

Bewertung der Raumlufzustände mittels der numerischen Methode CFD

M. SCHÖNY

Forschung Burgenland GmbH, Forschungszentrum Pinkafeld, Burgenland

P. KLANATSKY, CH. HESCHL

Fachhochschule Burgenland GmbH, Studienzentrum Pinkafeld, Burgenland

ABSTRACT: The development of a low cost and energy efficient residential ventilation systems requires a detailed knowledge about the room airflow situation. To provide a better understanding for such flow pattern three different ventilation systems were investigated for a reference room by using CFD simulations (Computational Fluid Dynamics). Within the paper the following ventilation system were analysed:

- central supply and exhaust system
- central exhaust system
- decentralized supply and exhaust system for single room application

The ventilation systems differ in terms of their geometry and position of air inlet and outlet (or overflow). Furthermore, furniture and internal heat loads and CO₂ sources in the reference room were taken into account.

The CFD investigations were carried out for three different outside air temperatures and two different air exchange rates. Simulations were performed under stationary conditions and the computed results for the temperature, velocity and species concentration distribution (CO₂) were presented.

1. MOTIVATION UND AUFGABENSTELLUNG

Die im Sinne der Reduktion des Heizwärmebedarfs allgemein bekannten Ausführungsmaßnahmen des Vollwärmeschutzes und der Fenstersanierung, führen einerseits zu einer erheblichen Verringerung der Transmissionswärmeverluste und andererseits zu stark reduzierter Infiltration (unkontrollierter Luftaustausch mit der Umgebung) hervorgerufen durch eine luftdichte Bauweise. Hierbei müssen wiederum präventiv Vorkehrungen, zur Schaffung einer akzeptablen Raumlufqualität (entsprechend der Klassifizierung lt. ÖNORM EN 13779 (2008), für Nichtwohngebäude) bzw. der Vermeidung von Schimmelpilz, getroffen werden.

Ausgehend vom Fokus der nachhaltigen Sanierung des mehrgeschossigen Wohnbaus untersuchte das Forschungsprojekt Luft_plus drei alternative Lüftungssysteme, mit der Intention, einfach, leistbar sowie energie- und ressourceneffizient zu sein. Hierbei erfolgte im Rahmen eines Arbeitspakets die numerische Bewertung der Raumlufzustände für festgelegte Lüftungssysteme, welche mittels numerischer Methoden (CFD-Simulationen mit dem kommerziellen CFD-Code ANSYS Fluent®) jedes System hinsichtlich der Lufttemperatur-, Geschwindigkeits- und CO₂-Konzentrationsverteilung in einem Referenzraum bewertete. Für die numerische Untersuchung wurden folgende Lüftungssysteme unter stationären Bedingungen betrachtet:

- zentrales Zu- und Abluftsystem
- zentrales Abluftsystem
- dezentrales Zu- und Abluftsystem

Die drei angeführten Lüftungssysteme unterscheiden sich dabei hinsichtlich der Geometrie und Position der Zu- und Abluftöffnung (bzw. Überströmöffnung) und berücksichtigen ebenso innere Lasten (LED-

Fernseher, Personendummy). Eine detaillierte Darstellung der Lüftungssysteme bezüglich ihrer Komponenten, die Auswahl der physikalischen Modelle, sowie Ergebnisse und Schlussfolgerungen kann dem publizierten Endbericht innerhalb der vierten Ausschreibung des Programms e!Mission entnommen werden.

Die vorliegende Arbeit konzentriert sich dabei auf die numerische Bewertung der Raumluftqualität. Eine Beurteilung der Raumluftqualität für mechanisch belüftete Räume kann beispielsweise nach den Vorgaben des Bundesministeriums für Land- und Forstwirtschaft, Umwelt und Wasserwirtschaft (Teil 7 „Bewertung der Innenraumluft – physikalische Faktoren, Kohlenstoffdioxid als Lüftungsparameter“ (siehe BM-LFUW (2015)) oder über die Einstufung der ÖNORM EN 13799 (2008) vorgenommen werden. Dazu sind aber Kenntnisse über die räumliche Verteilung der Kohlenstoffdioxid-Konzentration erforderlich.

2. GEOMETRIEMODELLE UND RANDBEDINGUNGEN

2.1 REFERENZRAUM

Die isometrische Darstellung, veranschaulicht in Abb. 1, des betrachteten Referenzraumes (Wohnzimmer inklusive Mobiliar & Multimedia) wird für die Simulation als Geometrie herangezogen. Die Hauptabmessungen des Raumes betragen 5,3 x 4,0 x 2,5 (L x B x H; in Meter).

Die Gesamtheit aller raumbegrenzenden und innerhalb des Raumes befindlichen Oberflächen (Möbelstücke, Heizkörper, LED-Fernseher, Notebook, Dummy) bilden die geometrische Begrenzung des Berechnungsgebietes.

Der untersuchte Referenzraum befindet sich am Eck des Gebäudes, sodass dieser aus zwei innenliegenden und zwei außenliegenden Wänden besteht. Des Weiteren sind punktuell die Positionen der Luftaus- bzw. -einträge der zu untersuchenden Lüftungssysteme eingetragen.

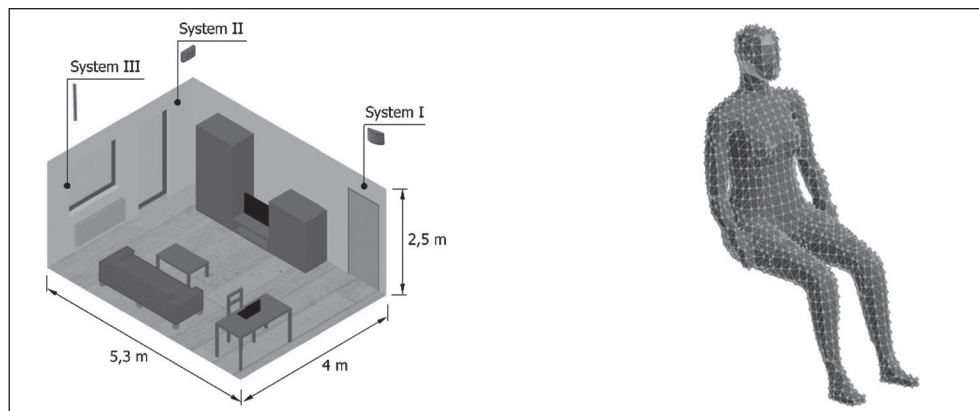


Abb. 1: Isometrische Ansicht d. Referenzraumes inkl. Position d. jeweiligen Lüftungssysteme

Abb. 2: Vereinfachter Personendummy einer weiblichen, sitzenden Person

Innerhalb des Referenzraumes wurde eine auf der Couch sitzende Person, dargestellt in Abb. 2 in Anlehnung an Nielsen et al. (2003), für die Untersuchung miteinbezogen. Die vereinfachte Geometrie (Oberflächennetz wurde auf ca. 4.900 Faces reduziert) dient als Dummy einer weiblichen Person. Des Weiteren wird dieser Personendummy als innere Quelle mit einer Wärmelast von 70 W (entspannte sitzende Tätigkeit) und einem emittierenden Kohlenstoffdioxidausstoß von 17 lh⁻¹ (4 Vol.-% CO₂ Atemluftanteil nach Rietschel, 1994) herangezogen. Der Gesamtluftvolumenstrom des Atems beträgt demnach 425 lh⁻¹ mit einer Austrittstemperatur von 32 °C.

Ein LED-Fernseher wurde als weitere innere Last mit einer Leistungsaufnahme (entspricht der Wärmeabgabe) von 42 W (Samsung, 2015) berücksichtigt.

2.1.1 Bauphysikalische Festlegungen

Die im Zuge eines Workshops vereinbarten Wärmedurchgangskoeffizienten sind der Tab. 1 zu entnehmen. Hierbei legte man sich auf in der OIB Richtlinie 6 vorgegebenen Mindestwerte fest (OIB, 2015). Für innenliegende Begrenzungsflächen wurden, im Hinblick auf die numerische Effizienz und Modellvereinfachung, adiabate Bedingungen berücksichtigt.

Tab. 1: Wärmedurchgangskoeffizienten der Umschließungsflächen des Referenzraumes

-	AW ¹	FE ¹	BT ¹	IW; FB; DE; IT ¹
U-Wert in W/(m ² *K)	0,22	1,00	1,00	adiabat

¹ AW... Aussenwand; FE... Fenster; BT... Balkontür; IW... Innenwand; FB... Fußboden; DE... Decke; IT... Innentür

2.1.2 Raumlufittemperatur

Die mittlere Raumlufittemperatur wurde auf 23 °C festgelegt. Zur Berechnung des Wärmeaustausches aufgrund Strahlung wurde weiters die Eigenstrahlung und Absorptionsfähigkeit des Wasserdampfes in der Raumluf (Gasstrahlung) berücksichtigt.

Dafür wurde eine mittlere relative Raumlufitfeuchte von rund 35 % definiert, wodurch sich ein Wasserdampfpartialdruck von 985 Pa ergibt. Die Berechnung des Emissionsgrades $\varepsilon_{\text{H}_2\text{O}}$ wurde laut VDI Wärmeatlasberechnung (VDI, 2006) durchgeführt, welcher einen Wert von 0,095 annimmt. Der CO₂-Gehalt in der Raumluf musste, aufgrund seines geringen Anteils, nicht berücksichtigt werden.

2.1.3 Umgebungstemperatur und CO₂-Konzentration

Die statistische Auswertung eines Wetterdatensatzes (William und Ken, 1995) hinsichtlich Außenlufttemperatur für den Standort Graz ergab, dass in der Heizsaison (1. Oktober bis 30. April) rund 12 % aller Stundenwerte der Außenlufttemperatur kleiner als -5 °C, ca. 35 % aller Stundenwert kleiner als 0 °C und ungefähr 64 % aller Stundenwerte kleiner als +5 °C betragen. Aufgrund dessen wurden für die numerische Bewertung der nachfolgenden Strömungssimulationen diese Außenlufttemperaturen als Randbedingung für die Umgebung definiert und eine CO₂-Konzentration von 380 ppm berücksichtigt.

2.2 LÜFTUNGSSYSTEME

Es wurden zwei Volumenströme festgelegt, welche den Raum mit Frischluft versorgen. Die Lüftungssysteme sollten hierbei für den betrachteten Referenzraum einen zugeführten Luftvolumenstrom von einerseits $\dot{V}_1 = 20 \text{ m}^3\text{h}^{-1}$ und andererseits $\dot{V}_2 = 20 \text{ m}^3\text{h}^{-1}$ gewährleisten. Bezugnehmend auf die Infiltration und daraus folgenden Lüftungswärmeverlusten, wurde aus Gründen der Modellvereinfachung sämtliche Undichtigkeit vernachlässigt ($n_{\text{inf}}=0$).

Im Lüftungssystem I wird mittels einer zentralen Zu- und Abluftanlage sowie der Luftverteilung über ein Kanalsystem, konditionierte Zuluft dem Referenzraum zugeführt. Die Luft strömt dann über die Überströmöffnung (Türspalt) in den Gang. Das System berücksichtigt eine Wärmerückgewinnung.

Das Lüftungssystem II berücksichtigt eine zentrale Abluftanlage. Die Außenluft wird dabei dezentral zugeführt und die Abluft über die Überströmöffnung (Türspalt) zentral aus der Referenzwohnung abgeführt. Dieses System enthält keine WRG, versorgt demnach den Wohnraum mit der als Randbedingung definierten Außenlufttemperatur.

Bei Lüftungssystem III handelt es sich um eine dezentrale Zu- und Abluftanlage. Im konkreten Fall wurde ein im Fensterrahmen integriertes, dezentrales Zu- und Abluftsystem, welches mit einer Wärmerückgewinnung ausgestattet ist, modelliert.

Die den Datenblättern entnommenen Rückwärmehzahlen führen bei festgelegten Randbedingung betreffend Aussenlufttemperatur zu folgender Zulufttemperatur für das jeweilige Lüftungssystem:

Tab. 2: Festgelegte Zulufttemperaturen der drei Lüftungssysteme in °C

T_{ausen} in °C	System I	System II	System III	
	20 bzw. 40 m^3h^{-1}	20 bzw. 40 m^3h^{-1}	20 m^3h^{-1}	40 m^3h^{-1}
-5	17,4	-5,0	18,5	15,7
0	18,4	0,0	19,3	17,0
+5	19,4	+5,0	20,1	18,3

2.3 RAUMHEIZLASTEN

Zur Beheizung des Raumes wurde ein Radiator im Referenzraum berücksichtigt. Abzüglich der inneren Lasten (Wärmeabgabe durch die Person und dem LED-Fernseher) entsprechen diese Werte der aufzuwendenden Leistung des Wärmeabgabesystems, um die geforderte Raumtemperatur von 23 °C aufrecht zu erhalten. Insgesamt wurden demnach 18 stationäre Raumluftzustände simuliert und auf deren strömungstechnisches Verhalten untersucht bzw. ausgewertet.

Tab. 3: Netto-Heizleistung des Wärmeabgabesystems (Raumheizlast abzüglich der inneren Wärmelasten)

T_{ausen} in °C	20 m^3h^{-1}				40 m^3h^{-1}	
	System I	System II	System III	System I	System II	System III
-5	145 W	288 W	138 W	181 W	468 W	203 W
0	99 W	217 W	93 W	129 W	364 W	147 W
+5	53 W	145 W	49 W	76 W	261 W	90 W

3. PHYSIKALISCHE MODELLIERUNG UND DISKRETISIERUNG

Die Strömungssimulationen wurden für den stationären Zustand durchgeführt. Bei der betrachteten stationären Raumluftströmung handelt es sich um eine inkompressible (die Dichte ist von der Temperatur aber nicht vom Druck abhängig) reibungsbehaftete Strömung. Sie ist durch turbulente Wirbelstrukturen und somit durch einen starken turbulenten Wärme-, Impuls- und Stoffaustausch gekennzeichnet. Daher müssen geeignete Ansätze zur Beschreibung der turbulenten Transportprozesse verwendet werden.

3.1 RANS-GLEICHUNGEN

Als Basis für die mathematische Modellbildung von Transportprozessen dienen die Erhaltungsgleichungen von Masse, Impuls und Energie. Die mathematisch-physikalische Beschreibung der Raumluftströmung, welche durch einen hohen Turbulenzgrad bei gleichzeitig niedriger Strömungsgeschwindigkeit charakterisiert ist, erfolgt mit der problemangepassten Formulierung der Navier-Stokes Gleichungen, welche durch Reynolds-Zeitmittelung die Auswirkungen der turbulenten Schwankungen mittels statistischer Schließungsansätze einbeziehen.

Aufgrund der Nichtlinearität der Erhaltungsgleichungen treten bei der Mittelung Korrelationen der turbulenten Schwankungsgröße auf. Daher müssen geeignete Ansätze (Turbulenzmodelle) für die Korrelationen des turbulenten Energie-, Impuls- und Stoffaustausches angewendet werden, um diese statistischen Größen zu beschreiben.

3.2 WIRBELVISKOSITÄTSANSATZ NACH BOUSSINESQ

Aufgrund ihrer numerischen Effizienz und der guten Übereinstimmung mit experimentellen Befunden wurde für die gegenständlichen Untersuchungen der Wirbelviskositätsansatz nach Boussinesq (1877) ver-

wendet (Schließungsansatz erster Ordnung). Der auf der linken Seite der Gleichung stehende Term wird als Reynoldsspannungstensor bezeichnet:

$$-\rho \cdot \overline{u'_i \cdot u'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \cdot \rho \cdot k \cdot \delta_{ij} \quad (1)$$

Analog zur Boussinesq-Hypothese wird der turbulente Wärme- und Stofftransport nach Ehrhard (1999) modelliert. Nach Ehrhard (1999) wird angenommen, dass der Wärmefluss proportional zum Temperaturgradienten ist. Nach der Reynolds'schen Analogie kann hier die Wirbeldiffusivität durch die turbulente Viskosität (μ_t) und der turbulenten Prandtl-Zahl (σ_t) bzw. der turbulenten Schmidt-Zahl (σ_c) ausgedrückt werden. Die turbulenten Flüsse können demnach folgendermaßen bestimmt werden:

$$-\overline{u'_i \cdot T'} = \frac{\mu_t}{\rho \cdot \sigma_t} \cdot \frac{\partial \overline{T}}{\partial x_i}; \quad -\overline{u'_i \cdot c'} = \frac{\mu_t}{\rho \cdot \sigma_c} \cdot \frac{\partial \overline{c}}{\partial x_i} \quad (2)$$

3.3 VERWENDETES TURBULENZMODELL

Der vorgestellte Schließungsansatz setzt genaue Kenntnisse über die turbulente Viskositätsverteilung im gesamten Berechnungsgebiet voraus. Im Gegensatz zur molekularen Viskosität ist die turbulente Viskosität keine Stoffeigenschaft sondern von der Strömung selbst abhängig.

Die turbulente Viskosität ist somit für jeden Raumpunkt mit geeigneten Modellansätzen zu bestimmen. Dazu werden neben sogenannten Zweigleichungsmodellen auch Viergleichungsmodelle (z.B. $k-\varepsilon-v^2-f$) verwendet.

Das $k-\varepsilon-v^2-f$ Viergleichungsmodell kann für Raumlufströmungen, welche durch freie Konvektionsströmungen beeinflusst werden, genauere Berechnungsergebnisse als Zweigleichungsmodelle liefern.

In Heschl et al. (2012) wurde die Genauigkeit eines modifizierten $k-\varepsilon-v^2-f$ Viergleichungsmodells mit derjenigen von SKE und KW-SST Turbulenzmodellen (SKE...Standard $k-\varepsilon$ Modell entsprechend Launder und Spalding (1972) – Wandbehandlung entsprechend dem Zwei-Schichten Modell (Berechnung der turbulenten Viskosität nach Wolfshtein (1969)); KW-SST... $k-\omega$ Modell mit Menter's Shear Stress Transport Ansatz nach Menter (1994)) gegenübergestellt und durch Messdaten einer zweidimensionalen anisothermen Raumlufströmung validiert.

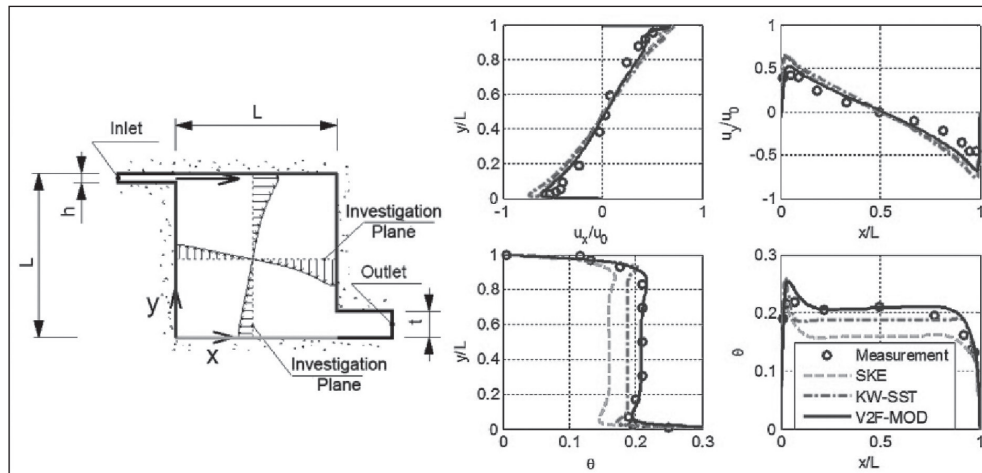


Abb. 3: Zweidimensionale anisotherme Raumlufströmung (Heschl et al., 2012), gemessene und berechnete Geschwindigkeits- und Temperaturprofile in einem belüfteten Raum; Messdaten entsprechend Blay et al. (1992)

Die Gegenüberstellung der Simulationsergebnisse mit dem Experiment ergab eine bessere Übereinstimmung zwischen Messdaten und Simulationsergebnissen für das $k-\epsilon-\nu^2-f$ Modell, dargestellt in Abb. 3. Aus diesem Grund wurde in dieser Arbeit für die CFD Untersuchungen das modifizierte $k-\epsilon-\nu^2-f$ Viergleichungsmodell verwendet.

3.4 STRAHLUNGSMODELLIERUNG

Zusätzlich wurde zur Berücksichtigung der langwelligen Wärmestrahlung ein Strahlungsmodell, das sogenannte „Discrete Ordinates“ Modell (DOM), welches die spektrale Strahlungsübertragungsgleichung (RTE ... radiation transfer equation) für eine endliche Anzahl von Richtungsvektoren $\vec{s}$ im globalen Koordinatensystem (x, y, z) löst, verwendet. Dadurch kann der langwellige Strahlungswärmeaustausch zwischen den einzelnen Umschließungsflächen sowie die Gasstrahlung berücksichtigt werden. Innerhalb dieses Projekts wurde eine Winkeldiskretisierung von 3×3 sowie eine 3×3 - Pixelation gewählt. Diese Einstellungen stellen einen Kompromiss zwischen Genauigkeit und Rechengeschwindigkeit dar.

3.5 SOLVEREINSTELLUNGEN

Die stationären CFD-Simulationen wurden mit dem kommerziellen CFD-Code ANSYS Fluent®, mit der Einstellung „coupled Solver“ (gekoppelte Lösung) unter Berücksichtigung der Speziestransportgleichung für CO_2 , O_2 und N_2 durchgeführt. Zur Diskretisierung der konvektiven Flüsse wurde das „second order upwind“-Diskretisierungsverfahren verwendet. Für die Berechnung der Transportgleichungen des modifizierten $k-\epsilon-\nu^2-f$ Turbulenzmodells im kommerziellen CFD-Code ANSYS Fluent® wurden diese mittels der „User Defined Function“ Schnittstelle durch sogenannte „User Defined Scalar“ implementiert. Die Unterrelaxation der vier Transportgleichungen erfolgte jeweils mit dem Unterrelaxationsparameter 0.8.

4. NUMERISCHE BEWERTUNG RAUMLUFTQUALITÄT

Die in Abb. 4 dargestellten Schnittebenen (E-X1, E-Y1, E-Z0, E-Z1, E-Z2, E-Z3) geben die Position der jeweiligen Contour-Plots, welche für die Auswertung herangezogen wurden, an. In X- und Y-Ebene wurde jeweils im Bereich des vereinfachten Geometriemodells der Person die Auswerteebene festgelegt. In Z-Richtung wurden vier Auswerteebenen definiert.

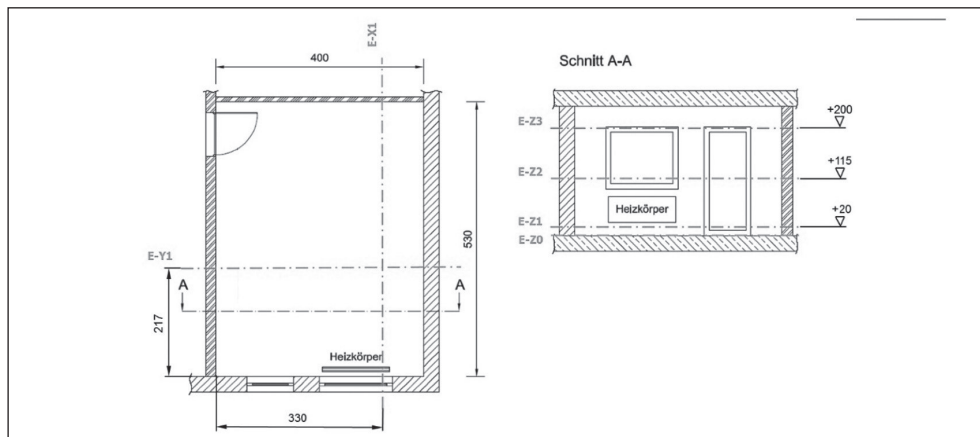


Abb. 4 : festgelegte Auswerteebenen (Abmessungen in cm)

Abb. 5 und Abb. 6 stellen die CO_2 -Konzentrationsverteilung für die Lüftungssysteme I, II und III in der Auswerteebene E-Y1 und E-Z1 dar. Hierbei ist für eine Außenlufttemperatur von -5°C sowohl der Zu- bzw. Außenluftvolumenstrom von $20\text{ m}^3\text{h}^{-1}$ (Abb. 5) als auch $40\text{ m}^3\text{h}^{-1}$ (Abb. 6) betrachtet worden. Im Mundbereich des vereinfachten Geometriemodells der Person strömt kontinuierlich Atemluft mit 4 Vol.-% CO_2 (entspricht einem CO_2 -Ausstoß von 17 lh^{-1}) aus.

Anhand der Abbildungen ist ersichtlich, dass eine ähnliche stationäre CO_2 -Konzentrationsverteilung für alle drei Lüftungssysteme, bei gleichem Zuluftvolumenstrom vorherrscht. So ist im Referenzraum mit einem Zuluftvolumenstrom von $20\text{ m}^3\text{h}^{-1}$ ein CO_2 -Gehalt im Bereich von 1100 bis 1200 ppm (absolut) feststellbar. Diese erhöhte CO_2 -Konzentration ist aufgrund des – im Vergleich zur Norm vorgegebenen Mindestaußenluftvolumenstroms (Luftwechsel pro Person von $25\text{ m}^3\text{h}^{-1}$ (Verein Komfortlüftung, 2016)) – geringer festgelegten Volumenstroms zu begründen. Im Gegensatz dazu liegen für den betrachteten Fall eines Zuluftvolumenstroms von $40\text{ m}^3\text{h}^{-1}$ die CO_2 -Werte zwischen 700 und 800 ppm (absolut).

Für die Beurteilung können die in der Einleitung erwähnten Richtlinien bzw. Normen herangezogen werden, welche für eine CO_2 -Konzentration von 400–600 ppm beispielsweise über dem Gehalt in der Außenluft (380 ppm) die Qualität als „mittlere Raumlufqualität“ bewerten (entspricht IDA 2).

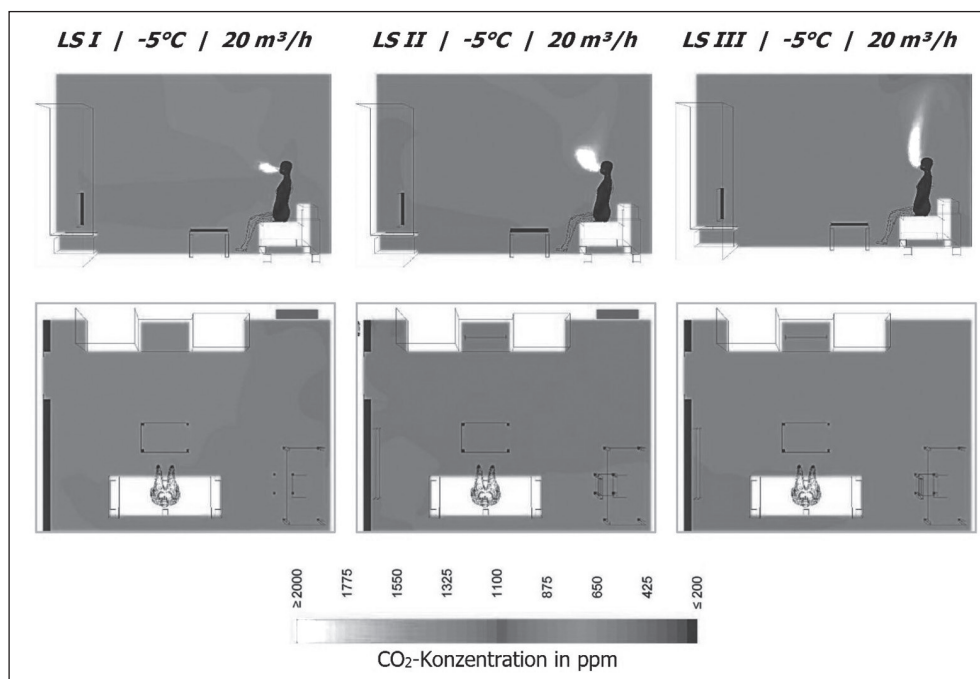


Abb. 5: CO_2 -Konzentrationsverteilung in der Auswerteebene E-Y1 und E-Z1 in ppm für $\dot{V}_{\text{ZU}} = 20\text{ m}^3\text{h}^{-1}$ (dunkler Bereich ergibt sich, da die Auswerteebene durch Festkörper geht)

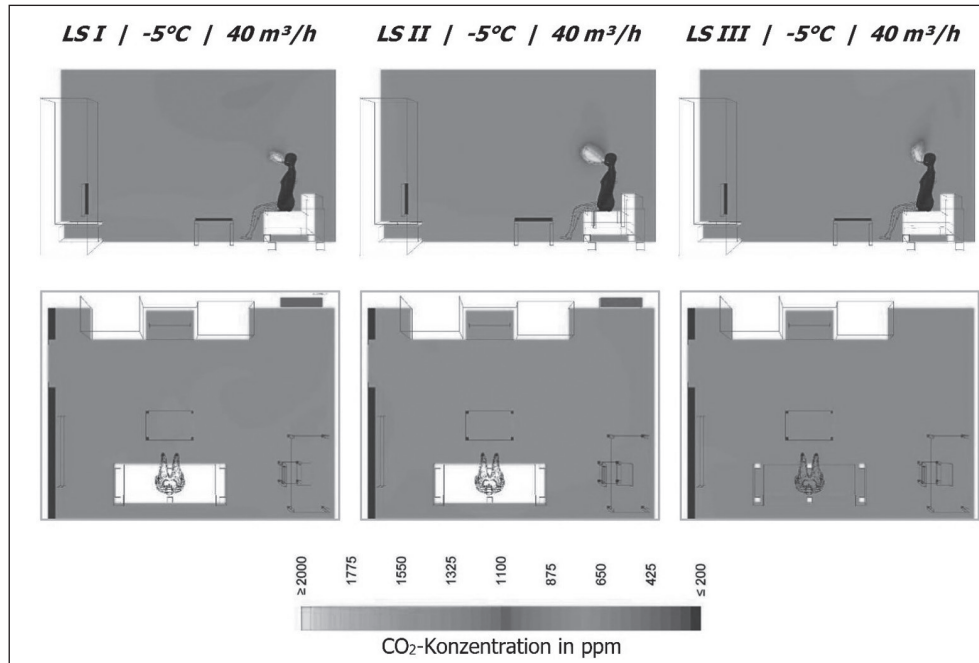


Abb. 6: CO₂-Konzentrationsverteilung in der Auswerteebene E-Y1 und E-Z1 in ppm $\dot{V}_{ZU} = 40 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$ (dunkler Bereich ergibt sich, da die Auswerteebene durch Festkörper geht)

DANKSAGUNG

Dieses Projekt wurde aus Mitteln des Klima- und Energiefonds gefördert und im Rahmen der 4. Ausschreibung des Programms „Energieforschung (e!MISSION)“ unter der FFG-Projektnummer 843941 durchgeführt.

LITERATUR

- Blay, D.; Mergui, S.; Niculae, C. (1992). “Confined turbulent mixed convection in presence of a horizontal buoyant wall jet” Fundamentals of Mixed Convection, AS HTD-Vol. 213, 65-72
- BMLFUW (2015). Richtlinie zur Bewertung der Luftqualität von Innenräumen, Teil7: „Bewertung der Innenraumluft - physikalische Faktoren, Kohlenstoffdioxid als Lüftungsparameter“, abgerufen unter https://www.bmlfuw.gv.at/umwelt/luft-laerm-verkehr/luft/innenraumluft/richtlinie_innenraum.html bzw. https://www.bmlfuw.gv.at/dam/jcr:51b95716-0ef0-4dc1-8123-dd3fa6b7c6fc/Teil%207%20-%20CO2_2011-08-21.pdf, abgerufen am 27.07.2016
- Boussinesq, J. (1877). Theorie de l'écoulement tourbillant. Mem. Presentes par divers Savants Acad. Sci. Inst. Fr. XXI II, Paris.
- Ehrhard, J. (1999). Untersuchung linearer und nichtlinearer Wirbelviskositätsmodelle zur Berechnung turbulenter Strömungen um Gebäude. VDI Verlag, Fortschrittsbericht VDI Reihe 7 Nr. 367, ISBN 3-18-336707-6, Düsseldorf.
- Heschl, Ch.; Inthavong, K.; Tu, J. (2012). Evaluation of eddy viscosity turbulence models to predict convective heat transfer. Ninth International Conference on CFD in the Minerals and Process Industries, CSIRO, Melbourne, Australia, 10-12 December 2012

- Launder, B.E.; Spalding, D.B. (1972). *Lectures in Mathematical Models of Turbulence*. Academic Press, London, England
- Menter, F.R. (1994). Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications. *AIAA Journal*, Vol. 32, No. 8, August, Seite 1598 – 1605
- Nielsen, P.V.; Murakami, S.; Kato, S.; Topp, C.; Yang, J.-H. (2003). Benchmark Tests for a Computer Simulated Person, Indoor Environmental Engineering, Department of Building Technology and Structural Engineering, Aalborg University, ISSN 1395-7953 R0307, abgerufen am 08.10.2015 von http://homes.civil.aau.dk/pvn/cfd-benchmarks/csp_benchmark_test/Benchmark%20Tests_071103.pdf
- ÖNORM EN 13779 (2008). Lüftung von Nichtwohngebäuden – Allgemeine Grundlagen und Anforderungen für Lüftungs- und Klimaanlageanlagen und Raumkühlsysteme, ON Österreichisches Normungsinstitut, Ausgabe: 2008-01-01, Wien
- OIB°(2015). „OIB-Richtlinie 6: Energieeinsparung und Wärmeschutz“, Österreichisches Institut für Bautechnik, www.oib.or.at
- Rietschel, H. (1994). *Raumklimatechnik, Grundlagen*. Springer Verlag, Band 1, 16. Auflage, Horst Esdorn (Hrsg.), Berlin
- Samsung (2015). UE32J5550 - Techn. Datenblatt. abgerufen am 08.10.2015 von <http://www.amazon.de/Samsung-UE32J5550-Fernseher-Triple-Tuner/dp/B00U57X8OI/>
- William, M.; Ken, U. (1995). *User's Manual for TMY2s, Typical Meteorological Years*. NREL. Golden, Colorado, US
- Verein Komfortlüftung (2016). Richtwerte Kohlendioxid, abgerufen unter <http://www.komfortlüftung.at/gesunde-raumluft/co2/> am 27.07.2016
- VDI (2006). *VDI-Wärmeatlas*. Springer Verlag, ISBN-10 3-540-25504-4
- Wolfshtein, M. (1969). The Velocity and Temperature Distribution in One-Dimensional Flow with Turbulence Augmentation and Pressure Gradient. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 12, Seite 301-318

Kontaktdaten Autor(en):

DI Michael Schöny, BSc.

Forschung Burgenland GmbH, Forschungszentrum Pinkafeld

Steinamangerstraße 21

7423 Pinkafeld

E-Mail: michael.schoeny@forschung-burgenland.at

DI (FH) Klanatsky Peter

Fachhochschule Burgenland GmbH, Studienzentrum Pinkafeld

Steinamangerstraße 21

7423 Pinkafeld

E-Mail: peter.klanatsky@fh-burgenland.at

Prof.(FH) DI(FH) Dr. Christian Heschl

Fachhochschule Burgenland GmbH, Studienzentrum Pinkafeld

Steinamangerstraße 21

7423 Pinkafeld

E-Mail: christian.heschl@fh-burgenland.at