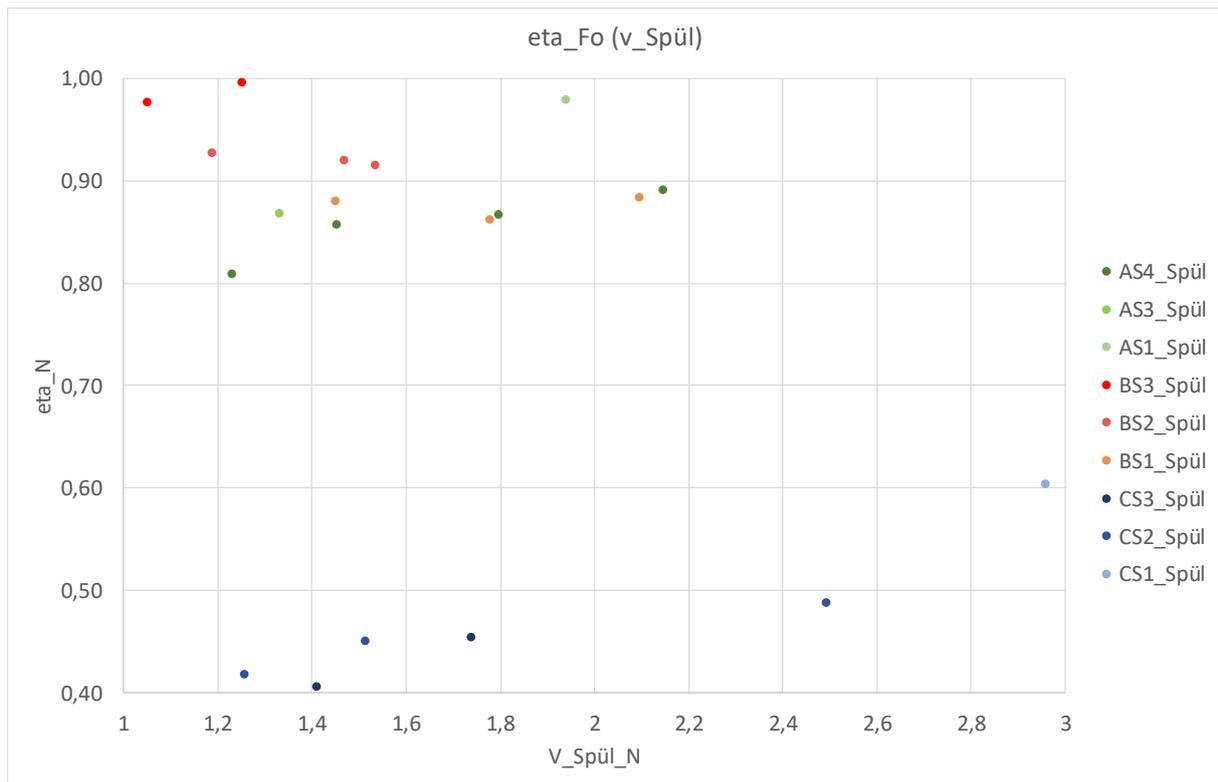


Abbildung 64: fortluftseitiges Temperaturverhältnis Spülluftmethode in Abhängigkeit vom Spülluftvolumenstrom

Auch hier liegt das mit der Spülluftmethode gemessene Temperaturverhältnis immer unterhalb dem Wert der mit der direkten Messung gemessen wurde. Die Abweichungen sind auch hier besonders groß bei Gerät C (Kompaktgerät) und betragen bis zu -40 %.

### 3.5.5.5. Auswertung Spülluftmethode Variante R

Wird das nach der Spülluftmethode mit gerechnetem stationärem Zustand gemessene zuluftseitige Temperaturverhältnis normiert über dem Spülluftvolumenstrom aufgetragen, so ergibt sich folgendes Bild:

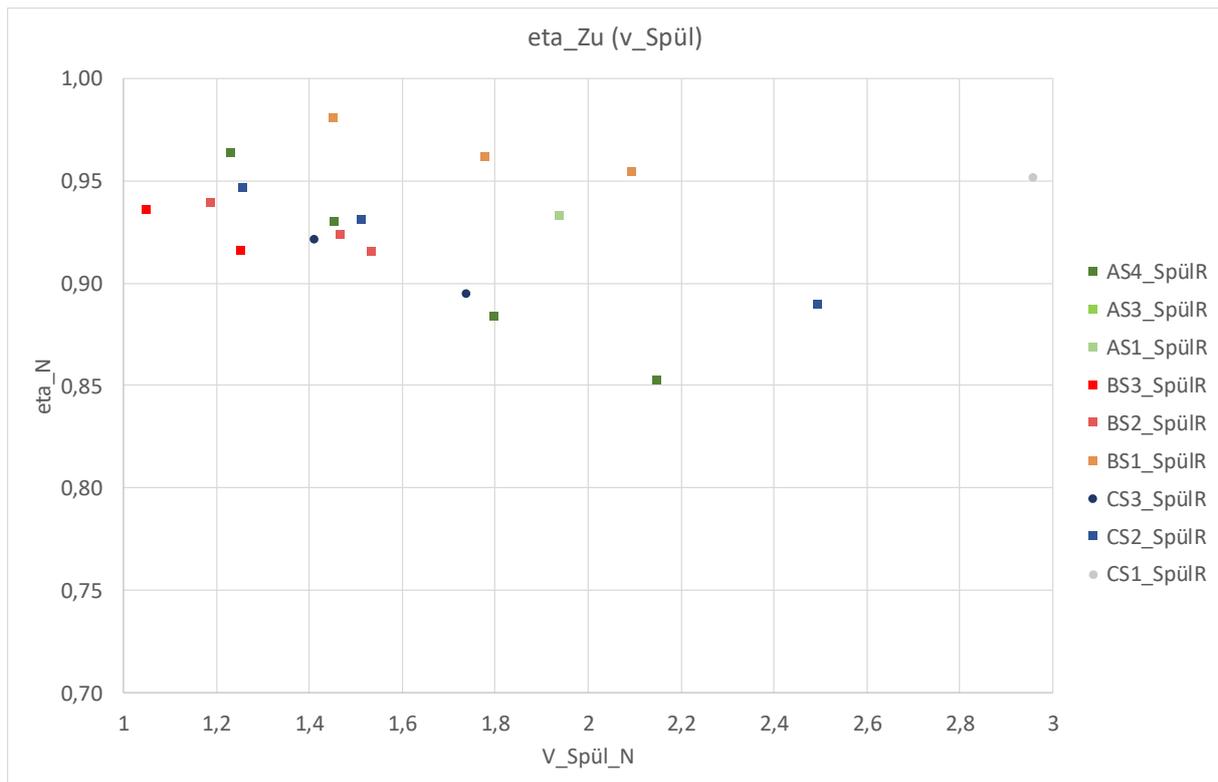


Abbildung 65: Zuluftseitiges Temperaturverhältnis Spülluftmethode Variante R in Abhängigkeit vom Spülluftvolumenstrom

Immer noch sind die mit der Spülluftmethode gemessenen Wert immer kleiner als die mit der direkten Methode gemessene Werte. Allerdings sind die Abweichungen zur direkten Methode nicht mehr so groß, insbesondere beim Kompaktgerät C. Die Abweichungen liegen bei -3 %...-15 %, der Mittelwert der Messwerte liegt bei 94 %, die Standardabweichung bei 3,3 %

Wird diese Auswertung angewandt, scheint eine Abhängigkeit vom Spülluftvolumenstrom erkennbar. Bei zu großem Spülluftstromverhältnis werden die Abweichungen größer. Begrenzt man den Spülluftvolumenstrom auf das Zweifache des Gerätluftvolumenstromes, so liegt die maximale Differenz bei 12 %. Wird der Spülluftvolumenstrom auf den 1,5-fachen Wert des Gerätevolumenstromes begrenzt, so liegt die mittlere Differenz bei 6 %, die maximale Differenz bei 8 %.

Für das fortluftseitige Temperaturverhältnis mit gerechnetem stationärem Zustand ergibt sich folgendes Bild:

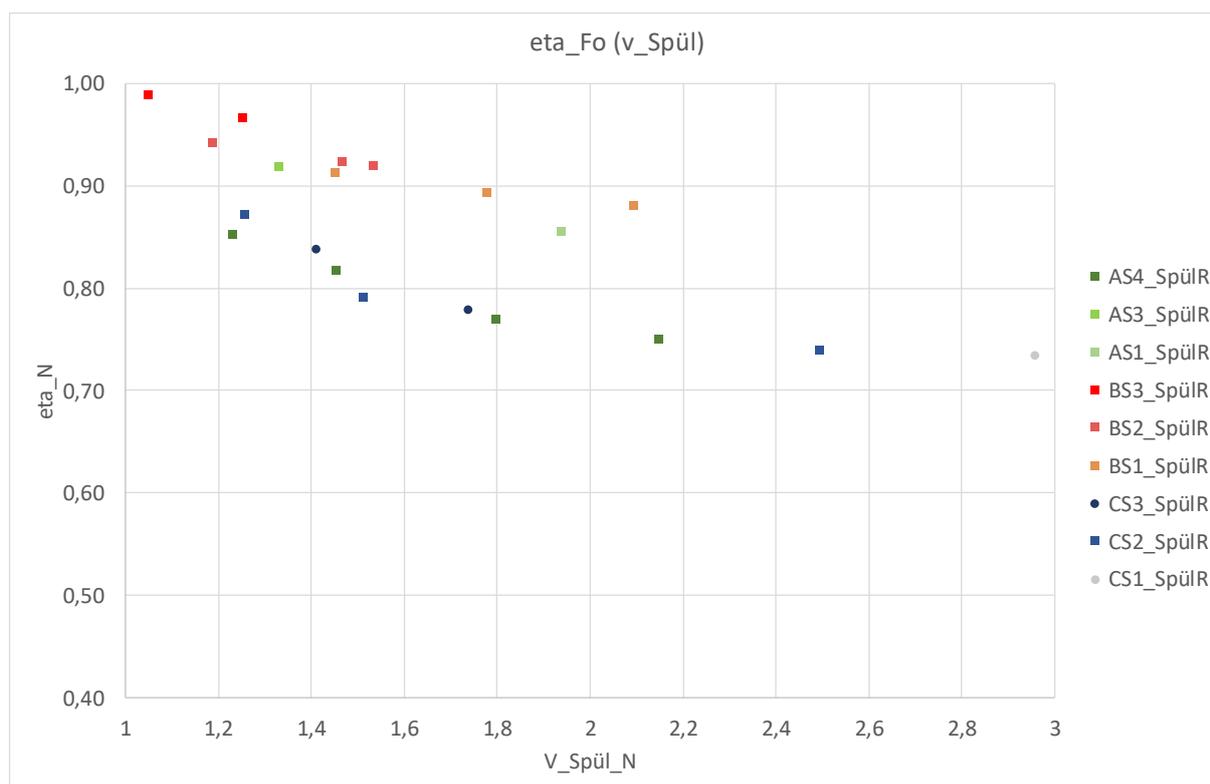


Abbildung 66: Fortluftseitiges Temperaturverhältnis Spülluftmethode Variante R in Abhängigkeit vom Spülluftvolumenstrom

Hier ist eine deutliche Abhängigkeit vom Spülluftvolumenstrom erkennbar. Je größer das Spülluftvolumenstromverhältnis, desto größer sind die Abweichungen, wobei das Gerät C hier keine extremen Abweichungen mehr aufweist.

Wird das Spülluftstromverhältnis auf 1,5 begrenzt, liegen die Abweichungen im Bereich -1 %...-21 % und der Mittelwert bei 90 %.

### 3.5.6. Schlussfolgerung

Die mit der Spülluftmethode gemessenen Werte sind durchweg kleiner als die mit der direkten Methode gemessenen Werte, wobei die mit der direkten Methode gemessenen Werte tendenziell zu hoch und aufgrund der inhomogenen Ausströmung mit hoher Unsicherheit behaftet sind. Die Vergleichsmessungen zeigen, dass die geringsten Differenzen des Temperaturverhältnisses zwischen den Spülluftverfahren und dem direkten Verfahren bei einem Spülluftvolumenstromverhältnis kleiner 1,5 und gerechnetem stationären Zustand (Variante R) zu erzielen sind. Beim zuluftseitigen Temperaturverhältnis liegen die Differenzen dabei im Mittel bei 6 %, beim fortluftseitigen Temperaturverhältnis im Mittel bei 10 %.

Bei gemessenem stationärem Zustand werden insbesondere Kompaktgeräte zu schlecht bewertet, da die rekuperative Wärmerückgewinnung durch Wärmeleitung in aneinandergrenzenden Bauteilen nicht berücksichtigt wird.

## 3.6. Zusammenfassung Messverfahren

Mit der vorgestellten Methode zur Messung des Volumenstromes und der Balance im alternierenden Betrieb ist es nun erstmals möglich, diese Kennwerte im alternierenden Betrieb zu messen. Diese Kennwerte sind insbesondere Voraussetzung für die korrekte luftseitige Dimensionierung sowie die

zuverlässige Messung der thermodynamischen Kennwerte. Der Einsatz der Methode wurde an drei Prüflingen demonstriert.

Zur Messung der thermodynamischen zu- und fortluftseitigen Kennwerte wurden das direkte Verfahren nach EN 13141-8 und das Spülluftverfahren nach DIBt näher untersucht.

Für das direkte Verfahren wurde die Berechnung des Unsicherheitsbeitrages aufgrund der gerätespezifischen Inhomogenität der Austrittsverhältnisse durchgeführt. Diese basiert auf der Auswertung der Streuung von mindestens fünf Temperaturfühlern. Die Vergleichsmessungen mit drei Geräten zeigen, dass die zusätzliche Messunsicherheit unter optimalen Bedingungen unter 3 % gehalten werden. Bei der Vergleichsmessung lag der Unsicherheitsbeitrag bei maximal 11 %. Grundsätzlich liefert das direkte Verfahren tendenziell zu hohe Kennwerte.

Für das Spülluftverfahren wurden Randbedingungen zur Dimensionierung der Spülluftkammern abgeschätzt. Bei den Vergleichsmessungen wurde insbesondere der Einfluss des Spülluftstromes näher betrachtet. Die Ergebnisse des Spülluftverfahrens liefern im Vergleich zum direkten Verfahren niedrigere Ergebnisse. Die geringsten Abweichungen ergaben sich bei einem Spülluftstromverhältnis kleiner 1,5 und gerechnetem stationärem Zustand (Variante R). Die mittleren Abweichungen zwischen Spülluftmethode und direkter Methode liegen hier bei den Vergleichsmessungen bei 6 % auf der Zuluftseite und 10 % auf der Fortluftseite.

## 4. Entwicklung des Simulationsmodells (EBC)

Neben der messtechnischen bildet die numerische Analyse im gesamtheitlichen Projektbezug die zweite Grundlagenuntersuchung für die energetischen Bewertungskriterien. Kernthemen bilden im Folgenden die Lüftungseffektivität der Rauluftströmung und die Winddruckanfälligkeit der alternierenden Geräte. Ebenso wie im vorherigen Kapitel sollen in diesem Kapitel die Ergebnisse, auf denen die vorgestellten normativen Formulierungen aus Kapitel 2 begründet sind, genauer dargestellt und erläutert werden.

### 4.1. Definition der Untersuchungsmethoden

Innerhalb der simulativen Untersuchung wird vor den eigentlichen Arbeitspaketen das schematische Vorgehen für die Projektdauer detaillierter entwickelt und definiert. Es ergeben sich durch die während der Projektlaufzeit gewonnenen Erkenntnisse leichte Veränderungen in der Schwerpunktsetzung der zu behandelnden Themen:

- Die zentrale Lüftung wird in den folgenden Arbeitspaketen implizit behandelt. Die Ergebnisse aus den Simulationen dezentraler Lüftungsgeräte sowohl in kontinuierlicher als auch in alternierender Betriebsweise zeigen, dass die Ergebnisse hinsichtlich Lüftungseffektivität auf zentrale Geräte übertragbar sind. Bezüglich der Wärmerückgewinnung spielen bei diesem Lüftungssystem jedoch Einflüsse eine Rolle, deren simulative Erfassung durch einen zentralen Wärmeübertrager nicht möglich ist. Wie im Folgenden gezeigt wird, kann aufgrund der typischen Position von Außen- und Fortluftöffnungen die Winddruckanfälligkeit bei diesen Geräten vernachlässigt werden.
- Die Winddruckanfälligkeit im Allgemeinen wird durch eine Vielzahl von Faktoren beeinflusst. Neben der Ausrichtung der einzelnen Luftdurchlässe, Windrichtung und Windgeschwindigkeit ist auch die Gestaltung innenliegender Überstromluftdurchlässe bzw. offen oder geschlossener Raamtüren entscheidend. Um die effektiv wirkenden Lüftungsvolumenströme in der CFD-Simulation einen realistischen Wert anzunähern, wird ein Mehrknoten-Systemmodell in der Modellierungssprache Modelica zur Analyse aufgebaut. Auch für die Bewertung von Entlüftungssystemen innenliegender Bäder wird dieses Modell herangezogen.
- Neben der Untersuchung der komplexen Geometrie einer Wohnung wird zusätzlich auch ein freistehendes Einfamilienhaus in die simulative Betrachtung einbezogen. Hieran soll der Einfluss der thermischen Verhältnisse in einem Treppenhaus bewertet werden.

Das funktionelle Vorgehen zur Simulation der Raumluftrömungen durch die verschiedenen Lüftungssysteme ist schematisch in Abbildung 1 dargelegt. Es zeigt grundsätzlich das Prinzip des Mehrknotenmodells (rot) und des CFD-Modells (grau) und deren Übergabeparameter in Form von

Volumenströmen. Sie resultieren sowohl durch die Lüftungsgeräte selbst als auch durch Entlüftungssysteme und/oder In- und Exfiltration.

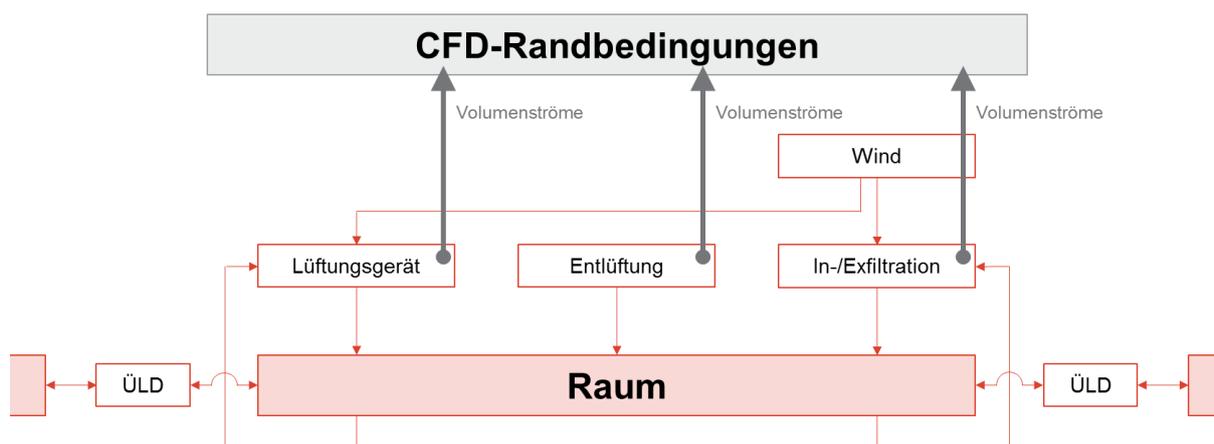


Abbildung 67: Vorgehensplan zur Definition der numerischen Randbedingungen

Eine direkte Implementierung aller Einflüsse auf die Lüftungsvolumenströme ist in der CFD-Umgebung aus Gründen der numerischen Stabilität nicht möglich, da ausschließlich statische Druckrandbedingungen aus der Winddruckbetrachtung vorliegen. Vielmehr müssen für stabile Strömungssimulationen an den Luftein- und austritten Geschwindigkeiten bzw. Volumenströme selbst vorgegeben werden, die aus dem Mehrzonenmodell generiert werden können. [14]

Außerdem können aufgrund der geometrischen Komplexität innerhalb der CFD-Umgebung auch die Wärmeübertrager bzw. -speicher der Lüftungsgeräte im Detail nicht abgebildet und simuliert werden. Stattdessen muss hierfür ein möglichst allgemeingültiger Modellansatz für die Wärmerückgewinnung hinterlegt werden.

Das Mehrknotenmodell wird zum Ende der Projektlaufzeit innerhalb der offenen Modelica Bibliothek „AixLib“ zur freien Verwendung bereitgestellt werden.

#### 4.1.1. allgemeine Modellierungsansätze

Wie beschrieben, werden die Lüftungsvolumenströme für den Zu- und Abluftmodus der Lüftungsgeräte als Randbedingungen dem CFD-Modell aufgeprägt.

Die Interaktion verschiedener Effekte bei der Durchlüftung der Wohnräume werden im Mehrzonenmodell erfasst und berücksichtigt. Die Eingangsparameter ergeben sich wie folgt:

- Gerätekenlinie der Lüftungsgeräte (Herstellerdurchschnitt ungefähr  $\Delta\dot{V}/\Delta p=1 \text{ m}^3/\text{h}/\text{Pa}$ )
- Infiltration durch Dichtheitsklasse ( $n_{50}$ -Wert des Gebäudes) (nach DIN EN 15242)
- Winddruckverteilung an Außenwänden (nach DIN EN 1991-4, DIN EN 15242)
- Betriebsverhalten/Kennlinie von Überströmluftdurchlässen (ÜLD, nach DIN 1946-6)

Aus der Variation aller Eingangsparameter wird eine Reihe von Lüftungsszenarien entwickelt, woraus aufgrund der hohen benötigten Rechenkapazitäten nur einige charakteristische Fälle innerhalb der Strömungssimulation analysiert werden. Für die Untersuchungen werden konstante Windrandbedingungen vorausgesetzt, zeitliche Winddruckänderungen z.B. durch Böen werden nicht berücksichtigt. Druckänderungen, die durch Auftriebsströmungen an der Fassade auftreten, können im Folgenden vereinfacht ebenso als veränderter Winddruck aufgefasst werden.

Entgegen erster Veröffentlichungen zu Beginn des Projekts (Dezember 2016) wird im weiteren Projektverlauf die Undichtigkeit der Gebäudehülle berücksichtigt. Es werden im Folgenden  $n_{50}$ -Werte von 0 („dicht“), 0,5 und 1 („undicht“) untersucht.

#### 4.1.2. Modellierung der Wärmerückgewinnung

Die Wärmerückgewinnung wird innerhalb der CFD-Umgebung betrachtet, jedoch nur im rudimentären Sinne wie im Folgenden noch deutlich wird. Für die Modellierung wird je nach Lüftungsart ein Wärmespeicher (alternierender Betrieb) oder ein Wärmeübertrager (kontinuierlicher Betrieb) definiert. Die Modellierungsansätze ergeben sich wie folgt:

alternierender Betrieb: Es wird an den Stellen der Lüftungsgeräte je ein imaginärer Wärmespeicher definiert. Hinterlegt ist ein einfaches mathematisches Modell nach Gleichung 1, die aus der idealen Wärmeübertragung an einen Massepunkt hergeleitet ist. Es wird angenommen, dass zu jedem Zeitpunkt die Temperatur des Wärmespeichers gleich der Temperatur der austretenden Luft ist. [vgl. 15]

$$\frac{T_{WS}(t_0 + \Delta t) - T_{ref}}{T_{WS}(t_0) - T_{ref}} = e^{\frac{-\dot{m}_L \cdot c_{p,L}}{m_{WS} \cdot c_{p,WS}} \Delta t} \quad \text{Gleichung 21}$$

$T_{WS}$	- Temperatur des Wärmespeichers/der Luft
$T_{ref}$	- Referenztemperatur: Außentemperatur (Zuluftmodus), Raumtemperatur (Abluftmodus)
$c_p$	- Wärmekapazität
$m_{WS}$	- Masse des Wärmespeichers
$\dot{m}_L$	- Massenstrom der Zu- bzw. Abluft

Da sich das Produkt  $m_{WS} \cdot c_{p,WS}$  herstellereitig unterscheidet und daher nicht eindeutig bestimmbar ist, werden charakteristische Messungen des HLK Stuttgart (siehe Abschnitt 3.2) herangezogen, sodass eine Kalibrierung der Wärmeübertragung für das CFD-Modell vorgenommen werden kann. In dieser Kalibrierung wird auch der Wirkungsgrad der Wärmeübertragung implizit berücksichtigt. Durch die Problematik zeitlich variabler Volumenströme über das Zu- und Abluftintervall der Lüftungsgeräte, wird bei der Kalibrierung besonders Augenmerk auf die richtige Abbildung der Zulufttemperatur gelegt. Durch die notwendig erfolgten Vereinfachungen kann die Aussage des Wärmerückgewinnungsgrads über die Simulation dadurch zwar nicht mehr sichergestellt werden, im Gegensatz kann aber der Einfluss der Thermik auf die Raumluftrömung innerhalb der Wohnräume Rechnung getragen werden.

kontinuierlicher Betrieb: Zwischen Zu- und Abluft wird eine feste Temperaturdifferenz von 3 Kelvin angenommen. Dieser Wert richtet sich an die durchschnittlichen Untertemperaturen, mit denen die Zuluft im alternierenden Betrieb in den Raum einströmt, um ähnliche thermische Bedingungen hinsichtlich der Raumluftrömung zu generieren.

#### 4.1.3. Mehrzonenmodell

Das Prinzip des Mehrzonenmodells in Modelica ist in Abbildung 68 dargestellt. Es sind die drei Prozessschritte hin zur Generierung der CFD-Randbedingungen am Beispiel der Wohnungsgeometrie aufgezeigt. Analog wird das Modell auch für das Einfamilienhaus angewandt.

❶: Der Grundriss zeigt die einzelnen Räume und ihre zugeordneten Lüftungskomponenten:

■ = Überstromluftdurchlass (ÜLD)

▨ = In- & Exfiltration

☛ = (Ent-)Lüftungsgerät

Ebenso sind die anliegenden Winddrücke ( $p_{west}$  bzw.  $p_{east}$ ) eingetragen.

②: Die Übersetzung des Grundrisses in das Modelica-Mehrzonenmodell wird durch eine Kopplung der einzelnen Räume erzeugt, über die ein Luftmassenaustausch in Abhängigkeit von anliegenden Druckunterschieden zwischen den Räumen stattfinden kann. Die Winddruckverhältnisse gehen als Randbedingungen in das Modell ein.

③: Die detaillierte Ansicht eines Raummodells zeigt die implementierten Teilmodelle. Dazu gehören Innen- und Außenwände, die je mathematische Modellierungen für ÜLD's und Lüftungsgeräte besitzen. Das Raumvolumen bildet einen Masseknoten ab, dem das ideale Gasgesetz hinterlegt ist.

Eine genauere Beschreibung des Modells und dessen Verifizierung ist in [16] zu finden.

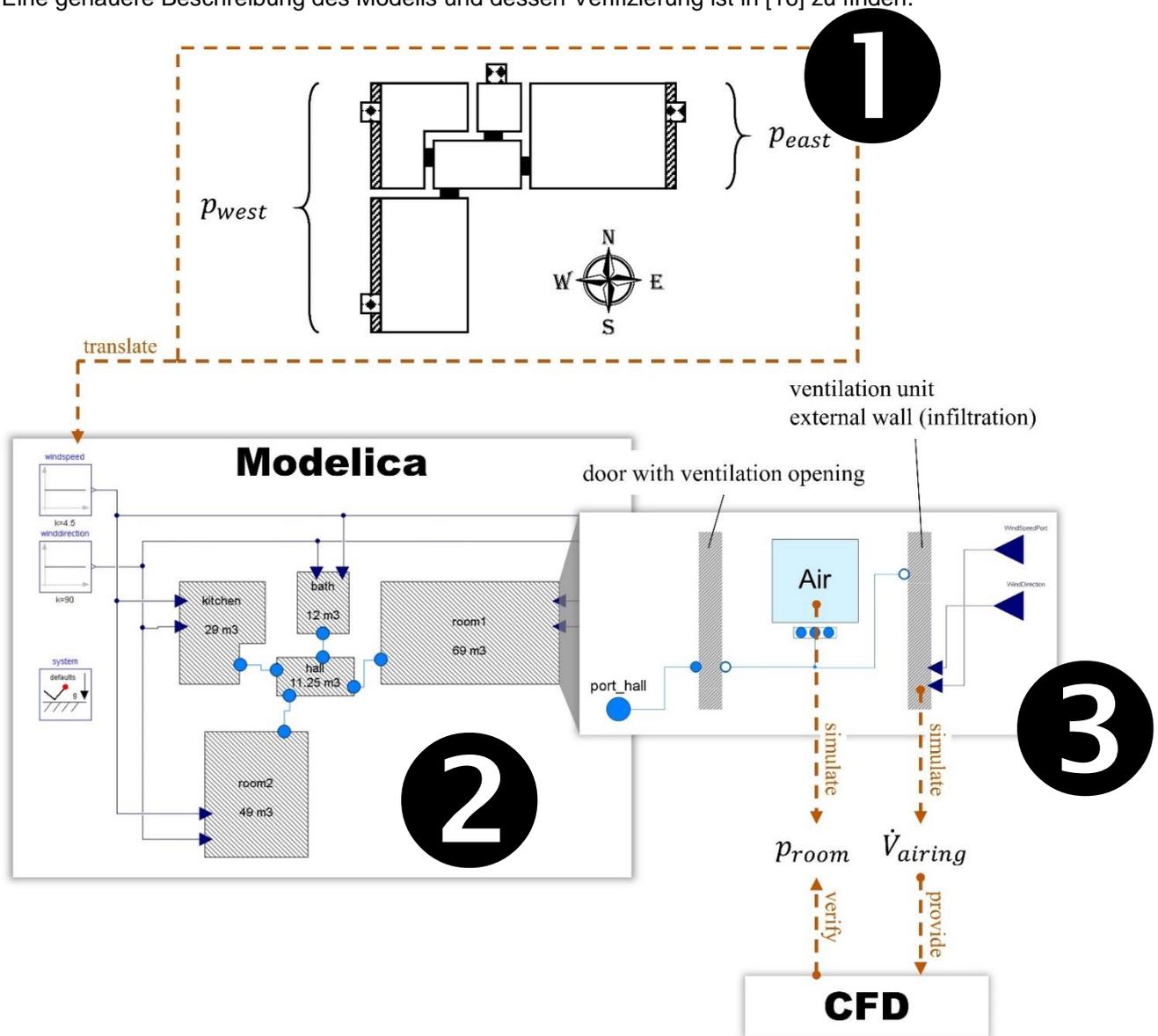


Abbildung 68: Mehrzonenmodell [16]

## 4.2. Randbedingungen

### 4.2.1. Geometrien

Zunächst werden die für die weiteren Schritte notwendigen geometrischen Randbedingungen definiert. Dazu werden neben dem Einzelraum zwei verschiedene Wohneinheiten entwickelt. Als Grundlage für die Gestaltung dienen statistische Ergebnisse der Wohnverhältnisse privater Haushalte [17]. Aus den Daten werden die in Abbildung 69 dargestellten Modelle für die Simulation generiert.

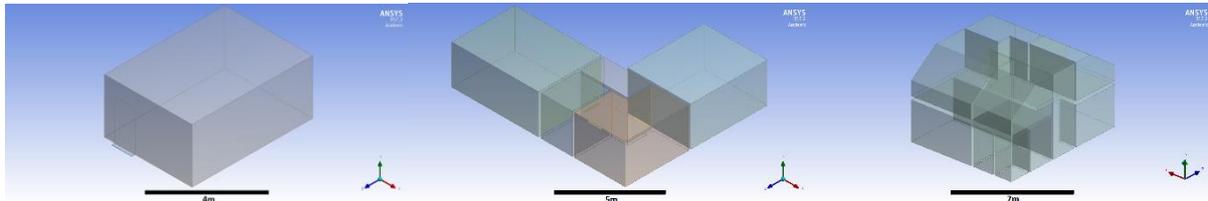


Abbildung 69: Geometrien der verschiedenen Wohnräume

Der Einzelraum, der mit 22 m<sup>2</sup> Grundfläche und einer Deckenhöhe von 2,5 m ungefähr die durchschnittliche Wohnraumgröße in Deutschland repräsentiert, bildet die Basis für die Untersuchungen im zweiten Arbeitspaket. Die komplexeren Wohnräume sind als eine Wohnung bzw. als Einfamilienhaus ausgelegt und werden im dritten Arbeitspaket behandelt.

Die Besonderheit der Wohnung stellt dabei ein innenliegendes Bad dar, das als reiner Abluftraum nach DIN 18017-3 ausgelegt wird. Im Gegensatz dazu dienen die zwei Etagen des Einfamilienhauses der Untersuchung des Einflusses der thermischen Säule auf die Wirksamkeit der Lüftung.

### 4.2.2. Windeinflussfaktoren

Die zur Lüftung beitragenden Volumenströme setzen sich sowohl aus den durch die Lüftungsgeräte und Abluftanlagen geförderten Volumenströmen als auch durch In- und Exfiltrationsströmen zusammen und werden nach DIN 1946-6 ausgelegt.

Mithilfe des lokalen Druckbeiwerts  $c_p$

$$c_p = \frac{p_0 - p_\infty}{0,5 \cdot \rho v_\infty^2} \quad \text{Gleichung 22}$$

- $p_0$  - lokaler statischer Druck in Pa
- $p_\infty$  - statischer Druck der Anströmung in Pa
- $\rho$  - Dichte der Luft ( $\approx 1,2 \text{ kg/m}^3$ )
- $v_\infty$  - Anströmgeschwindigkeit

geschieht die Quantifizierung des Winddrucks nach DIN EN 15242 sowie DIN EN 1991-1-4. Die Windgeschwindigkeit kann Messungen des Deutschen Wetterdiensts entnommen werden. [18]

Die Parameterspanne für den Wind umfasst sowohl Windstille als auch drei Windgeschwindigkeiten (1,5 m/s; 3 m/s; 4,5 m/s). Die relative und kumulierte Auftretenswahrscheinlichkeit ist innerhalb von Abbildung 70 für Deutschland gemittelt aufgetragen. Die in dem Projekt untersuchte, höchste Windgeschwindigkeit (4,5 m/s) deckt somit 95 % der Betriebszeit im Jahr ab.

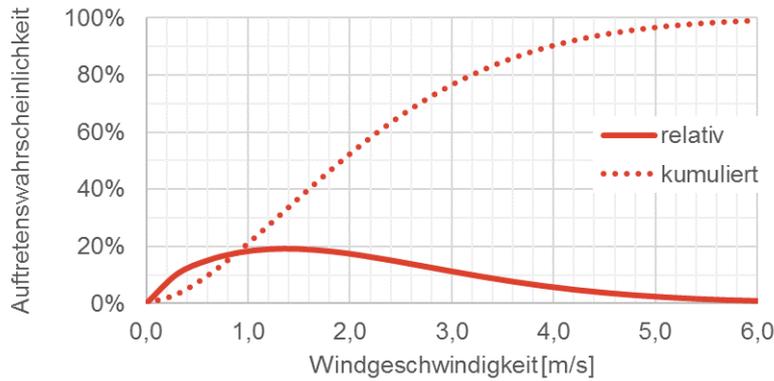


Abbildung 70: Verteilung  $\phi$ -Windgeschwindigkeit (Höhe  $\leq 5$  m)

Anhand dieser Daten können Aussagen über die Winddrücke getroffen werden, die an unterschiedlichen Fassadenseiten vorherrschen und damit die Lüftung beeinflussen. Abbildung 71 zeigt die Verteilung des Druckbeiwerts um ein quaderförmiges Bauwerk.

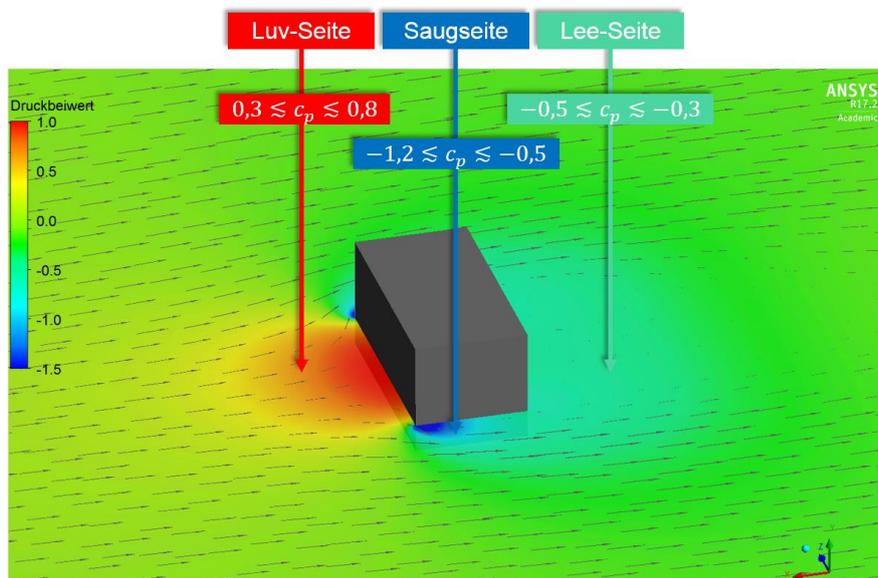


Abbildung 71: qualitative Druckverteilung mit Geschwindigkeitsvektoren um Bauwerk

Nach DIN EN 15242 kann der Infiltrationsvolumenstrom in Abhängigkeit von der Druckdifferenz zwischen innen und außen nach Gleichung 23 für den isothermen Fall an einer Fassadenseite bestimmt werden.

$$q_{inf,Fassade} = \frac{p_{außen} - p_{innen}}{|p_{außen} - p_{innen}|} \cdot \left( \frac{p_{innen} - p_{außen}}{50 \text{ Pa}} \right)^{2/3} \cdot \frac{n_{50} \cdot A}{U} \cdot L \cdot h \quad \text{Gleichung 23}$$

- A - Grundfläche des Wohnraums in m<sup>2</sup>
- U - Umfang der gesamten Außenfassade des Wohnraums in m
- L - Länge der Fassade
- h - Höhe der Fassade

Der erste Term der Gleichung gibt an, ob es sich um In- (positiver Wert) oder Exfiltration (negativer Wert) handelt. Das Produkt aus zweitem und drittem Term stellt die Abhängigkeit von Druck und Geschwindigkeit bei porösen Medien wie Undichtigkeiten in Wänden dar. Die Referenz bildet dabei der  $n_{50}$ -Wert. Die letzten beiden Faktoren bilden die Fläche der zu untersuchenden Fassade.

Abbildung 72 stellt das zugehörige Simulationsmodell dar. Die farbigen Vektoren stehen jeweils für Volumenströme der Infiltration (grün), Exfiltration (rot).

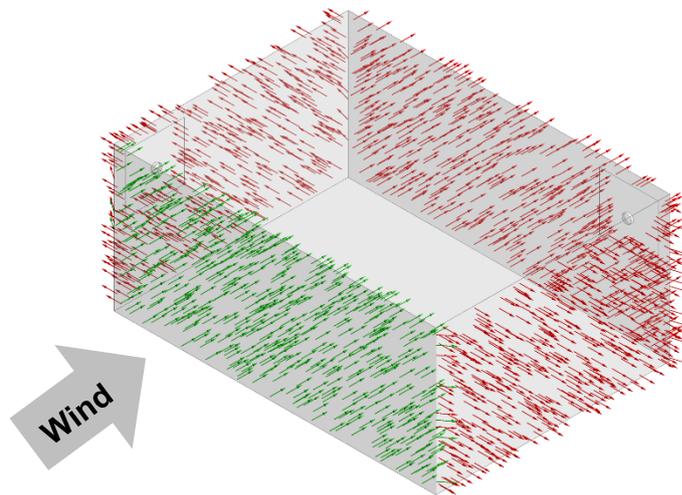


Abbildung 72: Randbedingungen Simulationsmodell mit Infiltration (grün) & Exfiltration (rot)

#### 4.2.3. Auswerteparameter

Die Auswertung der CFD-Simulationen wird anhand von verschiedenen Parametern bewertet und qualifiziert. Dazu zählen:

1. Luftaustauschwirkungsgrad (LAWG)
2. effektiv geförderte Luftvolumenströme an Lüftungsgeräten (für je Zu- und Abluftmodus)
3. Heizleistung zur Kompensation der durch die WRG nicht abgedeckten Wärmebereitstellung
4. Komfortbewertung durch Zugluft („draught rating“)

zu 1.: Der Luftaustauschwirkungsgrad  $\varepsilon^a$  wird definiert nach Gleichung 24.

$$\varepsilon^a = \frac{\tau_N}{2 \cdot \bar{\tau}} = \frac{V_{Raum}}{2 \cdot \bar{\tau} \cdot q_{Raum}} \quad \text{Gleichung 24}$$

$\tau_N$	- Raumzeitkonstante
$\bar{\tau}$	- durchschnittliches Alter der Luft
$V_{Raum}$	- Raumvolumen
$q_{Raum}$	- Eintrittsvolumenstrom

Der lokale Luftaustauschwirkungsgrad wird analog mit dem lokalen statt dem durchschnittlichen Alter der Luft gebildet. Für die weiteren Auswertungen wird die Inverse des lokalen bzw. globalen LAWGs

herangezogen, da sich diese proportional zum Alter der Luft verhält und so als „normiertes Alter der Luft“ verstanden werden kann.

Für die Durchlüftung mehrerer hintereinander geschalteter Räume wurde Gleichung 24 dahingehend erweitert, dass das Alter der Luft für den Zuluftstrom berücksichtigt werden kann (Gleichung 25).

$$\varepsilon^a = \frac{\tau_0 + \tau_N}{2 \cdot \bar{\tau}} = \frac{\sum_i \left( \frac{q_{ein,i} \cdot \tau_i}{q_{Raum}} \right) + \frac{V_{Raum}}{q_{Raum}}}{2 \cdot \bar{\tau}} = \frac{\sum_i (q_{ein,i} \cdot \tau_i) + V_{Raum}}{q_{Raum} \cdot 2 \cdot \bar{\tau}} \quad \text{Gleichung 25}$$

- $\tau_0$  - Alter der Zuluft  
 $\tau_i$  - durchschnittliches Alter der Luft des Zuluftvolumenstroms  $i$   
 $q_{ein,i}$  - Eintrittsvolumenstrom bei  $i$

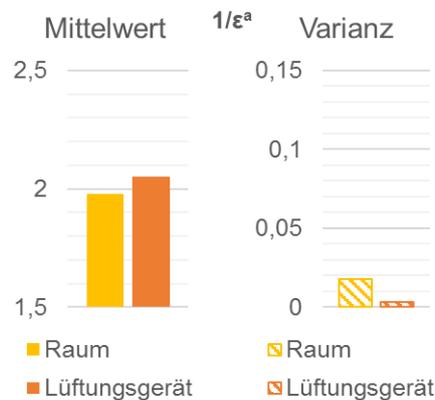


Abbildung 73: beispielhafte Auswertung des Luftaustauschwirkungsgrads über Invertierung

Für ideale Mischlüftung ( $\bar{\tau} = \tau_N$ ) ist laut Definition der LAWG gleich 0,5. Durch Invertierung folgt für diesen Lüftungsfall  $1/\varepsilon^a = 2$ . Wie in Abbildung 73 dargestellt ist, kann für den betrachteten Raum somit eine Mischlüftungscharakteristik festgestellt werden (gelbe Säule). Der entsprechende Wert für das Gebiet in der Nähe vom Lüftungsgerät (orangefarbene Säule) zeigt an, dass zum Zeitpunkt der Auswertung die Simulation einen stationären Zustand erreicht hat (Die Alterung der Luft im Raum entspricht in gleichem Maße dem Alter der Abluft (vgl. Gleichung 24, durchschnittliches Alter der Luft am Lüftungsgerät gleich  $\tau_N$ )).

Über die Varianz (gelbe bzw. orangefarbene, gestreifte Säulen) kann die Spanne der lokalen Altersverteilung quantifiziert werden. Durch hohe Werte z.B. an den Positionen der Lüftungsgeräte im Abluftmodus lassen sich Kurzschlussströmungen identifizieren.

Durch die direkte Abhängigkeit der Simulationsvariable „Alter der Luft“ von der Simulationszeit unterliegt die Wohnraumsimulation bei idealer Mischlüftung der Problematik, dass ein stationärer Zustand aufgrund des Verdünnungseffekts erst nach unendlicher Zeit erreicht werden kann. Um die Simulationszeit zu reduzieren, müssten die einzelnen Räume möglichst schon mit dem sich final einstellenden Alter der Luft initialisiert werden. Eine sehr gute Abschätzung kann mit der entwickelten Gleichung 25 getroffen werden, indem das sich ergebene Gleichungssystem für  $\bar{\tau}$  für je alle Räume gelöst wird.

zu 2.: Die mittels des Modelica-Modells berechneten Volumenströme an den Lüftungsgeräten im Zu- und Abluftmodus, werden in zwei - zunächst projektintern definierte - Parameter gefasst:

- **globale Disbalance:** „Differenz zwischen ein- und austretenden Volumenströmen zu einem Zeitpunkt in einem Raum über alle Lüftungsgeräte mit WRG“ (Gleichung 26)  
→ Aussage: Welche Volumenströme erfahren WRG insgesamt?
- **lokale Disbalance:** „Differenz zwischen ein- und austretenden Volumenströmen an einem Lüftungsgerät mit WRG in unterschiedlichen Betriebsmodi“ (Gleichung 27)  
→ Aussage: Wie verhält sich die WRG speziell an einem Lüftungsgerät?

$$\dot{V}_{glob. Dys} = \sum_n |\dot{V}_{n,in mit WRG}(t)| - \sum_n |\dot{V}_{n,out mit WRG}(t)| \tag{Gleichung 26}$$

$$\dot{V}_{lok. Dys} = \frac{1}{\Delta t} \left( \int_t^{t+\Delta t} \dot{V}_{n,in} dt - \int_{t+\Delta t}^{t+2\Delta t} \dot{V}_{n,out} dt \right) \tag{Gleichung 27}$$

Dabei ist die globale immer auch mit einer lokalen Disbalance verbunden, andererseits kann bei globaler Balance trotzdem lokale Disbalance auftreten. Die Parameter können im weiteren Projektverlauf für die normativen Anpassungen hinsichtlich der Bewertung der WRG herangezogen werden.

Die Auswertung für verschiedene Simulationskonfigurationen erfolgt analog zu Abbildung 74, in der die globale und lokale Disbalance beispielhaft für einen Einzelraum mit über Eck positionierten Lüftungsgeräten („Raum1“ & „Raum2“) aufgetragen ist. Dabei gibt der hellblaue Balken den Bereich an, in dem sich die Disbalance für Windgeschwindigkeiten bis 4,5 m/s und allen vier Windrichtungen erstreckt. Der dunkelblaue Punkt entspricht dem Mittelwert aller Fälle. Die Auswertung erfolgt mit einer Wohnraumdichtheit von  $n_{50}=0 \text{ h}^{-1}$  sowie  $n_{50}=1 \text{ h}^{-1}$ .

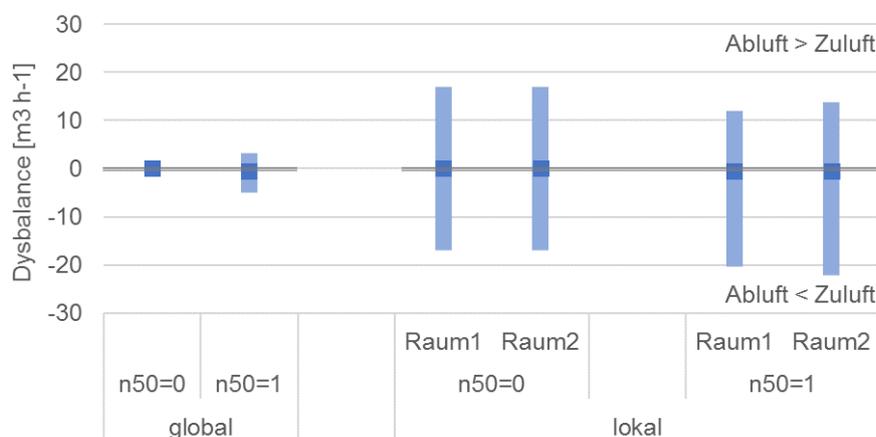


Abbildung 74: globale und lokale Disbalance für Einzelraumkonfiguration unter unterschiedlichen Winddruckverhältnissen und Gebäudedichtheit

zu 3.: Die Betrachtung der WRG in der CFD-Simulation erfolgt nur sehr rudimentär. Begründet ist dies durch folgende Vereinfachungen, die innerhalb der Simulation getroffen werden:

- keine Berücksichtigung herstellerepezifischer Merkmale
- jeweils zeitlich konstant geförderter Luftvolumenstrom in beiden Betriebsmodi der Lüftungsgeräte (in der Praxis sind die Volumenströme instationär und haben nicht zwingend für beide Betriebsmodi denselben Verlauf)
- Wärmeübertragung (im Zuluftmodus) wird anhand zweier charakteristischer Verläufe der Wärmespeichertemperatur angenähert

Im Gegensatz zur Simulation können die Erkenntnisse aus den Messungen des HLK Stuttgart (siehe Abschnitt 3.5) für eine genauere Abschätzung des WRGs herangezogen werden. Da die Simulationsergebnisse aus den genannten Gründen allenfalls Abschätzungen bzw. qualitative Vergleiche liefern können, wird im Folgenden auf diese Form der Auswertung verzichtet.

zu 4.: Das Zugluftrisikio (DR) wird anhand von Gleichung 28 aus DIN EN ISO 7730 bewertet.

$$DR = (34 - t_{a,l}) \cdot (\bar{v}_{a,l} - 0,05)^{0,62} \cdot (0,37 \cdot \bar{v}_{a,l} \cdot Tu + 3,14) \quad \text{Gleichung 28}$$

$t_{a,l}$  - lokale Lufttemperatur in Grad Celsius, 20 °C bis 26 °C

$\bar{v}_{a,l}$  - lokale mittlere Luftgeschwindigkeit in m/s, < 0,5 m/s

$Tu$  - lokaler Turbulenzgrad in %

Das Umgebungsklima wird unter anderem auch anhand des Zugluftrisikos in die Kategorien A, B und C klassifiziert. Es müssen dafür entsprechend jeweils Werte < 10 %, < 20 % und < 30 % eingehalten werden. Es sei vorweg genommen, dass beispielhaft von Abbildung 75 das Zugluftrisikio in den betrachteten Fällen auch bei Nennlüftung keinen negativen Einfluss besitzt. Nur in der Nähe der Lüftungsgeräte können aufgrund der erhöhten Luftgeschwindigkeiten Zugluftprobleme auftreten. Da diese Geschwindigkeiten direkt von der Größe der Austrittsfläche abhängen, kann hier das Zugluftrisikio durch eine Anpassung derselben gesenkt werden. Gleiches gilt entsprechend auch bei dezentral kontinuierlichen Geräten.

draught rating (DR)

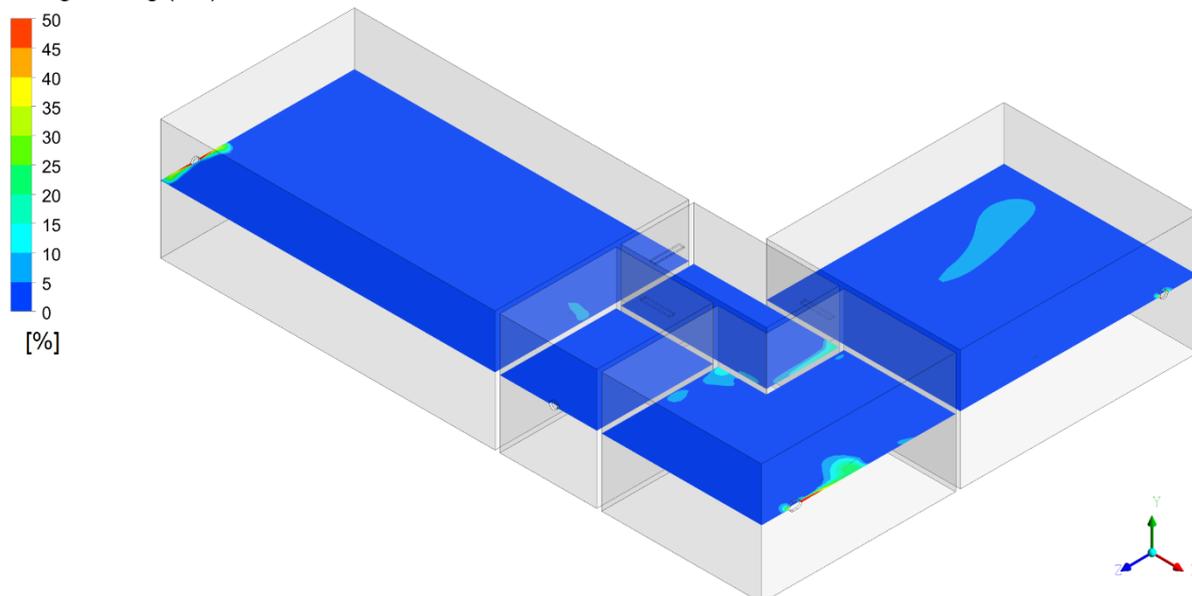


Abbildung 75: Auswertung des Zugluftrisikos (draught rating) in % in der Wohnung

Da das Zugluftrisikio überwiegend von der Gestaltung der Blende der Lüftungsgeräte abhängt, die in dem Projekt nicht herstellernerneutral bewertet werden kann, wird die Auswertung des „draught rating“ nicht weiter verfolgt.

### 4.3. Validierung CFD-Modell

Vor der Untersuchung des Einzelraums werden geeignete Netz- und Turbulenzeinstellungen für die Simulation festgelegt. Als Validierungsstudie dienen Geschwindigkeitsmessungen in einem isotherm durchströmten, würfelförmigen Raum mit den Kantenlängen 2,44 m [19]. In Abbildung 76 ist anhand eines von neun vertikalen Geschwindigkeitsprofilen beispielhaft die Validierung der Simulationsumgebung vorgestellt. Es ist gezeigt, dass die gemessenen Geschwindigkeitswerte (blaues Kreuz) in der Simulation (rote Linie) sehr gut reproduziert werden können.

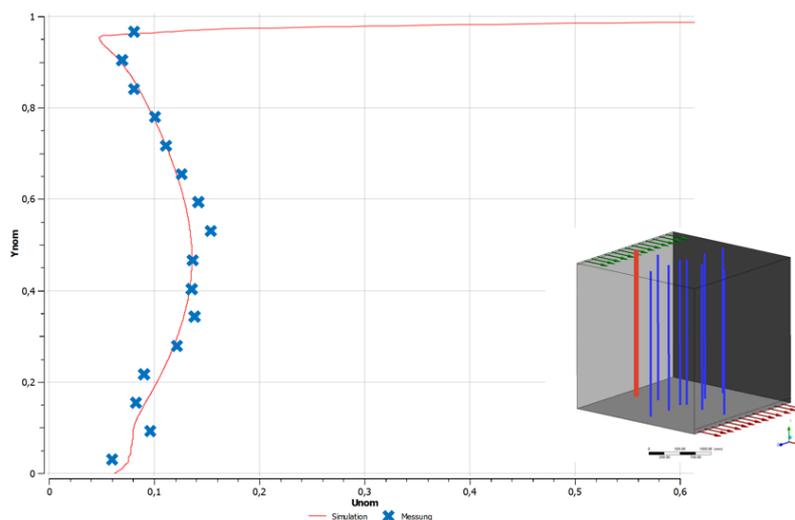


Abbildung 76: Abgleich eines Geschwindigkeitsprofils (Messung und Simulation)

Die besten Übereinstimmungen mit Messwerten bei gleichzeitig akzeptabler Simulationszeit konnten mit dem SST-k- $\omega$  Turbulenzmodell erreicht werden. Die Basis des Rechengitters bilden dabei Hexaeder-Elemente mit einer Kantenlänge von 0,1m. Darüber hinaus werden an Stellen komplexerer Strömungen z.B. um Ein- und Auslässen und an Wänden lokale Netzverfeinerungen vorgenommen, die zu Elementgrößen zwischen 0,03 bis 0,05m führen.

Für die folgenden Simulationen werden die Einstellungen, die ein effizientes und gleichzeitig hohes Maß an Genauigkeit sicherstellen, übernommen.

### 4.4. CFD Analyse Einzelraum

Im Folgenden werden die Ergebnisse aus den Parameterstudien vorgestellt. Um Einsatzgrenzen aufzeigen zu können, werden jeweils die extremen Fälle aus den zuvor erzeugten Randbedingungen behandelt.

- Volumenströme: Auslegung nach Feuchteschutz- und Nennlüftung, mit/ohne Wind (0 - 4,5 m/s)
- Zulufttemperatur: isotherm und Temperaturdifferenz innen/außen in Analogie zur Leistungsprüfung nach DIN EN 13141 (7°C / 20 °C), nur Wärmeverluste durch Lüftung, Wände adiabatisch
- Zu-/Abluftposition (dezentral):
  - o kontinuierlich betriebenes Lüftungsgerät: Zu-/Abluft örtlich gebunden, jeweils halb-radial aus- und eintretender Volumenstrom
  - o alternierend betriebenes Lüftungsgerät: Variante 1) Geometrie wie kontinuierlich betriebenes Lüftungsgerät und Variante 2) mit Zu-/Abluft örtlich getrennt, jeweils voll-radial aus- und eintretender Volumenstrom

- Infiltration: vollständig dichter Einzelraum bzw. undichter Einzelraum mit  $n_{50}=1 \text{ h}^{-1}$

Aus den Ergebnissen der Simulationen für den Einzelraum können eine Reihe von Erkenntnissen abgeleitet werden. Allen Varianten gemein ist, dass ihre Lüftungsform sehr stark der idealen Mischlüftung ähnelt.

Tabelle 22: Zusammenfassung der Erkenntnisse im Einzelraum

Einfluss	Erkenntnis (bezüglich $1/\epsilon^a$ )	Abbildung
<b>Lüftungssystem</b> - kontinuierlich - alternierend	Im alternierenden Betrieb zeigen sich erhöhte Werte in der Varianz, was aus der Umkehr der Betriebsführung resultiert. Es treten dann kurzzeitig Kurzschlussströmungen auf, die jedoch so gering sind, dass sie keinen Einfluss auf den globalen LAWG besitzen.	Abbildung A 1
<b>Lüftungsvolumenstrom</b> - Nennlüftung (N) - Feuchteschutzlüftung (F)	Bei balanciertem Betrieb der Lüftungsgeräte treten keine Unterschiede im LAWG auf.	Abbildung A 1, Abbildung A 2, Abbildung A 3, Abbildung A 4
<b>Thermik</b> - isotherm (iso) - $7 \text{ °C} / 20 \text{ °C}$ (aniso)	Der Einfluss schon einer geringen Thermik, die durch eine Fußbodenheizung erzeugt wird, um die Wärmeverluste durch die Lüftungsgeräte auszugleichen, trägt zu einer besseren Durchmischung der Luft im Raum bei. Die Varianz des Raums liegt deutlich unter der des isothermen Falls. Die Durchlüftung selbst wird nur marginal verbessert.	Abbildung A 1, Abbildung A 3
<b>Position</b> - „Twin-Gerät“ (1) - zwei Einzelgeräte (2-4) (siehe Abbildung)	Eine Vergrößerung des Abstands zweier Lüftungsgeräte im Raum zeigt keine deutliche Veränderung des LAWG. Auch ein sogenanntes „Twin-Gerät“ erzielt ähnliche Ergebnisse.	Abbildung A 2
<b>Windeinfluss</b> - windstill (0 m/s) - Starkwind (4,5 m/s)	In Fällen starken Windes und geringer Luftförderung (Feuchteschutzlüftung) können erhöhte Kurzschlusseffekte an solchen Lüftungsgeräten festgestellt werden, bei denen der Zu- deutlich größer als der Abluftvolumenstrom ausfällt. Dieses Phänomen schlägt sich geringfügig im LAWG nieder.	Abbildung A 3
<b>Infiltration</b> - $n_{50}=0 \text{ h}^{-1}$ (dicht) - $n_{50}=1 \text{ h}^{-1}$ (undicht)	Durch die Vergrößerung der Zuluftflächen bei Infiltration über die Raumwände fällt die Varianz im Raum größer aus. Ebenso können durch die damit einhergehende Reduzierung der lokalen Disbalance an den Lüftungsgeräten die Kurzschlusseffekte verringert werden.	Abbildung A 4

Hinsichtlich der lokalen Disbalance kann eine Anordnung der Lüftungsgeräte über Eck als die problematischste angesehen werden. Durch Wind können an den Fassaden hierbei die höchsten Druckdifferenzen auftreten, was zu lokalen Disbalancen von  $\pm 20 \text{ m}^3/\text{h}$  führt. Ein Überströmen von Lüftungsgeräten tritt unter den gegebenen Soll-Volumenströmen nicht auf.

#### 4.5. CFD Analyse Wohnung

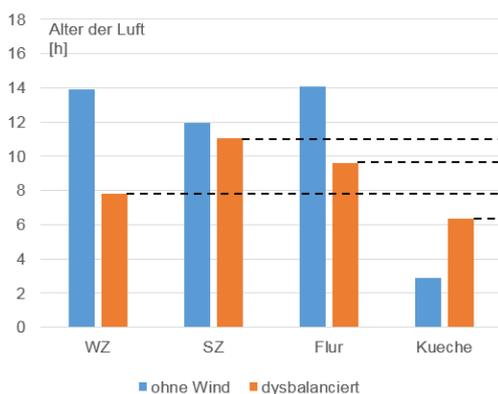
Analog zum Vorgehen aus der Einzelraumanalyse werden die Parametervariationen auf den Grundriss einer Wohnung (2ZKDB) übertragen. Zusätzlich wird in diesem Fall die Entlüftung des Bads nach DIN 18017-3 vorgenommen. Die verschiedenen Varianten der Soll-Volumenströme an den Lüftungsgeräten sind bereits in den Abbildungen (siehe Kap. 2.1.2) vorgestellt worden. Durch den komplexeren Simulationsaufbau und der Variantenerhöhung durch die zu untersuchende Entlüftung wird die Betrachtung der Infiltration im Weiteren vernachlässigt. Dadurch, dass wie bereits erörtert die lokale Disbalance an den Lüftungsgeräten durch die Undichtigkeit der Gebäudehülle verringert wird, ergibt sich hierdurch ein weit weniger kritischer Fall hinsichtlich des Luftaustauschwirkungsgrads bzw. der energetischen Betrachtung.

Als zusätzlicher Untersuchungsfall wird außerdem die Änderung der Zykluszeit vorgenommen. Dies war ein ausdrücklicher Wunsch der Industrievertreter beim Industrietreffen (04.11.2017, Holzminden).

Für die Auswertung des LAWG können für die komplexeren Wohnräume zwei verschiedene Betrachtungsweisen ausgemacht werden. Zum einen kann die vorliegende Strömungsform für jeden Raum analysiert werden, zum anderen kann eine gesamtheitliche Auswertung der Durchlüftung für die ganze Wohnung aufgestellt werden. Im Folgenden wird das erste Verfahren beschrieben. Hierbei wird die Auswertung nach Gleichung 25 vorgenommen.

Besonders bei der Feuchteschutzlüftung und Disbalance, bei der zum Teil ein besonders niedriger Luftwechsel vorliegt, wird die bereits erörterte Problematik, einen stationären Zustand für das Alter der Luft zu erreichen, deutlich. Beispielhaft können bei einer Raumzeitkonstante von 15 h und einer Simulationslaufzeit von einer Stunde Änderungen zum Initialzustand von nur rund 7 % erreicht werden. Dementsprechend müssen bereits die Initialbedingungen hinreichend genau gewählt werden. Abbildung 77 (links) zeigt für den Fall der Feuchteschutzlüftung, inwieweit die Windverhältnisse (ohne Wind und dysbalanciert (Windgeschwindigkeit gleich 4,5m/s aus Richtung des WZ) das absolute Alter der Luft im Raum beeinflussen. Da in diesem Fall der an der Fassade anliegende Winddruck zu einem höheren Luftwechsel führt, liegt das Alter der Luft in den meisten Räumen unterhalb dem mit normaler Lüftung. Bezogen auf die Luftvolumenströme ergeben sich für beide Fälle jedoch Mischlüftungsbetrieb.

analytische Berechnung:



CFD-Berechnung:

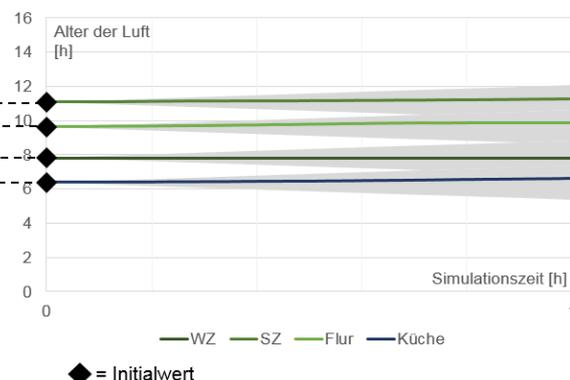


Abbildung 77: Absolutes Alter der Luft analytisch und simulativ berechnet

Weiterhin zeigt die Abbildung, dass die analytische Herleitung des Alters der Luft unter der Annahme einer Mischlüftung in allen Räumen valide auch hinsichtlich der CFD-Umgebung ist. Es zeigt sich, dass die initialisierten Werte innerhalb der Simulation keine Änderung widerfahren.

Ein beispielhafter Plot für die Verteilung des Alters der Luft im Raum ist in Abbildung 78 dargestellt. Um das sich momentan im Zuluftbetrieb befindliche Lüftungsgerät im Wohnzimmer ist die Frischluftzufuhr gut erkennbar.

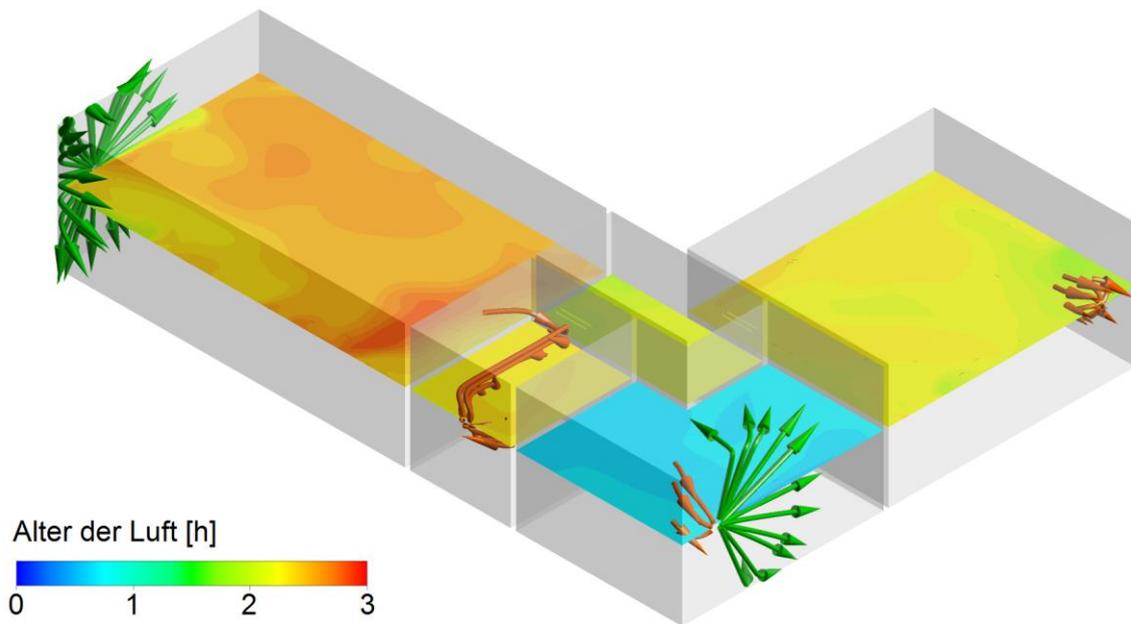


Abbildung 78: Alter der Luft in der Wohnung bei aktivem Entlüftungssystem im Nennlüftungsbetrieb

Tabelle 23: Zusammenfassung der Erkenntnisse in der Wohnung

Einfluss	Erkenntnis (bezüglich $1/\varepsilon^a$ )	Abbildung
<b>Lüftungssystem</b> - kontinuierlich - alternierend	Es werden analog zur Einzelraumlüftung die gleichen Effekte festgestellt. Dies zeigt, dass die Erkenntnisse vom Einzelraum auf komplexere Wohnräume transferiert werden können.	Abbildung A 5
<b>Lüftungsvolumenstrom</b> - Nennlüftung (N) - Einzelnutzung (EN) - Doppelnutzung (DN) - Feuchteschutzlüftung (F)		Abbildung A 5, Abbildung A 6
<b>Thermik</b> - isotherm (iso) - 7 °C / 20°C (aniso)		Abbildung A 5, Abbildung A 6
<b>Windeinfluss</b> - windstill (0 m/s) - Starkwind (4,5 m/s)		Abbildung A 6
<b>Badentlüftung</b> - ohne ( $E=0 \text{ m}^3/\text{h}$ ) - reduziert ( $E=15 \text{ m}^3/\text{h}$ ) - voll ( $E=60 \text{ m}^3/\text{h}$ )	Eine aktive Entlüftung resultiert in einer lokalen Disbalance an den Lüftungsgeräten, die stärkeren Einfluss besitzt als die durch Winddruck erzeugte.	Abbildung A 7
<b>Zykluszeit</b> - kurz (30s) - normal (60s) - lang (120s)	Unterschiedliche Zykluszeiten zeigen gleiches Verhalten im LAWG. Eine „Kolbenströmung“ kann auch für eine Halbierung der normalen Zykluszeit nicht ausgemacht werden.	Abbildung A 8

Eine Variante der Wohnungssimulation mit offenen Türen zwischen Schlafzimmer (SZ), Flur und Wohnzimmer (WZ) statt Überströmluftdurchlässen weist ein analoges Verhalten auf und wird daher hier nicht weiter dargestellt.

Die Analyse der lokalen Disbalance zeigt, dass für windstarke Verhältnisse, aktive Entlüftung und Feuchteschutzlüftung das Lüftungsgerät im Wohnzimmer zeitweise überströmt wird. In allen anderen Fällen tritt dieses Extrem nicht auf. Der Grad der lokalen Disbalance ist in etwa vergleichbar mit den Erkenntnissen aus der Einzelraumanalyse. Generell führt aber eine Gebäudeundichtigkeit von  $n_{50}=1 \text{ h}^{-1}$  durchschnittlich zu einer Halbierung der globalen und lokalen Disbalance.

#### 4.6. CFD Analyse Einfamilienhaus

Analog zur Wohnungssimulation werden die Analysen des Einfamilienhauses vorgenommen. In Abgrenzung zur Wohnung werden hierbei keine Entlüftungsgeräte, sondern stattdessen das Phänomen der thermischen Säule behandelt. Voruntersuchungen zu diesem Thema befinden sich derzeit im Abschluss. Sie sollen in das Modelica-Modell zur Generierung der Volumenstromverteilung einfließen und für anisotherme CFD-Simulationen des Einfamilienhauses eingesetzt werden.

Tabelle 24: Zusammenfassung der Erkenntnisse im Einfamilienhaus

Einfluss	Erkenntnis (bezüglich $1/\epsilon^a$ )	Abbildung
<b>Lüftungssystem</b> - kontinuierlich - alternierend	Es werden vergleichbare Ergebnisse zu der Wohnung erzielt. Einzig für das Wohnzimmer ergeben sich veränderte Strömungsverhältnisse zwischen den Lüftungssystemen. Der Grund liegt in unterschiedlichen Lüftungszonen. Da im alternierenden Betrieb ein Lüftungsggerät mit einem im Gästezimmer (OG) korrespondiert, wird in dieser Konstellation das Treppenhaus und der Flur (OG) mitbelüftet. Im kontinuierlichen Betrieb wird keine Lüftung des Treppenhauses und Flures vorgenommen.	Abbildung A 9

Die Auswertung der Volumenströme zeigt, dass trotz der Vergrößerung der Wohnfläche und mehreren Lüftungsgeräten die lokale Disbalance in der gleichen Größenordnung liegt, wie beim Einraum und der Wohnung. Auch hier kann bei der maximal untersuchten Windgeschwindigkeit an keinem Gerät Überströmen festgestellt werden.

Das diskutierte Phänomen der thermischen Säule wurde in einer separaten CFD-Simulation untersucht, in der die Lüftungsgeräte auf die beiden Geräte reduziert worden sind, die über das Treppenhaus miteinander „verbunden“ sind (vgl. Abbildung 8 - Abbildung 13, Lüftungsgerät-Nr. 4 & 7). In Abbildung 79 wird das Vorgehen deutlich, indem das Treppenhaus in einer isolierten Betrachtung unter idealen strömungstechnischen und thermischen Randbedingungen durchströmt wird. Dabei werden insgesamt vier kombinatorische Fälle untersucht:

- zwei Strömungsrichtungen: „von unten nach oben“ und umgekehrt
- zwei Temperaturniveaus: „von warm nach kalt“ und umgekehrt

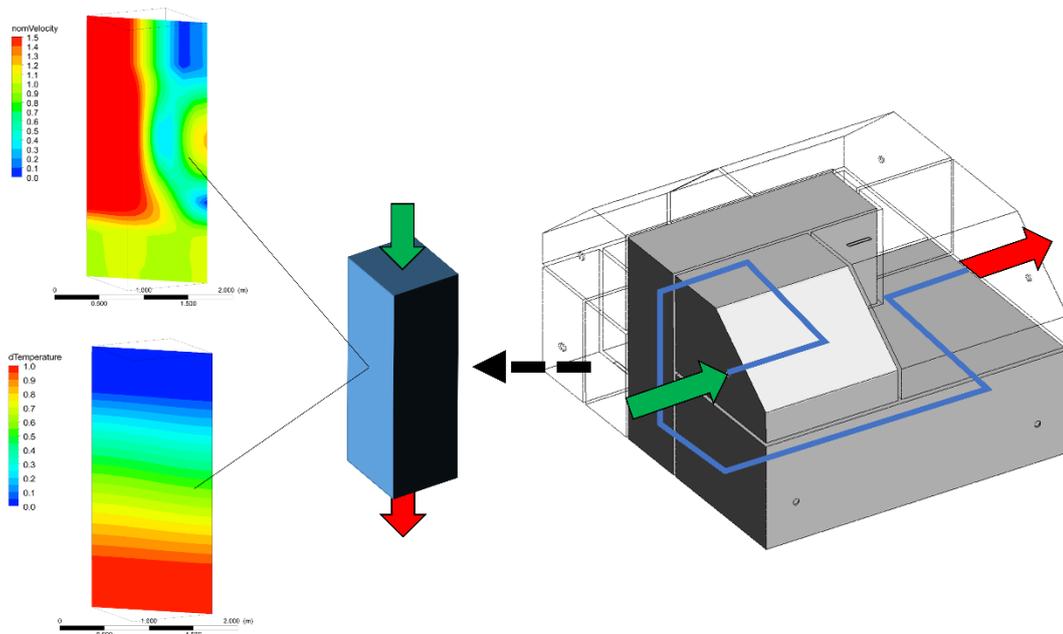


Abbildung 79: CFD-Simulation der thermischen Säule

Die Ergebnisse zeigen, dass es erst bei hohen Temperaturunterschieden zwischen innen und außen (Winterfall) zu nennenswerten Druckdifferenzen an den Lüftungsgeräten entstehen, die aber weiterhin unter 1 Pa liegen. Eine detailliertere Auswertung erfolgt in [20].

#### **4.7. Zusammenfassung CFD Analyse**

Die CFD-Simulationen unter den vorgestellten verschiedensten Bedingungen zeigen allesamt ein ähnliches Verhalten. So liegt annähernd unabhängig von Geometrie und Volumenstrom in den einzelnen Räumen eine Mischlüftungscharakteristik vor. Aus diesem Grund muss davon ausgegangen werden, dass auch bei zentralen Lüftungsgeräten, die nicht explizit mittels Strömungssimulation analysiert wurden, diese Strömungsform vorliegt. Des Weiteren können die für die dezentralen Lüftungsgeräte kritischen Fälle, wie Entlüftung und Winddruck für die zentrale Lüftungskonfiguration, weitestgehend ausgeschlossen werden.

Hinsichtlich des Luftaustauschwirkungsgrads müssen für die Normung keine Anpassungen vorgenommen werden. Für die absolut geförderten Volumenströme treten jedoch zum Teil erhebliche Abweichungen zu den Soll-Volumenströmen auf. Diese können mittels des Modelica-Modells ausgemacht und hinsichtlich der Anrechenbarkeit auf WRG ausgewertet werden.

## 5. Ergebnisverwertung

### 5.1. Fazit

Bereits mit Beginn der Projektlaufzeit wurde das Projekt mit sehr starkem Interesse seitens der Industrie verfolgt, da viele offene Fragestellungen bezüglich dezentral alternierender Geräte im Markt herrschten. Als wichtigstes Kernthema wurde die energetische Vergleichbarkeit zwischen Lüftungsgeräten ausgemacht. Dabei stand nicht nur der Vergleich von Geräten gleicher Funktionsweise (dezentral alternierend), sondern auch anderer Lüftungsprinzipien (z.B. dezentral kontinuierlich) im Fokus. Eng verbunden damit bestand folglich auch Klärungsbedarf hinsichtlich der Lüftungseffektivität auch im Sinne der Windanfälligkeit. Um die Rahmenbedingungen für einen fairen Wettbewerb der Marktteilnehmer zu schaffen, wurden die Erkenntnisse anschließend normativ ausgearbeitet.

Sowohl die messtechnischen als auch numerischen Untersuchungen haben gezeigt, dass die dezentral alternierenden Lüftungsgeräte im Rahmen der Zielsetzungen des Projekts in ihrer Verhaltenscharakteristik erfassbar und in einem ersten Schritt auch bewertbar sind. Im Rahmen der Neugestaltung verschiedener nationaler und internationaler Normen konnten bereits Erfolge in den Normausschüssen geleistet werden, um erarbeitete Prüf- und Bewertungsverfahren für dezentral alternierende Lüftungsgeräte einzubringen. Unabhängig davon bleibt es weiterhin das Ziel, die Erkenntnisse auch in zukünftigen Gestaltungsregeln für Lüftungsgeräte zu vertreten.

### 5.2. Ausblick

Mit den in diesem Projekt gewonnenen Erkenntnissen und entwickelten Methoden wurde ein erster Schritt zur besseren Vergleichbarkeit verschiedener Lüftungssysteme vollzogen. Dennoch wurden schon während der Projektlaufzeit zukünftige Themen entwickelt, die ebenfalls ein hohes Interesse aufzeigen ließen. Im Folgenden zählen dazu:

#### **Feuchterückgewinnung:**

Eine ständig aktuelle Herausforderung innerhalb der Wohnungslüftung bildet die Raumlufffeuchte. Zu trockene Luft beispielsweise kann den Komfort und schlimmstenfalls die Gesundheit der Bewohner beeinflussen. Für die dezentralen Lüftungsgeräte wurde die Bemessung der Feuchte innerhalb der energetischen Bewertung in diesem Projekt nicht bearbeitet, wird aber mit steigendem Interesse verfolgt. Analog zu der Vorgehensweise in diesem Projekt können ähnliche Aufgabenpakete hinsichtlich experimenteller und numerischer Untersuchung sowie abschließende Einbringung in die Norm definiert werden.

#### **Weitere Messverfahren:**

Wie bereits vorgestellt wurde, sind derzeit drei Messverfahren bekannt, wovon zwei während der Antragsphase das größte Potential für einen messtechnischen Vergleich zugesprochen wurde. Außerhalb des Projekts wurde parallel zur Laufzeit wurde auch das dritte Verfahren (kalorischer Prüfstand) zur energetischen Bewertung von dezentral alternierenden Lüftungsgeräten weiterverfolgt, so dass auch hier Bedarf an einer messtechnischen Bewertung bestünde.

#### **Windanfälligkeit:**

Wie im Projekt gezeigt wurde, ist neben der Lüftungseffektivität auch die Windanfälligkeit entscheidend, wie die Volumenströme bewertet werden müssen. Im Rahmen der vorliegenden Arbeit konnten erste Methoden entwickelt werden, um eine ganzheitliche Bewertung für Wohngebäude vornehmen zu können. In diesem Zusammenhang sind grobe Auslegungskriterien nach Normen angewandt worden, eine detailliertere Beschreibung der Windrandbedingungen wäre jedoch in der Zukunft möglich. Dazu zählen beispielsweise ein genauere Druckbeiwertverlauf auf der Fassade – auch im Verbund mit anderen umgebenden Gebäuden -, wetterbedingte Einflüsse wie Windrichtung und -häufigkeit sowie

Thermikströmungen. Ebenfalls können Komponenten wie Feuerstätten im Wohngebäude in die Analyse aufgenommen werden, die die Lüftung beeinflussen,.

#### **Komfortbewertung:**

Unter dem Begriff Komfort können Themen der Filterung oder Akustik von Lüftungsgeräten bewertet werden. Dezentral alternierende Lüftungsgeräte verlangen dabei durch die wechselseitig beanspruchten Filter gegebenenfalls entsprechende Hygieneanforderungen. Zum anderen führen An- und Abfahrvorgänge der Lüfter selbst zu akustischen Effekte, die ebenfalls noch bewertet werden müssen.

### **5.3. Ergebnistransfer**

Veröffentlichungen bei Konferenzen/Kongressen:

- **TGA Kongress 2018, Berlin:** „Strömungscharakteristischer Vergleich dezentraler Lüftungsauslegungen in Wohnräumen mittels CFD-Simulation“
- **Roomvent 2018, Espoo (FI):** „Verification and transferability of a multizone air flow model in Modelica to a CFD environment for decentralized ventilation systems“
- **Symposium Wohnungslüftung 2018, Stuttgart:** „EwWalt-Projekt: Auslegung von alternierenden Lüftungssystemen sowie Projektauswirkungen auf normative Anforderungen“
- **Symposium Wohnungslüftung 2018, Stuttgart:** „Strömungscharakteristischer Vergleich dezentraler Lüftungsauslegungen in Wohngebäuden mittels CFD-Simulation“
- **Symposium Wohnungslüftung 2018, Stuttgart:** „Vergleich von Prüfverfahren für dezentral alternierende Wohnungslüftungsgeräte“
- **CEGA-Kongress 2018, Baden-Baden:** „Gesamtheitliche Bewertung alternierender Wohnungslüftungsgeräte“
- geplant: **CLIMA 2019, Bukarest (RO)/Building Simulation, Rom (IT):** „Effects on the Ventilation of a Two-Storey Building Under Different Thermal Conditions“

Veröffentlichungen in Fachzeitschriften/Journalen:

- **HLH 4/2018:** „Prüfverfahren für dezentrale alternierende Wohnungslüftungsgeräte“
- **TGA-Fachplaner 10/2018 (Ausgabe Oktober 2018):** „Gesamtheitliche Bewertung alternierender Wohnungslüftungsgeräte“
- geplant: **IKZ-HAUSTECHNIK (4/2019):** „Lüftungseffizienz dezentraler Wohnraumlüftung“
- geplant, bisher ohne Titel: **REHVA Journal:** Zusammenfassung der EwWalt-Projektergebnisse
- geplant: **Indoor and Built Environment Journal, März 2019:** „Usability of a combined multizone air flow model in Modelica and a CFD environment for decentralized ventilation systems“

Übernahme der Ergebnisse in die akademische Lehre:

- Regenerative Energien für Gebäude 2, Lüftungseffektivität (Lehrstuhl für Gebäude- und Raumklimatechnik, RWTH Aachen University)

## Literatur

1. Deutsches Institut für Normung e.V. DIN 1946 Teil 6. Raumluftechnik - Lüftung von Wohnungen; Allgemeine Anforderungen, Anforderungen zur Bemessung, Ausführung und Kennzeichnung, Übergabe/Übernahme (Abnahme) und Instandhaltung. s.l. : Beuth-Verlag. 2009.
2. —. DIN 18017 - Teil 3. Lüftung von Bädern und Toilettenräumen ohne Außenfenster - Lüftung mit Ventilatoren. s.l. : Beuth-Verlag. 2009.
3. —. DIN V 4701 Teil 10. Energetische Bewertung heiz- und raumluftechnischer Anlagen -Heizung, Trinkwassererwärmung, Lüftung (Vornorm). s.l. : Beuth-Verlag. 2003.
4. —. DIN V 18599 Teil 6. Energetische Bewertung von Gebäuden - [...] - Teil 6: Endenergiebedarf von Lüftungsanlagen, Luftheizungsanlagen und Kühlsystemen für den Wohnungsbau. s.l. : Beuth-Verlag. 2011.
5. —. DIN EN 13142. Lüftung von Gebäuden - Bauteile / Produkte für die Lüftung von Wohnungen - Geforderte und frei wählbare Leistungskenngrößen. s.l. : Beuth-Verlag. 2013.
6. —. DIN EN 13141 Teil 8. Lüftung von Gebäuden - Leistungsprüfungen von Bauteilen / Produkten . s.l. : Beuth-Verlag. 2014.
7. Stergiaropoulos. Energieaufwand maschineller Wohnungslüftung in Kombination mit Heizsystemen. Dissertation. Universität Stuttgart, IKE-Lehrstuhl für Heiz- und Raumluftechnik. 2006.
8. Hinweis für Antragsteller. Fassung 30.9.14. veröffentlicht unter [www.dibt.de](http://www.dibt.de).
9. Prüfrelement Lüftungsgeräte zentral. Stand 24.09.2009. veröffentlicht unter [www.passiv.de](http://www.passiv.de).
10. Requirements and testing procedures for energetic and acoustical assessment of Passive House (facade integrated) ventilation systems. 07/2015. veröffentlicht unter [www.passiv.de](http://www.passiv.de).
11. Commission Regulation (EU) No 1253/2014, Official Journal of the European Union 11.11.2016.
12. Ringversuch zum Vergleich des Prüfverfahrens für dezentrale Lüftungsgeräte mit alternierender Ventilatorumdrehrichtung zwischen drei Prüfstellen zur energetischen Bewertung. Forschungsbericht Fraunhofer IRB Verlag 2017.
13. Guide to the Expression of Uncertainty in Measurement. ISO/IEC Guide 98-3:2008-09.
14. ANSYS, Inc. ANSYS CFX-Solver Modeling/Theory Guide – Release 17.0. ANSYS, Inc. 2016.
15. VDI Wärmeatlas. 11. Auflage. Springer Vieweg. 2013.
16. Röder, Mathis, Müller. Verification and Transferability of a Multizone Air Flow Model in Modelica to a CFD Environment for Decentralized Ventilation Systems. Roomvent&Ventilation 2018.
17. Statistisches Bundesamt. Wirtschaftsrechnungen - Wohnverhältnisse privater Haushalte. Wiesbaden : Statistisches Bundesamt, 2013.
18. Deutscher Wetterdienst. Windkarten zur mittleren Windgeschwindigkeit. [Online] 2013. veröffentlicht unter [www.dwd.de/DE/leistungen/windkarten/deutschland\\_und\\_bundeslaender.html](http://www.dwd.de/DE/leistungen/windkarten/deutschland_und_bundeslaender.html).
19. Horikiri, Yao, Yao. Numerical Simulation of Convective Airflow in an Empty Room. s.l. : International Journal of Energy and Environment, 2011.
20. Röder, Mathis, Müller. Effects on the Ventilation of a Two-Storey Building Under Different Thermal Conditions. *(Details der Veröffentlichung stehen noch aus)*

A. Anhang

A.1. Einzelraum

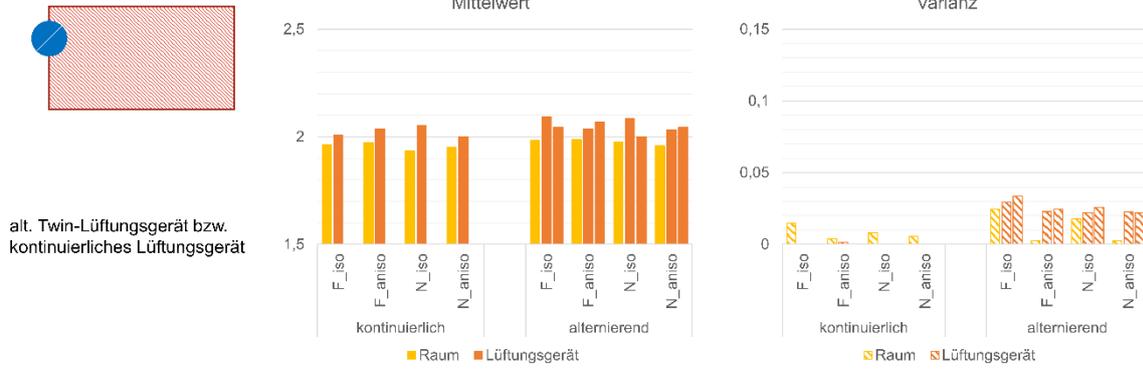


Abbildung A 1: Einfluss des Lüftungssystems: Qualitätsparameter  $1/\epsilon^a$

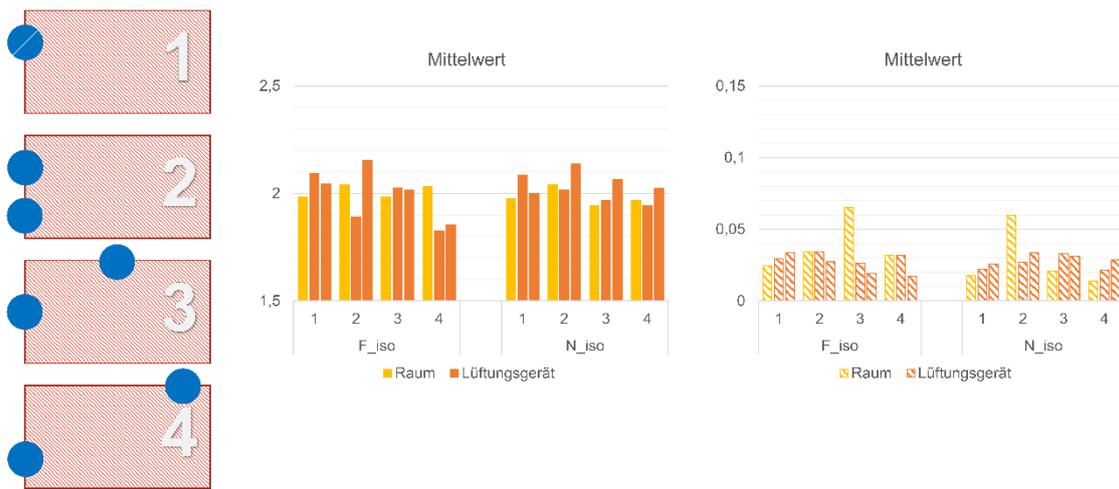


Abbildung A 2: Einfluss der Position der Lüftungsggeräte: Qualitätsparameter  $1/\epsilon^a$

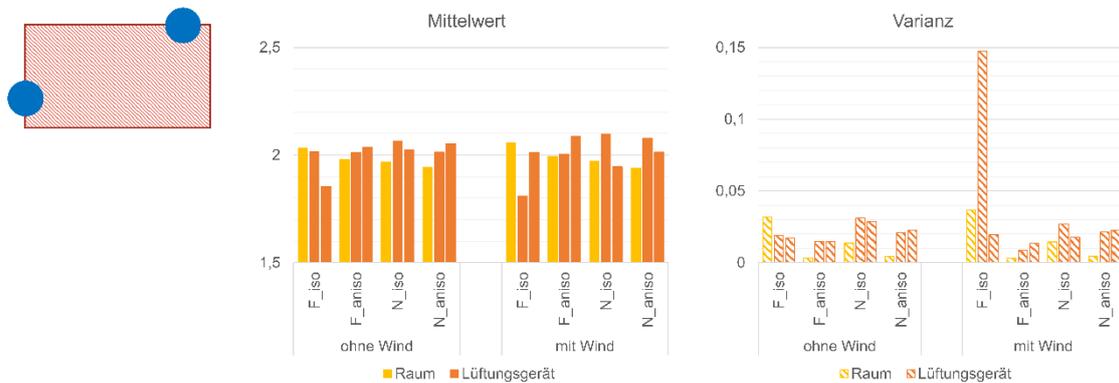


Abbildung A 3: Einfluss des Winds: Qualitätsparameter  $1/\epsilon^a$

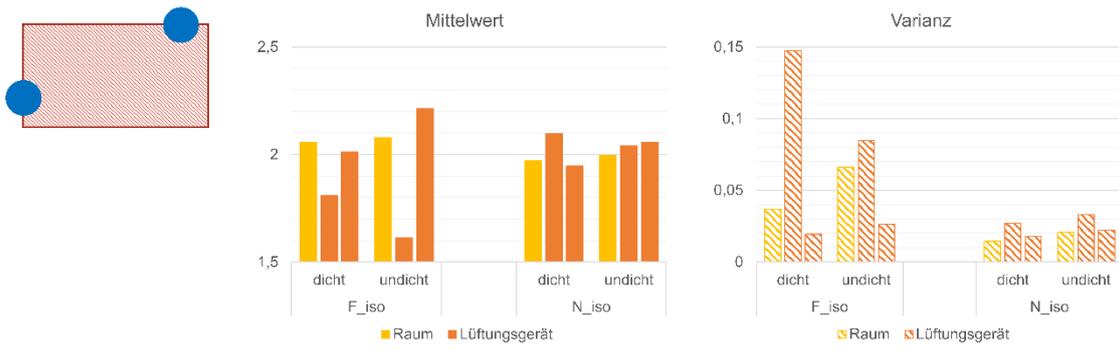


Abbildung A 4: Einfluss der In- und Exfiltration: Qualitätsparameter  $1/\epsilon^a$

A.2. Wohnung

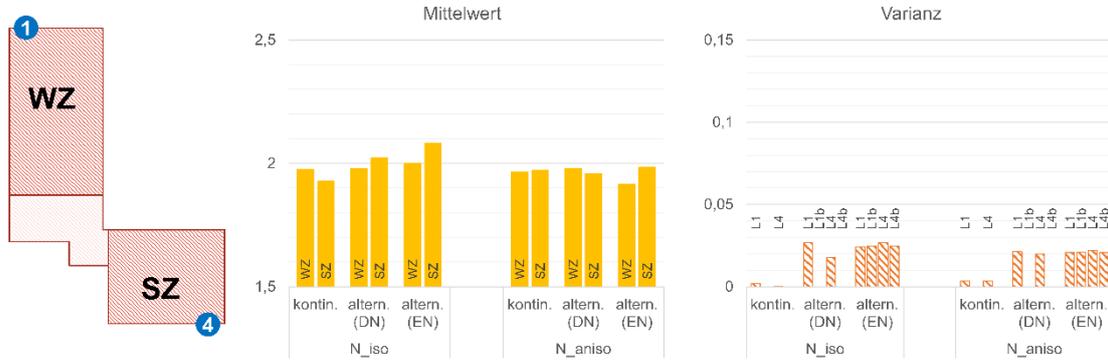


Abbildung A 5: Einfluss der Lüftungssysteme: Qualitätsparameter  $1/\epsilon^a$

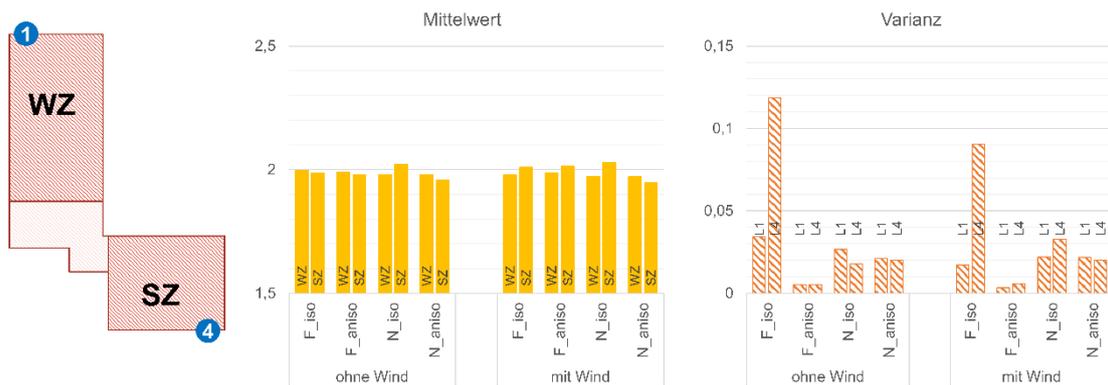


Abbildung A 6: Einfluss des Winds: Qualitätsparameter  $1/\epsilon^a$

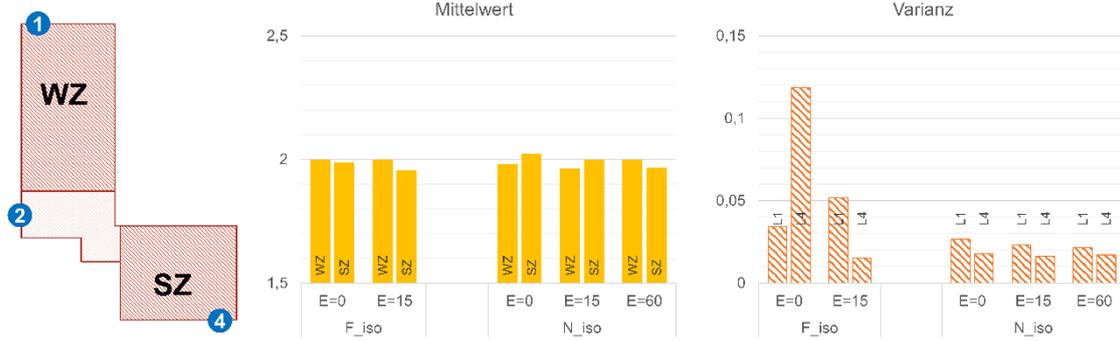


Abbildung A 7: Einfluss der Entlüftung: Qualitätsparameter  $1/\epsilon^a$

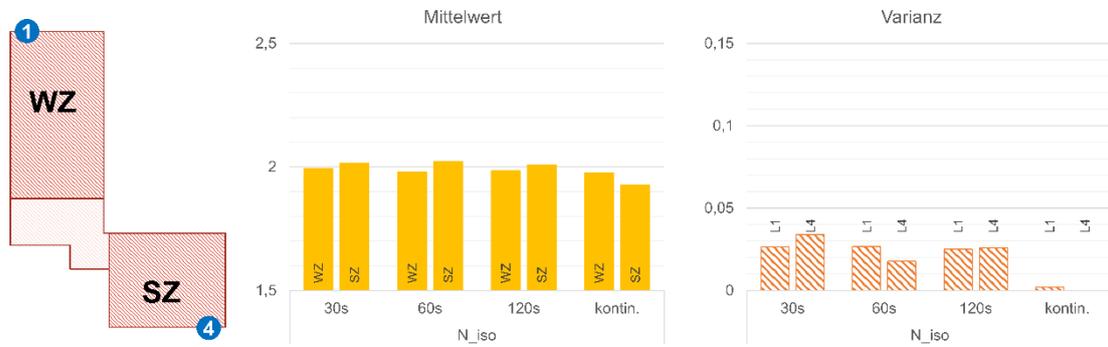


Abbildung A 8: Einfluss der Zykluszeit: Qualitätsparameter  $1/\epsilon^a$

**A.3. Einfamilienhaus**

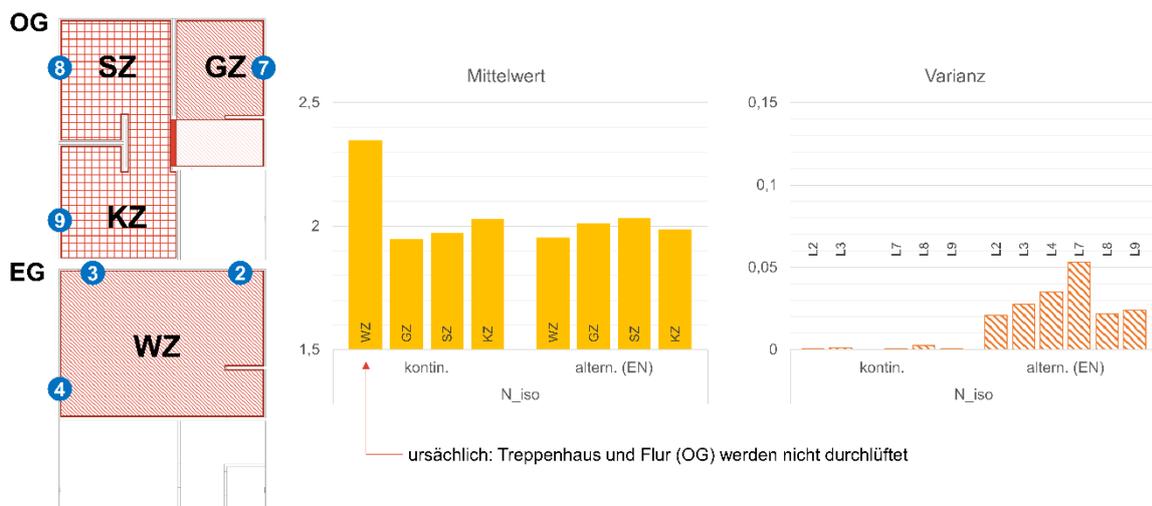


Abbildung A 9: Einfluss der Lüftungssystems: Qualitätsparameter  $1/\epsilon^a$

**Legende:**

- Auslegung
  - N: Nennlüftung
  - F: Feuchteschutzlüftung
- Thermik
  - iso: isotherm
  - aniso: anisotherm
- Volumenströme
  - EN: Einzelnutzung
  - DN: Doppelnutzung
- Lüftungssystem
  - kontin: kontinuierliches Lüftungssystem
  - altern: alternierendes Lüftungssystem

RWTH Aachen

Aachen, den

---

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dirk Müller