

**Untersuchung zum Einfluss der  
Strömungsführung auf den Brandverlauf  
in einem Gebäude moderner Bauweise**

**Dissertation**

zur Erlangung des akademischen Grades

**Doktoringenieurin**

**(Dr.-Ing.)**

von M. Sc. Stefanie Schubert

geb. am 25.04.1980 in Essen

genehmigt durch die Fakultät für Verfahrens- und Systemtechnik  
der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg

Promotionskommission:	Prof. Dr.-Ing. habil. Dominique Thévenin	(Vorsitz)
	Prof. Dr.-Ing. habil. Ulrich Krause	(Gutachter)
	Univ.- Prof. Dr.-Ing. Uli Barth	(Gutachter)
	Associate Professor Bjarne Husted	(Gutachter)

eingereicht am 01.11.2017

Promotionskolloquium am 01.02.2018

## Schriftliche Erklärung

Ich erkläre hiermit, dass ich die vorliegende Arbeit ohne unzulässige Hilfe Dritter und ohne Benutzung anderer als der angegebenen Hilfsmittel angefertigt habe. Die aus fremden Quellen direkt oder indirekt übernommenen Gedanken sind als solche kenntlich gemacht.

Insbesondere habe ich nicht die Hilfe einer kommerziellen Promotionsberatung in Anspruch genommen. Dritte haben von mir weder unmittelbar noch mittelbar geldwerte Leistungen für Arbeiten erhalten, die im Zusammenhang mit dem Inhalt der vorgelegten Dissertation stehen.

Die Arbeit wurde bisher weder im Inland noch im Ausland in gleicher oder ähnlicher Form als Dissertation eingereicht und ist als Ganzes auch noch nicht veröffentlicht.

Magdeburg, 01.November.2017

(Stefanie Schubert)

## Kurzfassung

In Gebäuden moderner Bauweise sind die umfassenden Bauteile sehr gut wärmege­dämmt. Damit der Energiebedarf eines solchen Gebäudes so gering wie möglich ist, werden maschinelle Lüftungssysteme eingesetzt. Diese Lüftungssysteme reduzieren den Luftwechsel mit der Umgebung auf einen minimalen Wert. Inwieweit die Maßnahmen zur energetischen Ertüchtigung Auswirkungen auf den Brandverlauf haben ist nicht geklärt. An dieser Stelle setzt die vorliegende Arbeit an. Mit der Methode der numerischen Strömungsmechanik, englisch Computational Fluid Dynamics (CFD), wurde ein Brandszenario in einem Gebäude moderner Bauweise untersucht. Da der Bestand an modernen Wohngebäuden mit Energieeinsparpotential zunimmt, wurde für die Modellierung der Brandverlauf in einem zweigeschossigen Einfamilienhaus analysiert. Um den Einfluss eines maschinellen Lüftungssystems auf den Brandverlauf beschreiben zu können, wurden zwei Lüftungsarten unterschieden. Es wurden Simulationen für ein kombiniertes Zu- und Abluftsystem und für eine Fensterlüftung aufgesetzt. Im Vorfeld der Brandsimulationen wurde die Luftströmung, die sich im Inneren des Hauses aufgrund der beiden Lüftungstypen einstellt, dargestellt. Die Ergebnisse der Luftströmungssimulation wurden für die Brandsimulation als Initialisierungsparameter genutzt. Die numerische Untersuchung wurde mit dem Programm ANSYS CFX durchgeführt. Aussagen zur Personensicherheit werden über das Fractional Effective Dose Modell getroffen. Da das Modell nicht Bestandteil von ANSYS CFX ist, wurde es über benutzerdefinierte Funktionen in das Programm eingearbeitet. Die Ergebnisse der CFD-Simulationen wurden anhand empirischer Korrelationen auf Plausibilität geprüft, da zur Validierung der Berechnungen keine Daten aus statistisch signifikanten Experimenten vorliegen. Am Schluss der Arbeit werden die Ergebnisse in den aktuellen Stand der Wissenschaft eingeordnet. Relevante Erkenntnisse für die Brandbekämpfung durch die Feuerwehren werden dargestellt und Hinweise auf notwendige Veränderungen gegeben.

**Abstract**

In modern buildings, the comprehensive components are very well insulated. In order to minimize the energy consumption of such a building, mechanical ventilation systems are used. These ventilation systems reduce the air exchange with the environment to a minimum value. To what extent the energy saving measures have an impact on the fire is not clear. The present thesis elaborates from this point onwards. Computational Fluid Dynamics (CFD), a method of numerical fluid mechanics, was used to investigate a fire scenario in a building of modern design. Since the amount of residential buildings with energy saving potential is increasing, a two storey detached house has been modeled to analyse the fire. In order to describe the influence of a mechanical ventilation system on the course of the fire, two types of ventilation were distinguished. Simulations for a combined supply and exhaust air system and for window ventilation were set up. In the run-up to the fire simulations, the air flow that occurs inside the house due to the two types of ventilation was shown. The results of the air flow simulation were used as initialization parameter for the fire simulation. The numerical examination was carried out with the program ANSYS CFX. Personal safety statements are made through the Fractional Effective Dose Model. Since the model is not part of CFX, it has been incorporated into the program via user-defined functions. The results of the CFD simulations were checked for plausibility based on empirical correlations, since no data from statistically significant experiments are available to validate the calculation.

## Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen meiner Tätigkeit als wissenschaftliche Mitarbeiterin am Institut für Apparate und Umwelttechnik an der Otto-von-Guericke Universität Magdeburg. Mein Dank geht in besonderem Maß an Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. Ulrich Krause für die Anregung zu dieser Arbeit, die freie Hand bei der Entwicklung des Themas und die stetige fachliche Betreuung und Diskussion.

Herrn Univ.-Dr.-Ing. Uli Barth danke ich für die Anregungen und fachlichen Diskussionen während des TIBRO Projektes und allen Denkanstößen zu meiner Arbeit. Während der Magdeburger Brand- und Explosionsschutz- und der Doktorandentage durfte ich Herrn Associate Professor Bjarne Husted kennenlernen, der mich vortan mit seiner Expertise unterstützte. Herrn Univ.-Dr.-Ing. Uli Barth und Herrn Associate Professor Bjarne Husted danke ich außerdem für die freundliche Bereitschaft, das Koreferat zu übernehmen.

Bedanken möchte ich mich auch bei allen Kolleginnen und Kollegen, die zum Gelingen der Arbeit beigetragen haben. Egal ob durch fachliche Gespräche oder Bereitschaft zu konstruktiver Kritik und Diskussion. Herrn Alexander Saupe gilt mein besonderer Dank. Vielen Dank für die lebhaften wissenschaftlichen Gespräche sowie Ermutigungen und nicht zuletzt für die schöne gemeinsame Zeit im TIBRO-Projekt.

# Inhaltsverzeichnis

<b>1</b>	<b>Einleitung</b>	<b>1</b>
<b>2</b>	<b>Grundgleichungen und Modelle in der numerischen Strömungsmechanik</b>	<b>4</b>
2.1	Erhaltungsgleichungen . . . . .	4
2.2	Konstituierende Gleichungen . . . . .	16
2.3	Verbrennungsmodellierung mit dem Eddy-Dissipation Modell . . . . .	17
2.4	Strategien zur Turbulenzbehandlung . . . . .	20
2.4.1	k- $\epsilon$ Modell . . . . .	24
2.4.2	SST-Modell . . . . .	26
2.5	Strahlungsmodellierung . . . . .	28
2.5.1	Monte Carlo Modell . . . . .	29
2.5.2	P1-Modell . . . . .	29
2.6	Diskretisierung mit der Finite-Volumen-Methode . . . . .	30
2.7	Fehler und Unsicherheiten . . . . .	33
2.7.1	Verfahren zur Abschätzung des Diskretisierungsfehlers durch örtliche Diskretisierung . . . . .	34
2.7.2	Verfahren zur Abschätzung des Diskretisierungsfehlers durch Zeitintegration . . . . .	35
2.8	Vernetzung des Rechengebiets in ANSYS CFX . . . . .	35
2.8.1	Methode der Gittererzeugung . . . . .	35
2.8.2	Qualitätsanforderungen an das Gitternetz aus der VDI Richtlinie 6019 . . . . .	36
2.8.3	CFX spezifische Qualitätsanforderungen an das Gitternetz . . . . .	36
<b>3</b>	<b>Fractional Effective Dose Modell zur Beurteilung der Personensicherheit</b>	<b>37</b>
<b>4</b>	<b>Begriffe aus dem Feuerwehrwesen</b>	<b>40</b>
<b>5</b>	<b>Gebäude moderner Bauweise</b>	<b>42</b>
5.1	Begriffsdefinition „Gebäude moderner Bauweise“ . . . . .	42
5.2	Beschreibung eines Wohngebäudes moderner Bauweise . . . . .	42
5.3	Lüftungssysteme, allgemein . . . . .	44
5.3.1	Klasse der ventilatorgestützten Lüftungssysteme . . . . .	44
5.3.2	Luftwechselzahl für Wohngebäude mit ventilatorgestützter Lüftung	47
5.3.3	Fensterlüftung . . . . .	48

---

<b>6</b>	<b>Numerische Untersuchung der Luftströmung, die sich ohne Brandereignis einstellt</b>	<b>49</b>
6.1	Rechengebiet und -gitter für das Simulationssetup „Luftströmung mit kombiniertem Zu- und Abluftsystem“ . . . . .	49
6.2	Rechengebiet und -gitter für die Untersuchung der Luftströmung im Simulationssetup „Fensterlüftung“ . . . . .	52
6.3	Paramtereinstellungen und Initialisierung des Fluidgebiets zur Untersuchung der Luftströmung . . . . .	55
6.4	Lösungsverfahren . . . . .	56
6.5	Einstellungen für Randbedingungen und Grenzflächen zur Untersuchung der Luftströmung . . . . .	57
6.6	Randbedingungen für Ein- und Ausströmränder im Simulationssetup „Kombiniertes Zu- und Abluftsystem“ . . . . .	60
6.7	Randbedingungen und Grenzflächen im Simulationssetup „Fensterlüftung“	64
<b>7</b>	<b>Ergebnisse der numerischen Untersuchung zur Luftströmung</b>	<b>66</b>
7.1	Einfluss der Randbedingungen auf die Luftvolumenströme über die Systemgrenzen im Simulationssetup „Kombiniertes Zu- und Abluftsystem“ .	66
7.2	Einfluss der Randbedingungen auf den Raumdruck im Simulationssetup „Kombiniertes Zu- und Abluftsystem“ . . . . .	68
7.3	Einfluss der Randbedingungen auf das Strömungsfeld im Simulationssetup „Kombiniertes Zu- und Abluftsystem“ . . . . .	70
7.4	Einfluss des Konvergenzkriteriums auf die Größe der ein- und austretenden Volumenströme im Simulationssetup „Kombiniertes Zu- und Abluftsystem“ . . . . .	71
7.5	Fehler durch örtliche Diskretisierung am Beispiel der Luftgeschwindigkeit für das Simulationssetup „Kombiniertes Zu- und Abluftsystem“ . . . . .	72
7.6	Einfluss verschieden skaliertes Rechengitter auf die Luftströmung im Simulationssetup „Fensterlüftung“ . . . . .	74
7.7	Raumdruck im Simulationssetup „Fensterlüftung“ in Abhängigkeit der Gitterskalierung . . . . .	76
7.8	Fehlernorm für das Simulationssetup „Fensterlüftung“ . . . . .	78
<b>8</b>	<b>Numerische Untersuchung eines Brandes</b>	<b>80</b>
8.1	Brandszenario und Brandlast . . . . .	80
8.2	Benutzerdefinierte Funktionen zur Brandausbreitung . . . . .	81
8.3	Reaktionsgleichungen . . . . .	84
8.4	Rechengitter zur Untersuchung des Brandverlaufs bei kombiniertem Zu- und Abluftsystem . . . . .	88
8.5	Rechengitter zur Untersuchung des Brandverlaufs bei Fensterlüftung . . .	89

---

8.6	Parametereinstellungen im Rechengebiet zur Untersuchung des Brandverlaufs . . . . .	90
8.7	Untersuchungsform und Lösungsverfahren zur Untersuchung des Brandverlaufs . . . . .	91
8.8	Randbedingungen für Ein- und Ausströmränder . . . . .	92
8.9	Randbedingungen für das Dach, Außenwände und Fenster . . . . .	92
8.10	Einstellungen für Grenzflächen zwischen Feststoff und Fluid . . . . .	93
8.11	Einstellungen für geöffnete Fenster . . . . .	93
8.12	Randbedingungen für den Initialbrand . . . . .	93
<b>9</b>	<b>Ergebnisse der Brandsimulation mit kombiniertem Zu- und Abluftsystem</b>	<b>96</b>
9.1	Voruntersuchung zum Einfluss des Turbulenzmodells auf die Brandausbreitung . . . . .	96
9.2	Brandausbreitung bei Belüftung mittels kombiniertem Zu- und Abluftsystem . . . . .	99
9.3	Zeitlicher Verlauf der Temperaturentwicklung bei Belüftung mittels kombiniertem Zu- und Abluftsystem . . . . .	101
9.4	Rauchausbreitung bei Belüftung mittels kombiniertem Zu- und Abluftsystem . . . . .	105
9.5	Trend der Fractional Effective Dose im Brandfall bei Belüftung mittels kombiniertem Zu- und Abluftsystem . . . . .	108
9.6	Zeitlicher Verlauf der O <sub>2</sub> , CO und CO <sub>2</sub> Konzentration im Brandraum bei Belüftung mittels kombiniertem Zu- und Abluftsystem . . . . .	110
9.7	Entwicklung des Raumdrucks im Brandfall bei Belüftung mittels kombiniertem Zu- und Abluftsystem . . . . .	112
9.8	Plausibilitätsprüfung der numerisch berechneten Rauchsichttemperaturen bei Belüftung mittels kombiniertem Zu- und Abluftsystem . . . . .	113
9.9	Plausibilitätsprüfung für den Eintritt eines Flashovers bei Belüftung mittels kombiniertem Zu- und Abluftsystem . . . . .	115
<b>10</b>	<b>Ergebnisse der Brandsimulation mit Fensterlüftung</b>	<b>118</b>
10.1	Brandausbreitung über die brennbaren Gegenstände bei Fensterlüftung . . . . .	118
10.2	Temperaturverlauf im Brandfall bei Fensterlüftung . . . . .	119
10.3	Rauchgasausbreitung bei Fensterlüftung . . . . .	120
10.4	Vorhersage der Fractional Effective Dose im Brandfall bei Fensterlüftung . . . . .	122
10.5	Druckverlauf bei einem Brand mit Fensterlüftung . . . . .	124
10.6	Zeitlicher Verlauf der O <sub>2</sub> , CO und CO <sub>2</sub> Konzentration im Brandraum mit Fensterlüftung . . . . .	125
10.7	Plausibilitätsprüfung der numerisch berechneten Rauchsichttemperaturen im Brandfall mit Fensterlüftung . . . . .	126



---

<b>11 Diskussion und Ausblick</b>	<b>128</b>
11.1 Zusammenfassung und Diskussion der Ergebnisse . . . . .	128
11.2 Einordnung der Ergebnisse in den aktuellen Stand der Wissenschaft . . .	135
11.3 Konsequenzen aus dem Brandverlauf für die Feuerwehren . . . . .	137
11.4 Ausblick . . . . .	140
<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>142</b>
<b>Anhang</b>	<b>154</b>
<b>A Lüftungstechnik</b>	<b>154</b>
A.1 Grunddaten zur Bestimmung der Luftvolumenströme . . . . .	155
A.2 Außenluftvolumenströme durch Lüftungstechnische Maßnahmen . . . . .	157
A.3 Aufteilung der Luftvolumenströme auf die Räume . . . . .	157
<b>B Auswertepunkte</b>	<b>160</b>
<b>C Cone Kalorimeter Test Report</b>	<b>161</b>
C.1 PE 4cm 35 kW/m <sup>2</sup> . . . . .	161
C.2 PE 4cm 50 kW/m <sup>2</sup> . . . . .	164
C.3 PUR B3 35 kW/m <sup>2</sup> . . . . .	167
C.4 PUR B3 50 kW/m <sup>2</sup> . . . . .	170
C.5 Spannplatte 18 mm 20 kW/m <sup>2</sup> Probe 1 . . . . .	173
C.6 Spannplatte 18 mm 20 kW/m <sup>2</sup> Probe 2 . . . . .	176
C.7 Spannplatte 18 mm 20 kW/m <sup>2</sup> Probe 3 . . . . .	179
<b>D Feuerwehrfahrzeugkonzeption des DIN-FNFW</b>	<b>182</b>

# Tabellenverzeichnis

2.1	k- $\epsilon$ Modellkonstanten . . . . .	26
2.2	Schwellenwerte zur Einteilung der Gitterqualität . . . . .	36
5.1	Zuordnung der Räume zur Frischluft-, Abluft- bzw. Überströmzone . . . . .	45
5.2	Erforderliche Zu- und Abluftvolumenströme für Nennlüftung . . . . .	46
5.3	Luftwechselraten in Abhängigkeit der Fensterstellung . . . . .	48
6.1	Angaben zum Rechengebiet für das Simulationssetup „Luftströmung durch kombiniertes Zu- und Abluftsystem“ . . . . .	49
6.2	Übersicht über die Gittervariation für das Simulationssetup „Luftströmung durch kombiniertes Zu- und Abluftsystem“ . . . . .	50
6.3	Gitterqualität in % am Beispiel des Seitenverhältnisses für die Gitter V1, V2 und V3 . . . . .	51
6.4	Winkelgröße der Kontrollvolumen für die Gitter V1, V2 und V3 und Gitterqualität in % . . . . .	51
6.5	Gitterqualität in % für die Expansionsrate der Gitter V1, V2 und V3 . . . . .	51
6.6	Angaben zum Rechengebiet für das Simulationssetup „Fensterlüftung“ . . . . .	54
6.7	Gitterqualität in % am Beispiel des Seitenverhältnisses für die Gitter F1, F2 und F3 . . . . .	54
6.8	Gitterqualität in % am Beispiel der Abweichung vom optimalen Winkel für die Gitter F1, F2 und F3 . . . . .	55
6.9	Gitterqualität in % am Beispiel der Expansionsrate für die Gitter F1, F2 und F3 . . . . .	55
6.10	Einstellungen im Fluidgebiet zur Untersuchung der Luftströmung . . . . .	56
6.11	Lösungsverfahren zur numerischen Untersuchung der Luftströmung . . . . .	57
6.12	Randbedingungen für Außenwände, Dach und Fenster im Simulationssetup „Kombiniertes Zu- und Abluftsystem“ . . . . .	58
6.13	Einstellungen für Innenwände . . . . .	59
6.14	Einstellungen für Überströmöffnungen . . . . .	59
6.15	Materialeigenschaften der Innenwandziegel . . . . .	59
6.16	Einstellungen für Innenwände im Simulationssetup „Fensterlüftung“ . . . . .	60
6.17	Definition der Grenzfläche für ein offenes Fenster . . . . .	60
6.18	Variation der Randbedingungen für Zu- und Abluftöffnungen, Variante 1 . . . . .	62
6.19	Variation der Randbedingungen für Zu- und Abluftöffnungen, Variante 2 . . . . .	63
6.20	Variation der Randbedingungen für Zu- und Abluftöffnungen, Variante 3 . . . . .	64
6.21	Randbedingungen auf Einström- und offenen Rändern im Simulationssetup „Fensterlüftung“ . . . . .	65

---

7.1	Gegenüberstellung der Geschwindigkeiten an den Auswertepunkten für die Variante 3 Gitter 1, 2, 3 und extrapolierte Geschwindigkeit für die Gitter AB bzw. AC sowie Angabe des extrapolierten relativen Fehlers . . .	73
7.2	Gitterkonvergenzindex und Diskretisierungsfehler auf dem Gitter V1 . . .	74
7.3	Fehlernormen für die verschiedenen Rechengitter . . . . .	79
8.1	Prozentualer Anteil der einzelnen Materialien an der Gesamtbrandlast im Hauswirtschaftsraum . . . . .	81
8.2	Kriterien für aktiven Zustand eines Randlelementes auf der Kontrollvolumenoberfläche . . . . .	82
8.3	Materialabhängige Konstanten für den flächenspezifischen Massenstrom .	84
8.4	Elementarzusammensetzung von Holz . . . . .	87
8.5	Extinktions- und maximale Flammentemperatur für unterschiedliche brennbare Materialien . . . . .	88
8.6	Angaben zum Rechengitter Brandsimulation mit kombiniertem Zu- und Abluftsystem . . . . .	88
8.7	Gitterqualität in % am Beispiel des Seitenverhältnisses des Gitterelements	88
8.8	Gitterqualität in % für die Abweichung vom optimalen Winkel . . . . .	89
8.9	Gitterqualität in % für die Distanz zwischen Kontrollvolumenknoten und Kontrollvolumengrenzen für die Gitter 1, 2 und 3 . . . . .	89
8.10	Angaben zum Rechengitter für die Brandsimulation mit Fensterlüftung .	89
8.11	Gitterqualität in % am Beispiel der Vergrößerung des Gitterelements für die Gitter 1, 2 und 3 . . . . .	90
8.12	Winkelgröße der Kontrollvolumen und Gitterqualität in % für die Gitter 1, 2 und 3 . . . . .	90
8.13	Gitterqualität in % für die Distanz zwischen Kontrollvolumenknoten und Kontrollvolumengrenzen für die Gitter 1, 2 und 3 . . . . .	90
8.14	Einstellungen im Rechengebiet für das Simulationssetup „Brand mit kombiniertem Zu- und Abluftsystem“ . . . . .	91
8.15	Lösungsverfahren für die numerische Simulation des Brandes . . . . .	91
8.16	Parameter zur Berechnung des Wärmestroms über das Dach, die Außenwände und die Fenster . . . . .	92
8.17	Einstellungen für Fluid-Feststoff Grenzfläche im Rechengebiet . . . . .	93
8.18	Definition der Randbedingungen für Initialbrand . . . . .	94
11.1	Druckdifferenzen der verschiedenen Räume und des Flurs für die Lüftung mit kombiniertem Zu- und Abluftsystem sowie Fensterlüftung . . . . .	128
11.2	Ereignisse im Brandverlauf der numerischen Berechnung in Bezug auf die Personensicherheit unter Berücksichtigung der Lüftungsform . . . . .	134
11.3	Aufgabenverteilung und Personalbedarf der Feuerwehr bei einem Brand mit Menschenrettung in einem konventionellem Einfamilienhaus . . . . .	139

---

11.4 Aufgabenverteilung und Personalbedarf der Feuerwehr bei einem Brand mit Menschenrettung in einem Mehrfamilienhaus . . . . .	140
A.1 Grunddaten für Luftvolumenströme . . . . .	155
A.2 Gesamt-Abluftvolumenströme der einzelnen Räume . . . . .	156
A.3 Außenluftvolumenströme für die Nutzungseinheit in den Betriebsstufen Feuchteschutz, reduzierte Lüftung, Intensivlüftung . . . . .	156
A.4 Gesamt-Außenluftvolumenströme für die Betriebsstufen Feuchteschutz, reduzierte Lüftung, Intensivlüftung . . . . .	157
A.5 Abluftvolumenstrom $q_{v,LtM,R,ab}$ durch lüftungstechnische Maßnahme für Ablufträume . . . . .	158
A.6 Aufteilung der Zuluftvolumenströme . . . . .	158
A.7 Mindestflächen der Überström-Luftdurchlässe . . . . .	159
B.1 Lage der Auswertepunkte . . . . .	160

# Abbildungsverzeichnis

1.1	Summe der Förderzusagen für energieeffizientes Bauen der KfW-Bankengruppe Deutschlands in den Jahren 2005 bis 2016 . . . . .	1
2.1	Zweidimensionale Darstellung von Gitterelementen mit Kontrollvolumen . . . . .	31
5.1	Ansicht des Hauses . . . . .	43
5.2	Zimmerrauerteilung Erdgeschoss (links) und Obergeschoss (rechts) . . . . .	43
5.3	Lage der Zu- und Abluftöffnungen im Erdgeschoss . . . . .	46
5.4	Lage der Zu- und Abluftöffnungen im Obergeschoss . . . . .	47
6.1	Tetraedergitter V3 für die Untersuchung der Luftströmung mit kombiniertem Zu- und Abluftsystem . . . . .	50
6.2	Lokal verfeinertes Gitter im Fluidvolumen am Beispiel einer Zuluftöffnung . . . . .	52
6.3	Tetraedergitter F3 für die Untersuchung der Luftströmung bei Fensterlüftung . . . . .	53
6.4	Auswirkungen einer Geschwindigkeitsrandbedingung auf die Strömungsrichtung an den Rändern . . . . .	61
6.5	Auswirkungen einer Druck- oder Massenstromrandbedingung auf die Strömungsrichtung an den Rändern . . . . .	61
6.6	Rechengebiet mit Windrichtung und Lage der geöffneten Fenster . . . . .	65
7.1	Zuluftvolumenströme über die Ränder des Rechengebietes in Abhängigkeit der gewählten Randbedingung . . . . .	66
7.2	Abluftvolumenströme über die Ränder des Rechengebietes in Abhängigkeit der gewählten Randbedingung . . . . .	67
7.3	Druckverlauf bei veränderten Randbedingungen zwischen Zuluft- und Ablufttraum am Beispiel der Räume Schlafzimmer 1, Flur OG und Bad OG . . . . .	69
7.4	Druckverlauf bei veränderten Randbedingungen zwischen Zuluft- und Ablufttraum am Beispiel der Räume Wohnzimmer, Flur EG und Bad EG . . . . .	69
7.5	Schnittebene durch das Erdgeschoss in einer Höhe von 2 m mit Darstellung der Stromlinien der Luftbewegung für die Randbedingungen Variante 1 und 3, Gitter V2 . . . . .	70
7.6	Massenstrom als Funktion des Konvergenzkriteriums und der Bilanzdifferenz . . . . .	71
7.7	Geschwindigkeiten an den Auswertepunkten im Bad OG, Flur OG und Esszimmer während des Iterationsprozesses; Gitter V2 Randbedingung R3 . . . . .	72
7.8	Stromlinien und Geschwindigkeit der Luft für das Simulationssetup „Fensterlüftung“, Gitter F1, Schnittebene 2 m über Fußbodenoberkante Erdgeschoss . . . . .	75

7.9	Stromlinien und Geschwindigkeit der Luft für das Simulationssetup „Fensterlüftung“, Gitter F2, Schnittebene 2 m über Fußbodenoberkante Erdgeschoss . . . . .	75
7.10	Stromlinien und Geschwindigkeit der Luft für das Simulationssetup „Fensterlüftung“, Gitter F3, Schnittebene 2 m über Fußbodenoberkante Erdgeschoss . . . . .	76
7.11	Raumdruck für ausgewählte Räume des Erdgeschosses berechnet auf drei unterschiedlich skalierten Gittern . . . . .	77
7.12	Raumdruck für ausgewählte Räume des Obergeschosses berechnet auf drei unterschiedlich skalierten Gittern . . . . .	77
8.1	Brandlast und Brandausbruchsstelle im Hauswirtschaftsraum . . . . .	80
8.2	Grenzkriterien für aktiven bzw. inaktiven Zustand der Randelemente am Beispiel einer Papieroberfläche . . . . .	83
8.3	Massenstrom über der Zeit, der aus der Initialbrandfläche ausströmt . . .	94
8.4	Wärmefreisetzung über der Zeit, der aus der Initialbrandfläche freigesetzt wird . . . . .	95
9.1	Temperatur Küchenschrank 115 Sekunden nach Brandausbruch (a) $k-\epsilon$ Modell (b) SST-Modell . . . . .	97
9.2	Temperatur in 1,80 m Höhe über der Fußbodenoberkante an den Auswertepunkten Küche, Esszimmer, Flur EG für (a) $k-\epsilon$ Modell (b) SST-Modell	98
9.3	Zeitlicher Verlauf der Brandausbreitung im Simulationssetup „Kombiniertes Zu- und Abluftsystem“ . . . . .	100
9.4	Temperaturentwicklung im Fluidvolumen des Hauswirtschaftsraumes, des Flurs im Erdgeschoss und der Gästetoilette für die ersten 7 Minuten der Brandentwicklung . . . . .	101
9.5	Lage der XY-Ebene im Rechengebiet zur Darstellung der Temperaturkontur . . . . .	102
9.7	Schematische Darstellung der vertikalen Temperaturverteilung über die Höhe des Brandraums . . . . .	103
9.6	Temperaturkontur auf der XY-Ebene bei $Z = 2,4$ m im Erdgeschoss zu den Zeitpunkten 300 Sekunden, 350 Sekunden und 380 Sekunden . . . .	104
9.8	Vertikaler Temperaturverlauf im Hauswirtschaftsraum im Intervall zwischen 100 und 420 Sekunden nach Brandausbruch . . . . .	105
9.9	Rauchausbreitung im Erdgeschoss nach 200 Sekunden, 300 Sekunden und 400 Sekunden nach Brandentstehung . . . . .	106
9.10	Rauchausbreitung über den Treppenraum in der Seitenansicht nach 350 Sekunden, 375 Sekunden, 400 Sekunden und 420 Sekunden . . . . .	107
9.11	Draufsicht des Obergeschosses mit Rauchausbreitung für $t=420$ Sekunden nach Brandausbruch . . . . .	108

---

9.12	Prognostizierte FED-Werte im Rauchgas für eine Rauchgaskonzentration größer oder gleich 1% im Erdgeschoss für die Zeitpunkte $t=300$ Sekunden, $t=375$ Sekunden und $t=420$ Sekunden . . . . .	109
9.13	Seitenansicht des Hauses zum Zeitpunkt $t=420$ Sekunden mit prognostizierten FED-Werten im Rauchgas für eine Rauchgaskonzentration größer oder gleich 1% . . . . .	110
9.14	Zeitlicher Verlauf der Kohlenstoffdioxid und Sauerstoffkonzentration sowie der Temperatur im Brandraum in einer Höhe von 2 m . . . . .	111
9.15	Zeitlicher Verlauf des CO/CO <sub>2</sub> Verhältnisses an einem Auswertepunkt 2 m über der Fußbodenoberkante in der Mitte des Brandraumes . . . . .	111
9.16	Zeitliche Entwicklung des Drucks im Hauswirtschaftsraum und im angrenzenden Flur an einem Auswertepunkt 1 m über der Fußbodenoberkante in der Raummitte . . . . .	112
9.17	Rauchsicht mit einer Konzentration der Verbrennungsprodukte größer oder gleich 1%, 150 Sekunden (links) und 180 Sekunden (rechts) nach Brandausbruch . . . . .	114
9.18	Zeitlicher Verlauf der Rauchsichttemperaturen aus der CFD Simulation im Vergleich mit empirisch berechneten Temperaturen . . . . .	115
9.19	Wärmefreisetzung und Temperatur in der Heißgasschicht für das Simulationssetup bei Belüftung mittels kombiniertem Zu- und Abluftsystem . . . . .	117
10.1	Brandausbreitung über die Randlelemente der brennbaren Oberflächen 180 Sekunden nach Brandausbruch für das Simulationssetup „Brand mit Fensterlüftung“ . . . . .	118
10.2	Seitenansicht des Erdgeschosses mit Temperaturkontur auf einer XY-Ebene bei $Z = 2,4$ m zum Zeitpunkt $t = 200$ Sekunden . . . . .	119
10.3	Temperaturverlauf über der Zeit im Hauswirtschaftsraum, der Gästetoilette und dem Flur im Erdgeschoss . . . . .	120
10.4	Ausbreitung der Rauchgase (Massenfraktion $\geq 1\%$ ) im Hauswirtschaftsraum bei Fensterlüftung zwischen der 200. Sekunden und 400. Sekunde nach Brandausbruch . . . . .	121
10.5	Entwicklung der Fractional Effective Dose im Rauchgasvolumen 200 Sekunden und 300 Sekunden nach Brandausbruch . . . . .	122
10.6	Zeitliche Entwicklung der Fractional Effective Dose zwischen der 400. und 600. Sekunde nach Brandausbruch . . . . .	123
10.7	Geschwindigkeitsvektoren in der Luftströmung zum Zeitpunkt $t = 400$ Sekunden . . . . .	124
10.8	Konzentrationsverlauf von Kohlenstoffmonoxid, Kohlenstoffdioxid und Sauerstoff im Brandraum . . . . .	125

---

10.9	Zeitlicher Verlauf der Temperatur in der Rauchsicht aus der CFD-Simulation im Vergleich mit empirisch berechneten Temperaturen . . . . .	127
11.1	Geschwindigkeitsvektoren der Luftströmung auf einer XZ-Ebene ( $Y=2\text{m}$ ) für die Lüftung mit kombiniertem Zu- und Abluftsystem (links) und Fensterlüftung (rechts) . . . . .	129
11.2	Brandausbreitung über die Randelemente der brennbaren Gegenstände nach 180 Sekunden und 360 Sekunden . . . . .	130
11.3	Druckentwicklung über die Zeit im Brandraum und im angrenzenden Flur für das Simulationssetup „Kombiniertes Zu- und Abluftsystem“ und „Fensterlüftung“ . . . . .	131
11.4	Schematische Darstellung des vertikalen Temperaturprofils im Brandraum bei Lüftung mit kombiniertem Zu- und Abluftsystem für den Beginn des Flashovers und die Post-Flashover Phase . . . . .	132
11.5	Horizontale Rauchausbreitung im Erdgeschoss 420 Sekunden nach Brandausbruch für die Lüftung mit kombiniertem Zu- und Abluftsystem (links) und für die Fensterlüftung (rechts) . . . . .	133
11.6	Seitenansicht des Hauses (links kombiniertes Zu- und Abluftsystem, rechts Fensterlüftung) mit vertikaler Rauchausbreitung und farblicher Darstellung des FED-Werts kleiner 0,3 für die Zeit 420 Sekunden nach Brandentstehung . . . . .	133



# Symbolverzeichnis

## Abkürzungen

<b>Abkürzung</b>	<b>Bedeutung</b>
AMV	Atemminutenvolumen
CFD	Computational Fluid Dynamics
CFL	Courant-Friedrich-Lewy Zahl
EBU	Eddy-Break-Up Modell
EDM	Eddy Dissipation Modell
FED	Fractional Effective Dose
GCI	Gitterkonvergenzindex
HLF	Hilfeleistungslöschgruppenfahrzeug
KatS	Katastrophenschutz
KLF	Kleinlöschfahrzeug
KV	Kontrollvolumen
LES	Large-Eddy-Simulation
LES	Letale Expositionsdosis
LF	Löschgruppenfahrzeug
MLF	Mittleres Löschfahrzeug
PE	Polyethylen
PP	Polypropylen
PU	Polyurethan
PVC	Polyvinylchlorid
RANS	Reynolds gemittelte Navier Stokes Gleichungen
RMS	Arithmetisches Mittel der Quadratwurzel der normierten Residuen
RTE	Wärmeübertragungsgleichung
SST	Sher Stress Transport Modell
TSF	Tragkraftspritzenfahrzeug
TSF-W	Tragkraftspritzenfahrzeug mit Wasser
UDF	User defined function

## Griechische Symbole

Symbol	Bezeichnung	Einheit
$\beta^*$	Modellkonstante im SST-Modell	-
$\gamma^*$	Massenanteil der kleinsten turbulenten Skalen an der Gesamtmasse	-
$\gamma_1$	Funktionswert der Blendfunktion F1 im SST-Modell	-
$\gamma_2$	Funktionswert der Blendfunktion F2 im SST-Modell	-
$\delta$	Schichtdicke	m
$\epsilon$	Turbulente Dissipationsrate	$\text{m}^2/\text{s}^3$
$\epsilon_a^{21}$	Approximierter relativer Fehler auf dem Gitter 1 und 2	-
$\epsilon_d$	Fehler durch örtliche Diskretisierung	-
$\epsilon_{ext}^{21}$	Extropolierter relativer Fehler auf dem Gitter 1 und 2	-
$\epsilon_{it}$	Iterationsfehler	-
$\epsilon_{mod}$	Modellfehler	-
$\epsilon_{num}$	Numerischer Fehler	-
$\epsilon_z$	Fehler durch Zeitintegration	-
$\eta$	Kolmogorov Längenskala der kleinsten Wirbel	m
$\lambda$	Wärmeleitfähigkeitskoeffizient	W/(m K)
$\lambda$	Wärmeleitfähigkeitstensor	W/(m K)
$\mu$	Dynamische Viskosität	kg/(ms)
$\mu_{eff}$	Effektive Viskosität	kg/(ms)
$\mu_t$	Turbulente Wirbelviskosität	kg/(ms)
$\nu$	Stöchiometrischer Koeffizient	-
$\nu$	Kinematische Viskosität	$\text{m}^2/\text{s}$
$\nu_L$	Stöchiometrischer Luftbedarf	-
$\rho$	Dichte	$\text{kg}/\text{m}^3$
$\rho_i^*$	Dichte einer Spezies i im Fluid	$\text{kg}/\text{m}^3$
$\rho_i^0$	Dichte einer Spezies i in den kleinsten Wirbelstrukturen	$\text{kg}/\text{m}^3$
$\sigma_\epsilon$	Modellkonstante im EDM-Modell	-
$\sigma_{\omega 1}$	Konstante im SST-Modell	-
$\sigma_{\omega 2}$	Konstante im SST-Modell	-
$\sigma_{k1}$	Konstante im SST-Modell	-
$\sigma_{k2}$	Konstante im SST-Modell	-
$\sigma_k$	Modellkonstante des EDM-Modells	-
$\sigma_{Stg}$	Streukoeffizient	-
$\sigma_{Str}$	Stefan-Boltzmann-Konstante	W/( $\text{m}^2\text{K}^4$ )
$\Sigma$	Spannungstensor	N

$\Sigma_{ii}$	Normalspannungen	N
$\Sigma_{ij}$	Schubspannungen	N
$\tau$	Viskose Schubspannung	N/m <sup>2</sup>
$\tau^R$	Reynolds Spannungstensor	N/m <sup>2</sup>
$\bar{\phi}$	Mittelwert einer Strömungsgröße	[ $\phi$ ]
$\phi'$	Schwankungsanteil einer Strömungsgröße	[ $\phi$ ]
$\phi_1$	Strömungsvariable auf dem Gitter 1	[ $\phi$ ]
$\phi_2$	Strömungsvariable auf dem Gitter 2	[ $\phi$ ]
$\phi_3$	Strömungsvariable auf dem Gitter 3	[ $\phi$ ]
$\phi_a$	Approximierter Wert einer Strömungsgröße	[ $\phi$ ]
$\phi_{ext}^{12}$	Extropolierter Wert einer Strömungsgröße auf dem Gitter 1 und 2	[ $\phi$ ]
$\varphi$	Strömungsvariable	[ $\varphi$ ]
$\Phi$	Dissipationsterm	-
$\Phi_{rad}$	Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion für eingestreuete Strahlung	-
$\chi$	Reaktionsfähiger Massenanteil der kleinsten Wirbelstrukturen	-
$\Psi$	Vereinfachung zur Herleitung der Energieerhaltung über die Temperatur	-
$\omega$	Spezifische Dissipationsrate	1/s
$\omega_{ip}$	Wichtungsfunktion im Diskretisierungsprozess	-
$\Omega$	Wirbelfrequenz	1/s
$\Omega_{Stg}$	Raumwinkel der ausgestreuten Strahlung	sr

## Lateinische Symbole

Symbol	Bezeichnung	Einheit
$a_1$	Modellkonstante im SST-Modell	-
$a_{Str}$	Absorptionskoeffizient	$1/m^2$
$A$	Modellkonstante des EDM-Modells	-
$A_b$	Innere Zu- bzw. Abnahme der Erhaltungsgröße $b$	-
$b$	Intensive Erhaltungsgröße	[b]
$b_1$	Diskretisierungsparameter auf dem Gitter 1	-
$b_2$	Diskretisierungsparameter auf dem Gitter 2	-
$b_3$	Diskretisierungsparameter auf dem Gitter 3	-
$B$	Extensive Erhaltungsgröße	[B]
$c$	Spezifische Wärmekapazität	J/ (kgK)
$c_1$	Modellkonstante im SST-Modell	-
$c_{CO_2}$	Kohlenstoffdioxidkonzentration	Vol%
$c_{CO}$	Konzentration von Kohlenstoffmonoxid	ppm
$c_{HCN}$	Konzentration von Cyanwasserstoff	ppm
$c_{incap}$	Konzentration die zur Handlungsunfähigkeit führt	ppm · min
$c_{irr,i}$	Konzentration des Reizgases $i$	ppm
$c_{O_2}$	Sauerstoffkonzentration	Vol%
$c_p$	Spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck	J/(kgK)
$c_v$	Spezifische Wärmekapazität bei konstantem Volumen	J/(kgK)
$\bar{c}_i$	Mittlere Volumenkonzentration einer Spezies $i$	$kg/m^3$
$\tilde{c}_{Br}$	Mittlere Volumenkonzentration des Brennstoffs	$kg/m^3$
$\tilde{c}_{O_2}$	Mittlere Volumenkonzentration von Sauerstoff	$kg/m^3$
$c_i^*$	Konzentration einer Spezies $i$ in den kleinsten Wirbelstrukturen	$kg/m^3$
$c_i^0$	Konzentration einer Spezies $i$ im Fluid	$kg/m^3$
$C_{\alpha 1}$	Modellkonstante im SST-Modell	-
$C_{\alpha 2}$	Modellkonstante im SST-Modell	-
$C_{\beta 1}$	Modellkonstante im SST-Modell	-
$C_{\beta 2}$	Modellkonstante im SST-Modell	-
$C_{\epsilon 1}$	Modellkonstante des EDM-Modells	-
$C_{\epsilon 2}$	Modellkonstante des EDM-Modells	-
$C_{\mu}$	Modellkonstante des EDM-Modells (Anisotropieparameter)	-
$C_{Str}$	Linearer anisotroper Phasenfunktionskoeffizient	-
$COHb_{incap}$	Carboxihämoglobingehalt im Blut	%
$d_{\perp}$	Entfernung zur nächsten Wand	m

$d_{21}$	Quotient aus den Diskretisierungsparametern $b_2$ und $b_1$	-
$d_{32}$	Quotient aus den Diskretisierungsparametern $b_3$ und $b_2$	-
$e$	Spezifische Gesamtenergie	J/kg
$E$	Gesamtenergie	J
$\mathbf{f}$	Auf ein Volumen bezogene Kraft	N/m <sup>3</sup>
$\mathbf{f}_B$	Auf ein Volumen bezogene Volumenkraft	N/m <sup>3</sup>
$\mathbf{f}_S$	Auf ein Volumen bezogene Oberflächenkraft	N/m <sup>3</sup>
$F$	Filterfunktion in der Large-Eddy-Simulation	-
$F_1$	Blendfunktion im SST-Modell	-
$F_2$	Blendfunktion im SST-Modell	-
$F_{\text{CO}_2}$	Fraktion einer fluchtunfähig machenden Dosis an Kohlenstoffdioxid	-
$F_{\text{CO}}$	Fraktion einer fluchtunfähig machenden Dosis an Kohlenstoffmonoxid	-
$F_{\text{HCN}}$	Fraktion einer fluchtunfähig machenden Dosis an Cyanwasserstoff	-
$F_{\text{O}_2}$	Fraktionierte Sauerstoffdosis, die Sauerstoffmangel berücksichtigt	-
$\text{FLD}_{\text{irr}}$	Fractional Letal Dose Modell Schadwirkung durch Reizgase	-
$\mathbf{g}$	Erdbeschleunigung	m/s <sup>2</sup>
$G$	Konstante in Abhängigkeit der Wandrauigkeit für logarithmische Grenzschicht	-
$G_{\text{Str}}$	Einfallende Strahlung	W/m <sup>2</sup>
$\hat{h}$	Spezifische Enthalpie	J/kg
$\hat{h}_0$	Spezifische Gesamtenthalpie	J/kg
$\mathbf{I}$	Einheitstensor	-
$I$	Strahlungsintensität	W/(m <sup>2</sup> rad)
$\mathbf{J}^{\phi D}$	Diffusionsströme	$[\mathbf{J}^{\phi D}]$
$\mathbf{J}^{\phi K}$	Konvektionsströme	$[\mathbf{J}^{\phi K}]$
$\mathbf{J}^{\phi}$	Gesamtströmung	$[\mathbf{J}^{\phi}]$
$k$	Kinetische Turbulenzenergie	m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup>
$k_T$	Temperaturleitfähigkeit	m <sup>2</sup> /s
$K$	Von-Karman-Konstante	-
$K_b$	Konvektiver Fluss von $b$	$[K_b]$
$K_M$	Empirischer Koeffizient in den UDF	1/s
$L$	Luftwechselzahl	1/h
LED	Letale Expositionsdosis	ppm · min
$m$	Masse	kg

$\dot{m}_{coneM}$	Spezifische Massenverlustrate eines Materials M aus den Cone Kalorimeter Experimenten	kg/(m <sup>2</sup> s)
$\dot{m}_{FS}$	Massentransfer zwischen den kleinsten turbulenten Skalen und dem umgebenden Fluid	kg/s
$\dot{m}_{FS}^*$	Massentransfer in den kleinsten turbulenten Skalen	kg/s
$\dot{m}_{MLR}$	Mittlere flächenspezifische Massenverlustrate aus Cone Kalorimeter Experimenten	kg/(m <sup>2</sup> s)
$\dot{m}_{SimM}$	Flächenspezifischer Massenstrom eines Materials M	kg/(m <sup>2</sup> s)
$\mathbf{n}$	Normalenvektor	-
$n_{Str}$	Brechungsindex	-
$N$	Anzahl der Rechenknoten	-
$p$	Druck	Pa
$P_k$	Produktionsrate der kinetischen Turbulenzenergie	m <sup>2</sup> /s <sup>3</sup>
$Pr_{turb}$	Turbulente Prandtl Zahl	-
$\dot{q}_S$	Wärmetransport durch Diffusion	W/m <sup>2</sup>
$\dot{q}_V$	Wärmequellen und Senken in einem Volumen	W/m <sup>3</sup>
$\dot{\mathbf{q}}^R$	Wärmestromdichte	kW/m <sup>2</sup>
$\dot{\mathbf{q}}_{Str}$	Strahlungsflussvektor	W/m <sup>2</sup>
$\dot{Q}$	Wärmestrom	W
$\dot{Q}_{loss}$	Verlustwärmestrom	W
$\dot{Q}_S$	Wärme die über Seitenflächen transportiert wird	W
$\dot{Q}_V$	Wärmequellen und -senken	W
$Q^\phi$	Quellterm einer skalaren Größe	[ $\phi$ ]
$R$	Universelle Gaskonstante	J/(molK)
$\bar{R}_i$	Netto-Massentransferrate einer Spezies i pro Volumeneinheit	kg/m <sup>3</sup> s
$R_i^*$	Massentransferrate einer Spezies i bezogen auf das Volumen der kleinsten turbulenten Skalen	kg/m <sup>3</sup> s
$R_i$	Produktionsrate der Spezies i pro Volumeneinheit	kg/m <sup>3</sup> s
$R_n$	Residuum des Knoten n	-
$RMS^{n+1}$	RMS zum Zeitpunkt n+1	-
$RMS^n$	RMS zum Zeitpunkt n	-
$s$	Weglänge	m
$\mathbf{s}$	Ausbreitungsrichtung der Strahlung	-
$\mathbf{s}_{stg}$	Ausbreitungsrichtung der gestreuten Strahlung	-
$S$	Strahlungsquelle	W
$\mathbf{S}$	Oberflächenvektor	m <sup>2</sup>
$S_t$	Schergeschwindigkeit	1/s
$t_{eta}$	Kolmogorov Zeitskala der kleinsten Wirbel	s
$t$	Zeit	s
$t_0$	Zeitpunkt bei t=0	s

$t_{\text{exp}}$	Expositionszeit	s
$t_{\text{incap}}$	Zeit bis Handlungsunfähigkeit eintritt	s
$t_{\text{turb}}$	Turbulente Mischungszeit	s
$T$	Temperatur	K
$T_{\text{grenz}}$	Grenztemperatur für aktiven Zustand	°C
$\hat{u}$	Spezifische innere Energie	J/kg
$u_{\tau}$	Schubspannungsgeschwindigkeit	m/s
$u_i$	Komponente des Geschwindigkeitvektors	m/s
$u_t$	Geschwindigkeit, tangential zur Wand im Abstand $y$	m/s
$\mathbf{v}$	Geschwindigkeitsvektor	m/s
$\mathbf{v}_r$	Relative Fluidgeschwindigkeit	m/s
$\mathbf{v}_s$	Geschwindigkeit mit der sich eine Volumenoberfläche verändert	m/s
$v_j$	Komponente des Geschwindigkeitvektors	m/s
$\dot{V}_{zu}$	Zuluftvolumenstrom	m <sup>3</sup> /h
$V$	Volumen	m <sup>3</sup>
$V_{\text{Hyp}}$	Verstärkungseffekt durch Hyperventilation	-
$w_k$	Komponente des Geschwindigkeitvektors	m/s
$\dot{W}$	Arbeit	J
$\dot{W}_B$	Summe der Volumenkräfte	J
$\dot{W}_S$	Summe der Oberflächenkräfte	J
$\Delta x$	Gitterabstand	m
$z$	Zähler für den aktiven Zustand	-

# 1 Einleitung

Die Bundesregierung hat im „Energiekonzept für eine umweltschonende, zuverlässige und bezahlbare Energieversorgung“ [1] festgelegt, dass der Primärenergiebedarf von Gebäuden bis Ende 2050 um 80% reduziert werden soll. Um dies zu erreichen werden energiesparende Modernisierungsvorhaben und der Neubau energieeffizienter Wohngebäude durch die Vergabe zinsgünstiger Darlehen und Zuschüsse gefördert. So wird zum Beispiel im Förderprogramm „Energieeffizientes Bauen“ [2] der KfW-Bankengruppe Deutschlands die Herstellung bzw. der Erwerb von Energiesparhäusern, Effizienzhäusern und Passivhäusern als Wohngebäude gefördert. Die Abbildung 1.1 aus [2] zeigt, dass die Summe der Förderzusagen für energieeffizientes Bauen der KfW-Bankengruppe kontinuierlich zunimmt. Außerdem werden von der Bankengruppe umfangreiche Maßnahmen zur energetischen Sanierung von Wohngebäuden gefördert. Das Fördervolumen des KfW-Programms „Energieeffizientes Sanieren“ beläuft sich für 2016 auf über 4 Millionen Euro [2]. Aus diesen Umständen lässt sich ableiten, dass die Anzahl energieeffizienter Wohngebäude mit hohem Energieeinsparpotential in den nächsten Jahren noch weiter zunehmen wird.

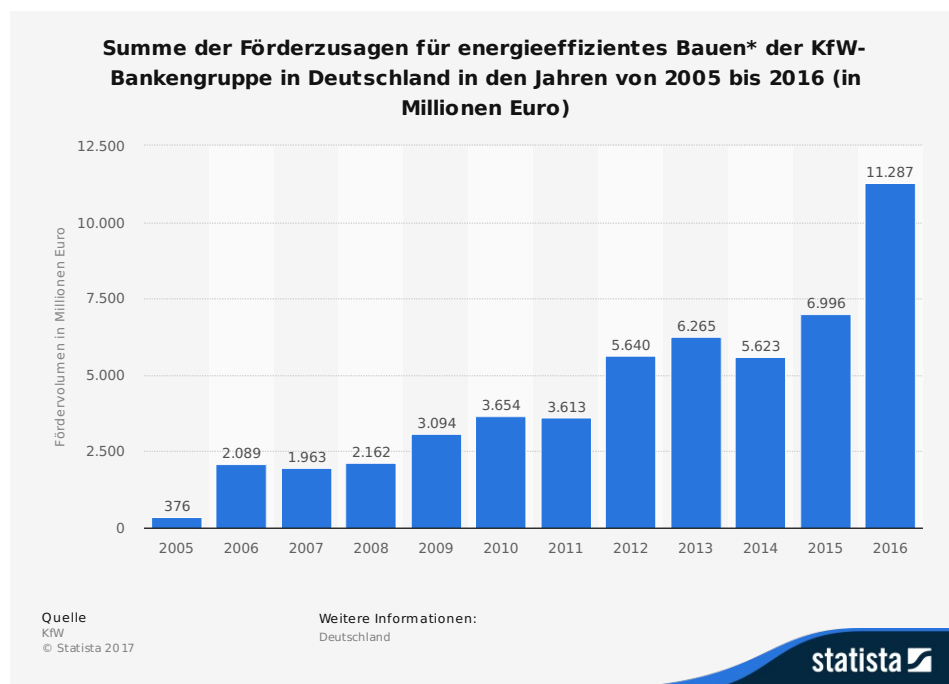


Abbildung 1.1: Summe der Förderzusagen für energieeffizientes Bauen der KfW-Bankengruppe Deutschlands in den Jahren 2005 bis 2016 [2]



Charakteristisch für alle Gebäude mit Energieeinsparpotential ist eine sehr gute Wärmedämmung der umfassenden Bauteile und eine geringe Luftwechselzahl [3]. Auf Grund der verbesserten Wärmedämmung kommt es vermutlich zu einer geringeren Wärmeabgabe an die Umgebung. Für die Feuerwehren bedeutet das, dass sich ein Brandszenario unter Umständen schneller entwickelt und ausbreitet als Brände in Gebäuden ohne Energieeffizienzstandard. Des Weiteren liegt die Vermutung nahe, dass durch die geringere Luftwechselzahl der Sauerstoff im Brandraum zu einem früheren Zeitpunkt aufgebraucht ist und sich vermehrt unvollständige Verbrennungsprodukte bilden. Geraten die unvollständigen Verbrennungsprodukte mit Sauerstoff in Kontakt entzünden sie sich schlagartig und es kommt, zu einer Rauchgasdurchzündung. Aus den Untersuchungen von Kunkelmann [4] ist bekannt, dass es in energieeffizienten Gebäuden zu Schwierigkeiten bei der Brandbekämpfung kommt. Auf der Grundlage von Einsatz- und Erfahrungsberichten der Feuerwehren arbeitete Kunkelmann [4] die folgenden Probleme in Bezug auf die Brandbekämpfung in einem energieeffizienten Gebäude aus:

- Alle untersuchten Einsätze waren sehr personal- und zeitaufwendig.
- Die Einsatzkräfte waren hohen Belastungen durch Rauchgase ausgesetzt.
- Es wurden vermehrt Rauchgasdurchzündungen beobachtet.
- Der Brand konnte sich lange unbemerkt entwickeln.

Mit der Fragestellung, wie sich der Brandverlauf in einem energiesparenden Gebäude, durch bauliche und gebäudetechnische Maßnahmen zur Energieeinsparung verändert, beschäftigt sich Kunkelmann [4] nicht. An dieser Stelle setzt die vorliegende Arbeit an. Mit Hilfe der numerischen Strömungsmechanik, englisch: Computational Fluid Dynamics (CFD), wurde der Brandverlauf in einem modernen, energieeffizienten Wohngebäude untersucht und mit dem Brandverlauf in einem konventionellem Gebäude verglichen. Nur mit einer CFD basierten Studie ist es möglich die Komplexität des Brandverlaufs zu erfassen und abzubilden. In der Arbeit wird dargelegt, in wieweit sich bauliche und gebäudetechnische Maßnahmen zur Energieeinsparung auf den Brandverlauf auswirken. Außerdem wird abgeleitet, ob durch einen veränderten Brandverlauf Änderungen in der Vorplanung der Feuerwehren hinsichtlich Hilfsfrist und Funktionsstärke notwendig sind.

In der vorliegenden Dissertation wurde der Brand in einem Hauswirtschaftsraum untersucht. Zum Vergleich wurde das Brandszenario mit einem kombinierten Zu- und Abluftsystem und mit Fensterlüftung numerisch berechnet. Im Vorfeld der Brandsimulation wurde das Strömungsfeld, welches sich durch die beiden Lüftungsformen ergibt, analysiert. Die Untersuchung wurde auf unterschiedlich skalierten Gittern durchgeführt, um nachzuweisen, dass die numerische Lösung gitterunabhängig ist. Außerdem wurde die Luftströmung die sich durch das kombinierte Zu- und Abluftsystem ergibt, in

Abhängigkeit der verschiedenen Randbedingungen simuliert. Durch die Variation der Randbedingungen sollte gezeigt werden, dass die Luftvolumenströme, die über die Grenzen des Systems transportiert werden, den Anforderungen aus der DIN 1946 Teil 6 [5] entsprechen. Des Weiteren wurde das Augenmerk auf die Druckdifferenz, die sich zwischen Zu- und Ablufträumen aufgrund des kombinierten Zu- und Abluftsystems für die unterschiedlichen Randbedingungen einstellt, gelegt. Im Anschluss wurde überprüft, welche Kombination aus Konvergenzkriterium und maximal zulässiger Bilanzdifferenz sicherstellt, dass der geförderte Massenstrom über die Systemgrenzen nicht vom Konvergenzkriterium abhängig ist. Die Ergebnisse der Luftströmungssimulation wurden in der Brandsimulation zur Initialisierung genutzt. Zum Schluss der Arbeit werden die Ergebnisse der Brandsimulation vorgestellt und im Hinblick auf die Belange der Feuerwehr diskutiert. Außerdem werden die Ergebnisse der CFD Berechnung in den aktuellen Stand der Wissenschaft eingeordnet.

Die Untersuchung von Brandverläufen ist Gegenstand zahlreicher Forschungsarbeiten. Als Standardwerke können [6] und [7] benannt werden. Allerdings ist der Brandverlauf in energetisch sanierten Gebäuden dort nicht berücksichtigt. Einen Überblick über die numerische Strömungssimulation gibt Ferziger in [8, 9]. Moukalled erläutert umfassend die Finite-Volumen-Methode [10].

## 2 Grundgleichungen und Modelle in der numerischen Strömungsmechanik

### 2.1 Erhaltungsgleichungen

Strömungsmechanische Fragestellungen lassen sich mit Hilfe der Erhaltungsgleichungen der Kontinuumsphysik behandeln. Für die Modellierung einer reaktiven Strömung sind die Erhaltungsgleichungen für Masse, Impuls und Energie von Bedeutung. Sie werden als Navier-Stokes-Gleichungen bezeichnet. Die Gleichungen haben einen formal ähnlichen Aufbau und drücken ein Erhaltungsprinzip aus. Im Folgenden werden die Erhaltungsgleichungen wie in Ferziger [8, 9] und in Moukalled [10] dargestellt hergeleitet.

Die Bewegung eines Fluids kann auf zwei unterschiedliche Weisen betrachtet werden.

#### Lagrangesche Betrachtungsweise

Zunächst wird ein geschlossener Bereich des Fluids betrachtet, der sich entlang einer Trajektorie durch das Strömungsgebiet bewegt. Der Bereich, der die Fluidteilchen enthält, wird als Kontrollmasse bezeichnet. Es wird angenommen, dass sich in der Kontrollmasse immer die gleichen Fluidteilchen befinden. Eine Kontrollmasse mit der Kennzeichnung  $\mathbf{a}$ , die sich zur Zeit  $t$  an einem Ort  $\mathbf{x}$  aufhält, kann beschrieben werden durch  $\mathbf{a}(\mathbf{x}, t)$ . Die Strömungsgeschwindigkeit  $\mathbf{v}$  ist durch den Vektor  $\mathbf{v}(\mathbf{a}, t)$  gegeben. Um die Fluidströmung vollständig zu beschreiben, müssen die Erhaltungsgleichungen für jedes Fluidteilchen aufgestellt werden. Dies führt zu einem erheblichen Rechenaufwand, weshalb die Methode hauptsächlich nur verwendet wird, um die Bewegung von Festkörpern zu untersuchen [11].

#### Eulersche Betrachtungsweise

In der eulerschen Betrachtungsweise werden die Strömungsvariablen für eine bestimmte Position im Raum definiert, d.h. sie sind dann eine Funktion der räumlichen Koordinate  $\mathbf{x}$  sowie der Zeit  $t$ . In der eulerschen Betrachtungsweise kann die Strömungsgeschwindigkeit durch den Vektor  $\mathbf{v}(\mathbf{v}_x, \mathbf{v}_y, \mathbf{v}_z, t)$  beschrieben werden. Die Eulersche Betrachtungsweise gibt Auskunft über die zeitliche Veränderung einer Feldfunktion in einem fixierten Punkt, aber nicht über die Änderung der Eigenschaft eines bestimmten materiellen Teilchens oder einer Kontrollmasse mit der Zeit [11].

#### Reynoldssche Transporttheorem

Die Erhaltungsgleichungen, müssen für die Anwendung der Finite-Volumen-Methode so formuliert sein, dass sie für ein unbewegtes Kontrollvolumen gelten. Um die Erhaltungsgleichungen auch auf ein unbewegtes Kontrollvolumen anwenden zu können, muss das Eulersche Äquivalent für ein Integral über ein sich bewegendes Materialvolumen (MV)

bekannt sein [10]. In diesem Kontrollvolumen muss das Fluid als Kontinuum mit konstanten Eigenschaften vorliegen. Wenn  $b$  eine beliebige intensive Erhaltungseigenschaft darstellt, dann kann die entsprechende extensive Eigenschaft  $B$  als Produkt der Dichte  $\rho$  und  $b$  integriert über das Volumen  $V$  der Kontrollmasse dargestellt werden. Dieser Zusammenhang wird in [9] durch die Gleichung 2.1 dargestellt.

$$B = \int_V \rho b dV \quad (2.1)$$

Für ein sich bewegendes und verformbares Volumen ist die zeitliche Änderung von  $B$  im Materialvolumen gleich der zeitlichen Änderung von  $B$  im Kontrollvolumen ( $A_b$ ) plus der Netto-Strömung von  $B$  in und aus dem Kontrollvolumen über die Oberflächen  $S$  ( $K_b$ ). In der Gleichung 2.2 aus [10] entspricht  $A_b$  der inneren Zu- bzw. Abnahme der Erhaltungsgröße  $b$  mit der Zeit. Die Strömung von  $b$  über die Oberflächen des Kontrollvolumens wird durch  $K_b$  berücksichtigt und als konvektiver Fluss bezeichnet. Nach [10] gilt:

$$\left(\frac{dB}{dt}\right)_{MV} = \frac{d}{dt} \int_{V(t)} \rho b dV = \underbrace{\frac{d}{dt} \int_V \rho b dV}_{A_b} + \underbrace{\int_{S_V(t)} \rho b \mathbf{v}_r \cdot \mathbf{n} dS_V}_{K_b} \quad (2.2)$$

mit  $\mathbf{n}$  als Normalenvektor, der senkrecht zur Kontrollvolumenoberfläche und nach außen gerichtet ist. Die relative Fluidgeschwindigkeit ist in der Gleichung 2.2 mit dem Vektor  $\mathbf{v}_r$  bezeichnet. Sie berücksichtigt, dass sich die Geschwindigkeit  $\mathbf{v}$  um die Geschwindigkeit der sich verändernden Volumenoberfläche  $\mathbf{v}_S$  verringert (Gleichung 2.3 aus [10]).

$$\mathbf{v}_r = \mathbf{v}(t, \mathbf{x}) - \mathbf{v}_S(t, \mathbf{x}) \quad (2.3)$$

Für ein unbewegliches Kontrollvolumen ist  $\mathbf{v}_S$  gleich null und die Form des Volumens ist unabhängig von der Zeit. Damit kann  $A_b$  aus Gleichung 2.2, wie von Moukalled in [10] dargestellt, ausgedrückt werden durch:

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho b dV = \int_V \frac{\partial}{\partial t} b \rho dV \quad (2.4)$$

und Gleichung 2.2 vereinfacht sich wie in [10] gezeigt zu

$$\left(\frac{dB}{dt}\right)_{MV} = \int \frac{\partial}{\partial t} b \rho dV + \int_S b \rho \mathbf{v} \cdot \mathbf{n} dS \quad (2.5)$$

Wendet man das Divergenztheorem auf Gleichung 2.5 an, so kann das Oberflächenintegral in ein Volumenintegral überführt werden und nach [10] gilt:

$$\left(\frac{dB}{dt}\right)_{MV} = \int_V \left[ \frac{\partial}{\partial t} \rho b + \nabla \cdot \rho \mathbf{v} b \right] dV \quad (2.6)$$

Über die substantielle Ableitung ausgedrückt ergibt sich Gleichung 2.7 [10].

$$\left(\frac{dB}{dt}\right)_{MV} = \int_V \left[ \frac{D}{Dt} \rho b + \rho b \nabla \cdot \mathbf{v} \right] dV \quad (2.7)$$

### Erhaltung der Masse

Die Masse  $m$ , die sich in einem Kontrollvolumen befindet, entspricht dem Integral der Dichte über das Kontrollvolumen (vgl. Gleichung 2.8) [12, 13].

$$m = \int_V \rho dV \quad (2.8)$$

Die Erhaltung der Masse bedeutet, dass die Änderung der Dichte mit der Zeit in einem Volumen gleich der Änderung des Massenstroms über die Oberflächen des Volumens ist. Durch die Gleichung 2.9 aus [9] wird dieser Sachverhalt mathematisch ausgedrückt.

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho dV = - \int_S \rho \mathbf{v} \cdot \mathbf{n} dS \quad (2.9)$$

Die Gleichung 2.9 wird als Integralform der Massenerhaltungsgleichung bezeichnet. Durch Anwendung des Gaußtheorems auf den konvektiven Teil der Gleichung 2.9, kann das Oberflächenintegral in ein Volumenintegral umgeformt werden. Unter der Voraussetzung, dass das Volumenelement unendlich klein ist, lässt sich Gleichung 2.9 in die koordinatenfreie Differentialform der Massenerhaltungsgleichung umschreiben [9]. Die Gleichung 2.10 gilt für ein beliebiges Kontrollvolumen und ist in [9] dargestellt.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot \rho \mathbf{v} = 0 \quad (2.10)$$

Die Gleichungen 2.9 und 2.10 beschreiben die gleiche Physik [14]. Für ein inkompressibles Fluid ändert sich  $\rho$  entlang einer Strömungslinie mit der Zeit nicht und der erste Term aus Gleichung 2.10 ist gleich null [10]. Daher wird in [10] die Massenerhaltungsgleichung für ein inkompressibles Fluid vereinfacht zu

$$\nabla \cdot \mathbf{v} = 0 \quad (2.11)$$

oder in Integralform zu

$$\int_S \mathbf{v} \cdot \mathbf{n} dS = 0 \quad (2.12)$$

### Impulserhaltungsgleichung

Für die Erhaltung eines Impulses gilt, dass die Änderung des Fluidimpulses gleich der Änderung aller auf das Fluid wirkenden Kräfte ist [12, 13, 15] (2. Newtonsches Gesetz). Als Kräfte  $\mathbf{f}$ , die auf ein Fluidteilchen wirken, werden Oberflächenkräfte  $\mathbf{f}_S$  von

Volumenkräften  $\mathbf{f}_B$  (auch als Feld- oder Körperkräfte bezeichnet) differenziert [14]. Als Volumenkraft versteht man die Gravitations-, Zentrifugal- und Coriolis-Kräfte sowie elektromagnetische Kräfte. Druck- und Reibungskräfte bilden die Oberflächenkräfte, die auf ein Fluid wirken. Die Reibungskräfte sind in Normal- und Schubspannungen zu unterscheiden [14].

Betrachtet wird ein Materialvolumen eines Fluids mit der Masse  $m$ , der Dichte  $\rho$  und der Geschwindigkeit  $\mathbf{v}$ . Ausgehend von der lagrangeschen Betrachtungsweise wird das Newtonsche Gesetz von Moukalled in [10] durch die Gleichung 2.13 beschrieben.

$$\left(\frac{dm\mathbf{v}}{dt}\right)_{MV} = \left(\int_V \mathbf{f} dV\right)_{MV} = \int_V \mathbf{f} dV \quad (2.13)$$

In der eulerschen Betrachtungsweise kann die Impulserhaltung in zwei unterschiedlichen Formen aufgeschrieben werden. Die erste Form wird als nicht konservative Form bezeichnet. Die nicht konservative Form nutzt die substantielle Ableitung, während die konservative Form über das Divergenztheorem gebildet wird [10]. Haben alle Terme in der Impulserhaltungsgleichung die Form der Divergenz eines Vektors oder Tensors, wird die Impulsgleichung als streng konservativ bezeichnet. Die Einhaltung der streng konservativen Form sichert für die Berechnung mittels Finite-Volumen-Methode die globale Impulserhaltung [9]. Für die Impulserhaltung in nicht konservativer Form gelten die Gleichungen 2.14 bis 2.16 nach Moukalled [10].

$$\frac{D}{Dt}\rho\mathbf{v} + \rho\mathbf{v}\nabla \cdot \mathbf{v} = \mathbf{f} \quad (2.14)$$

Unter Berücksichtigung der Kontinuitätsgleichung kann die Gleichung 2.14 umgeformt werden zu Gleichung 2.15 bzw. 2.16 [10].

$$\rho \frac{D\mathbf{v}}{Dt} + \underbrace{\mathbf{v} \left( \frac{D\rho}{Dt} + \rho\nabla \cdot \mathbf{v} \right)}_{\text{Kontinuitätsgleichung}} = \mathbf{f} \quad (2.15)$$

$$\rho \left[ \frac{\partial\mathbf{v}}{\partial t} + (\mathbf{v} \cdot \nabla) \mathbf{v} \right] = \mathbf{f} \quad (2.16)$$

Die Impulserhaltung in konservativer Form wird in [10] durch die Gleichung 2.17 bzw. 2.18 charakterisiert.

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho\mathbf{v} dV + \int_S \rho\mathbf{v}\mathbf{v} \cdot \mathbf{n} dS = \mathbf{f} \quad (2.17)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} [\rho\mathbf{v}] + \nabla \cdot \{\rho\mathbf{v}\mathbf{v}\} = \mathbf{f} \quad (2.18)$$

Durch  $\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho\mathbf{v} dV$  wird die zeitliche Änderung des Impulses im Kontrollvolumen be-

schrieben. Die Impulsstromdichte über die Oberflächen des Kontrollvolumens sind in Gleichung 2.17 durch den Term  $\int_S \rho \mathbf{v} \mathbf{v} \cdot \mathbf{n} dS$  erfasst. Unter der Annahme, dass das betrachtete Fluid ein newtonsches Fluid ist und die molekulare Transportrate des Impulses durch die Oberflächen der Kontrollvolumen mit dem Spannungstensor  $\Sigma$  ausgedrückt wird und Volumenkräfte mit  $\mathbf{f}_B$  beschrieben werden, kann die Impulserhaltungsgleichung wie in Gleichung 2.19 aus [9] gezeigt, dargestellt werden:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho \mathbf{v} dV + \int_S \rho \mathbf{v} \mathbf{v} \cdot \mathbf{n} dS = \int_S \Sigma \cdot \mathbf{n} dS + \int_V \mathbf{f}_B dV \quad (2.19)$$

Durch den Spannungstensor  $\Sigma$  werden Normal- und Schubspannungen erfasst. Druck oder viskose Spannungen können eine Änderung von  $\Sigma$  bewirken. Für ein kartesisches Koordinatensystem entspricht der Spannungstensor  $\Sigma$  der Matrix in Gleichung 2.20 mit  $\Sigma_{ii}$  für die Normalspannungen und  $\Sigma_{ij}$  für die Schubspannungen. Die Matrix des Spannungstensor  $\Sigma$  wird in [10], wie in Gleichung 2.20 dargestellt, beschrieben.

$$\Sigma = \begin{pmatrix} \Sigma_{xx} & \Sigma_{xy} & \Sigma_{xz} \\ \Sigma_{yx} & \Sigma_{yy} & \Sigma_{yz} \\ \Sigma_{zx} & \Sigma_{zy} & \Sigma_{zz} \end{pmatrix} \quad (2.20)$$

$\Sigma_{ij}$  steht für eine Spannung, die auf der Oberfläche  $i$  in  $j$ -Richtung wirkt. Normalspannungen führen dazu, dass das Volumen auf welches sie wirken entweder komprimiert oder gedehnt wird. Die Komprimierung oder Dehnung eines Volumens geht hauptsächlich auf die Arbeit der Normalspannungen zurück [10], während der Einfluss viskoser Effekte in Normalenrichtung eher klein ist. In [10] wird der Spannungstensor  $\Sigma$  durch den Einheitstensor  $\mathbf{I}$ , den Druck  $p$  und viskose Schubspannungen  $\tau$ , wie in Gleichung 2.21 gezeigt, charakterisiert.

$$\Sigma = - \begin{pmatrix} p & 0 & 0 \\ 0 & p & 0 \\ 0 & 0 & p \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \overbrace{\Sigma_{xx+p}}^{\tau_{xx}} & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \overbrace{\Sigma_{yy+p}}^{\tau_{yy}} & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \overbrace{\Sigma_{zz+p}}^{\tau_{zz}} \end{pmatrix} = -p\mathbf{I} + \tau \quad (2.21)$$

Die Summe der Kräfte, die auf ein Oberflächenelement  $S$  in  $\mathbf{n}$  Richtung wirken, ergeben nach [10] die Kraft  $\mathbf{f}_S$  (vgl. Gleichung 2.22 aus [10]).

$$\int_{\mathbf{f}_S} \Sigma \cdot \mathbf{n} dS = \int_V \mathbf{f}_S dV = \nabla \cdot \Sigma dV \Rightarrow \mathbf{f}_S = \nabla \cdot \Sigma = -\nabla p + \nabla \cdot \tau \quad (2.22)$$

Für ein newtonsches Fluid ist die Schergeschwindigkeit proportional zur Scherspannung und der viskose Spannungstensor  $\tau$  ist abhängig von der Strömungsgeschwindigkeit  $\mathbf{v}$  und der dynamischen Viskosität  $\mu$  [9]. Dieser Zusammenhang wird von Moukalled in

[10] durch Gleichung 2.23 ausgedrückt.

$$\boldsymbol{\tau} = \mu \left[ \nabla \mathbf{v} + (\nabla \mathbf{v})^T \right] - \frac{2}{3} \mu (\nabla \cdot \mathbf{v}) \mathbf{I} \quad (2.23)$$

In der Gleichung 2.23 steht das T im Exponenten für transponiert. Durch Einsetzen der Gleichung 2.22 bzw. 2.23 in Gleichung 2.19 ergibt sich für ein newtonsches Fluid die Impulserhaltung wie in Gleichung 2.24 dargestellt. Die Gleichung 2.24 geht zurück auf die Ausführungen in [10].

$$\frac{\partial}{\partial t} [\rho \mathbf{v}] + \nabla \cdot \{ \rho \mathbf{v} \mathbf{v} \} = -\nabla p + \nabla \cdot \left\{ \mu \left[ \nabla \mathbf{v} + (\nabla \mathbf{v})^T \right] \right\} - \nabla \frac{2}{3} \mu (\nabla \cdot \mathbf{v}) + \mathbf{f}_B \quad (2.24)$$

Für inkompressible Fluide wird die Divergenz der Geschwindigkeit gleich null ( $\nabla \cdot \mathbf{v} = 0$ ) und Gleichung 2.24 vereinfacht sich, wie in [10] dargestellt zu:

$$\frac{\partial}{\partial t} [\rho \mathbf{v}] + \nabla \cdot \{ \rho \mathbf{v} \mathbf{v} \} = -\nabla p + \nabla \cdot \mu \left[ \nabla \mathbf{v} + (\nabla \mathbf{v})^T \right] + \mathbf{f}_B \quad (2.25)$$

Gleichung 2.24 kann, wie in [10] gezeigt, weiter vereinfacht werden, wenn das Fluid eine konstante Viskosität hat.

Nach [10] vereinfacht sich die Divergenz des Tensors  $\boldsymbol{\tau}$  zu

$$\nabla \cdot \boldsymbol{\tau} = \nabla \cdot \mu \left[ \nabla \mathbf{v} + (\nabla \mathbf{v})^T \right] - \nabla \frac{2}{3} \mu (\nabla \cdot \mathbf{v}) = \mu \nabla^2 \mathbf{v} \quad (2.26)$$

und die Impulserhaltungsgleichung für ein Fluid mit konstanter Viskosität (vgl. Gleichung 2.27) ergibt sich, wie in [10] gezeigt zu

$$\frac{\partial}{\partial t} [\rho \mathbf{v}] + \nabla \cdot \{ \rho \mathbf{v} \mathbf{v} \} = -\nabla p + \mu \nabla^2 \mathbf{v} + \mathbf{f}_B \quad (2.27)$$

Die Volumenkraft  $\mathbf{f}_B$  wird durch das Produkt aus Dichte  $\rho$  und Erdbeschleunigung  $\mathbf{g}$  bestimmt. Die Gleichung 2.28 aus [10] stellt dar, wie das Produkt gebildet wird.

$$\mathbf{f}_B = \rho \mathbf{g} \quad (2.28)$$

Da Volumenkräfte wie die Coriolis- und die Zentrifugalkraft, nur bei Rotation des Betrachtungssystems auftreten, werden sie im Folgenden nicht beachtet.

### Energieerhaltung

Für die Energieerhaltung gilt der erste Hauptsatz der Thermodynamik. Der Hauptsatz besagt, dass die Energie eines Systems sich nur durch Zu- oder Abfuhr von Energie über die Systemgrenzen ändert [16]. Demzufolge kann Energie insgesamt nicht entstehen oder verloren gehen, sondern nur von einer Energieform (mechanisch, kinetisch, chemisch etc.) in eine andere umgewandelt werden.



Die hier dargestellten Erläuterungen zur Energieerhaltung folgen den Ausführungen in Moukalled [10]. Alle im Folgenden dargestellten Formen der Erhaltungsgleichung gelten für newtonsche Fluide und beziehen sich auf ein unbewegtes Kontrollvolumen. Die Energieerhaltung kann durch verschiedene Variablen ausgedrückt werden. Es werden die Formen der Erhaltungsgleichung mit den Variablen

- spezifische Gesamtenergie  $e$ ,
- spezifische innere Energie  $\hat{u}$
- spezifische Enthalpie  $\hat{h}$
- Temperatur

gezeigt. In einem Materialvolumen mit der Masse  $m$ , das sich mit der Geschwindigkeit  $\mathbf{v}$  bewegt, ist die Gesamtenergie  $E$  gleich der Summe der spezifischen inneren Energie  $\hat{u}$  und der kinetischen Energie. Das Vektorprodukt  $(\frac{1}{2}\mathbf{v} \cdot \mathbf{v})$  drückt die kinetische Energie aus. Dieser Zusammenhang wird durch Gleichung 2.29 aus [10] deutlich.

$$E = m \left( \hat{u} + \frac{1}{2} \mathbf{v} \cdot \mathbf{v} \right) \quad (2.29)$$

Für die spezifische Gesamtenergie gilt nach [10]

$$e = \hat{u} + \frac{1}{2} \mathbf{v} \cdot \mathbf{v} \quad (2.30)$$

Moukalled führt in [10] aus, dass sich die Gesamtenergie des Materialvolumens über die Zeit ändert, wenn Wärme  $\dot{Q}$  oder Arbeit  $\dot{W}$  in das Materialvolumen transferiert werden (vgl. Gleichung 2.31 aus [10]).

$$\left( \frac{dE}{dt} \right)_{MV} = \dot{Q} - \dot{W} \quad (2.31)$$

In der mathematischen Formulierung aus [10] ist das Vorzeichen für die Wärme, die einem System zugeführt wird und die Arbeit, die an einem Materialvolumen verrichtet wird, positiv. Die zugeführte Wärme setzt sich aus der Wärme, die über die Oberflächen des Volumens transportiert wird,  $\dot{Q}_S$  und der Wärme, die im Volumen entsteht oder verbraucht (z.B. durch chemische Reaktion) wird,  $\dot{Q}_V$  zusammen. Wie in Moukalled [10] ausgeführt gelten für den Wärmetransport die Gleichungen 2.32 bis 2.34.

$$\dot{Q} = \dot{Q}_S + \dot{Q}_V \quad (2.32)$$

mit

$$\dot{Q}_V = \int_V q_V dV \quad (2.33)$$

und

$$\dot{Q}_S = - \int_S \dot{q}_S \cdot \mathbf{n} dS = - \int_V \nabla \cdot \dot{q}_S dV \quad (2.34)$$

Weiter führt Moukalled in [10] zur Arbeit aus, dass die Arbeit  $\dot{W}$  durch die Summe der Oberflächenkräfte  $\dot{W}_S$  und der Volumenkräfte  $\dot{W}_B$  beschrieben werden kann (Gleichung 2.35).

$$\dot{W} = \dot{W}_S + \dot{W}_B \quad (2.35)$$

Per Definition ist Arbeit das Skalarprodukt aus Kraft und Weg (Gleichung 2.36). Damit gilt für  $\dot{W}_S$  und  $\dot{W}_B$  nach [10]

$$\dot{W}_B = - \int_V (\mathbf{f}_b \cdot \mathbf{v}) dS \quad (2.36)$$

$$\dot{W}_S = - \int_S (\mathbf{f}_S \cdot \mathbf{v}) dS \quad (2.37)$$

Die Kraft  $\mathbf{f}_S$  kann in Gleichung 2.37 durch einen Term ersetzt werden, der die Spannung durch Druckkräfte und Schubspannung beschreibt. In Gleichung 2.22 wird die Kraft  $\mathbf{f}_S$ , wie in [10] gezeigt, beschrieben. Weitere Ausführungen zur Schubspannung  $\tau$  können der Gleichung 2.23 entnommen werden.

$$\mathbf{f}_S = -p\mathbf{I} + \tau \quad (2.38)$$

Moukalled spezifiziert  $\dot{Q}$  und  $\dot{W}$  weiter und formt Gleichung 2.31 um zu Gleichung 2.39 [10].

$$\left( \frac{dE}{dt} \right)_{MV} = - \int_V \nabla \cdot \dot{q}_S dV + \int_V (-\nabla \cdot [\rho \mathbf{v}] + \nabla \cdot [\tau \cdot \mathbf{v}]) dV + \int_V (\mathbf{f}_b \cdot \mathbf{v}) dV + \int_V \dot{q}_V dV \quad (2.39)$$

Durch Zusammenfassung der Gleichung 2.39 erhält Moukalled [10] die Energieerhaltung mit der spezifischen Gesamtenergie  $e$  als Erhaltungsvariable.

$$\int_V \left[ \frac{\partial}{\partial t} (\rho e) + \nabla \cdot [\rho \mathbf{v} e] + \nabla \cdot \dot{q}_S + \nabla \cdot [p \mathbf{v}] - \nabla \cdot [\tau \cdot \mathbf{v}] - \mathbf{f}_B \cdot \mathbf{v} - \dot{q}_V \right] dV = 0 \quad (2.40)$$

Damit Gleichung 2.40 erfüllt ist und für ein beliebiges Kontrollvolumen gilt, muss der Integrand gleich null sein [10]. Die Energieerhaltung der spezifischen Gesamtenergie  $e$  ist dann gegeben mit [10]:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho e) + \nabla \cdot [\rho \mathbf{v} e] = -\nabla \cdot \dot{q}_S - \nabla \cdot [p \mathbf{v}] + \nabla \cdot [\tau \cdot \mathbf{v}] + \mathbf{f}_B \cdot \mathbf{v} + \dot{q}_V \quad (2.41)$$

Um die Erhaltung der spezifischen inneren Energie  $\hat{u}$  abzuleiten, stellt Moukalled [10] vorläufig eine Gleichung für die Erhaltung der kinetischen Energie auf (s.h. Gleichung 2.42). Moukalled bildet das Skalarprodukt aus der Impulserhaltung (Gleichung 2.18) und der Geschwindigkeit  $\mathbf{v}$  [10].

$$\left[ \frac{\partial}{\partial t} [\rho \mathbf{v}] + \nabla \cdot \{\rho \mathbf{v} \mathbf{v}\} \right] \cdot \mathbf{v} = \mathbf{f} \cdot \mathbf{v} \quad (2.42)$$

Die Gleichung 2.43 ergibt sich nach Umformungen und entspricht der Gleichung 2.42 aus [10].

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \mathbf{v} \cdot \mathbf{v}) + \nabla [\rho (\mathbf{v} \cdot \mathbf{v}) \mathbf{v}] - \mathbf{v} \cdot \rho \underbrace{\left[ \frac{\partial \mathbf{v}}{\partial t} + (\mathbf{v} \cdot \nabla) \mathbf{v} \right]}_{\mathbf{f}} = \mathbf{f} \cdot \mathbf{v} \quad (2.43)$$

Für den Vektor der Kraft  $\mathbf{f}$  nimmt Moukalled die Gleichung 2.44 an [10].

$$\mathbf{f} = -\nabla p + [\nabla \cdot \boldsymbol{\tau}] + \mathbf{f}_B \quad (2.44)$$

Durch Einsetzen der Gleichung 2.44 in 2.43 kann die Erhaltung der kinetischen Energie, wie in [10] gezeigt, ausgedrückt werden:

$$\frac{\partial}{\partial t} \left( \rho \frac{1}{2} \mathbf{v} \cdot \mathbf{v} \right) + \nabla \left[ \rho \left( \frac{1}{2} \mathbf{v} \cdot \mathbf{v} \right) \mathbf{v} \right] = -\mathbf{v} \cdot \nabla p + \mathbf{v} \cdot [\nabla \cdot \boldsymbol{\tau}] + \mathbf{f}_B \cdot \mathbf{v} \quad (2.45)$$

Nach Umformung folgt in [10] Gleichung 2.46.

$$\frac{\partial}{\partial t} \left( \rho \frac{1}{2} \mathbf{v} \cdot \mathbf{v} \right) + \nabla \left[ \rho \left( \frac{1}{2} \mathbf{v} \cdot \mathbf{v} \right) \mathbf{v} \right] = -\nabla \cdot [p \mathbf{v}] + p \nabla \cdot \mathbf{v} + \nabla \cdot [\boldsymbol{\tau} \cdot \mathbf{v}] - (\boldsymbol{\tau} : \nabla \mathbf{v}) + \mathbf{f}_B \cdot \mathbf{v} \quad (2.46)$$

Moukalled setzt in seinen Ausführungen in [10] voraus, dass die spezifische innere Energie  $\hat{u}$  durch Umformung der Gleichung 2.30 aus der Differenz der spezifischen Gesamtenergie  $e$  und der kinetischen Energie berechnet werden kann. Damit kann die Gleichung zur Erhaltung der spezifischen inneren Energie  $\hat{u}$  abgeleitet werden aus der Differenz der Gleichungen 2.41 und 2.46. Für die Erhaltung der spezifischen inneren Energie  $\hat{u}$  ergibt sich nach den Ausführungen in [10] die Gleichung 2.47. In der Gleichung 2.47 aus [10] entspricht  $\dot{q}_S$  der Wärme, welche über die Oberflächen transportiert wird, und  $\dot{q}_V$  den Wärmequellen und Senken im Volumen  $V$ .

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \hat{u}) + \nabla \cdot [\rho \mathbf{v} \hat{u}] = -\nabla \cdot \dot{q}_S - p \nabla \cdot \mathbf{v} + (\boldsymbol{\tau} : \nabla \mathbf{v}) + \dot{q}_V \quad (2.47)$$

Zwischen der spezifischen inneren Energie  $\hat{u}$  und der spezifischen Enthalpie  $\hat{h}$  stellt Moukalled [10] die in Gleichung 2.48 dargestellte mathematische Beziehung her.

$$\hat{u} = \hat{h} - \frac{p}{\rho} \quad (2.48)$$

Durch Einsetzen von 2.48 in 2.47 erhält Moukalled [10] die Energieerhaltung für die spezifische Enthalpie  $\hat{h}$  (Gleichung 2.49).

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \hat{h}) + \nabla \cdot [\rho \mathbf{v} \hat{h}] = -\nabla \cdot \dot{q}_S + \frac{Dp}{Dt} + (\boldsymbol{\tau} : \nabla \mathbf{v}) + \dot{q}_V \quad (2.49)$$

Moukalled leitet in [10] die Erhaltungsgleichung für die spezifische Gesamtenthalpie  $\hat{h}_0$  (Gleichung 2.51) über die in Gleichung 2.50 gezeigte Beziehung zwischen spezifischer Gesamtenergie und spezifischer Enthalpie her.

$$e = \hat{u} + \frac{1}{2} \mathbf{v} \cdot \mathbf{v} = \hat{h} - \frac{p}{\rho} + \frac{1}{2} \mathbf{v} \cdot \mathbf{v} = \hat{h}_0 - \frac{p}{\rho} \quad (2.50)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \hat{h}_0) + \nabla \cdot [\rho \mathbf{v} \hat{h}_0] = -\nabla \cdot \dot{q}_S + \frac{\partial p}{\partial t} + \nabla \cdot [\boldsymbol{\tau} \cdot \mathbf{v}] + \mathbf{f}_B \cdot \mathbf{v} + \dot{q}_V \quad (2.51)$$

Für ein newtonsches Fluid kann  $\hat{h}$  als Funktion von  $p$  und der Temperatur  $T$  ausgedrückt werden (s.h. Gleichung 2.52 aus [10]).

$$\hat{h} = (p, T) \quad (2.52)$$

Die Änderung der spezifischen Enthalpie  $d\hat{h}$  beschreibt Moukalled [10] als Summe aus der zeitlichen Änderung der spezifischen Enthalpie in Abhängigkeit der Temperatur und des Drucks (vgl. Gleichung 2.53).

$$d\hat{h} = \left( \frac{\partial \hat{h}}{\partial t} \right)_p dT + \left( \frac{\partial \hat{h}}{\partial p} \right)_T dp \quad (2.53)$$

Den Ausführungen von Moukalled [10] folgend lässt sich Gleichung 2.53 umformen zu

$$d\hat{h} = c_p dT + \left[ \hat{V} - T \left( \frac{\partial \hat{V}}{\partial T} \right)_p \right] dp \quad (2.54)$$

Für die linke Seite der Gleichung 2.49 ergibt sich mit der Formulierung von  $d\hat{h}$  aus Gleichung 2.54 die Gleichung 2.55 aus [10].

$$\begin{aligned}
\frac{\partial}{\partial t} (\rho \hat{h}) + \nabla \cdot [\rho \mathbf{v} \hat{h}] &= & (2.55) \\
\rho \frac{D\hat{h}}{Dt} &= \\
\rho c_p \frac{DT}{Dt} + \rho \left[ \hat{V} - T \left( \frac{\partial \hat{V}}{\partial T} \right)_p \right] \frac{Dp}{Dt} &= \\
\rho c_p \frac{DT}{Dt} + \left[ \frac{1}{\rho} - T \left( \frac{\partial (1/\rho)}{\partial T} \right)_p \right] \frac{Dp}{Dt} &= \\
\rho c_p \frac{DT}{Dt} + \left[ 1 + \left( \frac{\partial (Ln\rho)}{\partial (LnT)} \right)_p \right] \frac{Dp}{Dt} &=
\end{aligned}$$

Durch Substitution der Gleichung 2.55 in Gleichung 2.49 kann die Energieerhaltung wie in Gleichung 2.56 dargestellt durch die Temperatur ausgedrückt werden. Die Gleichung wurde von Moukalled in [10] beschrieben.

$$\rho c_p \frac{DT}{Dt} = -\nabla \cdot \dot{q}_S - \left( \frac{\partial (Ln\rho)}{\partial (LnT)} \right)_p \frac{Dp}{Dt} + (\tau : \nabla \mathbf{v}) + \dot{q}_V \quad (2.56)$$

Moukalled gibt in [10] an, dass die Gleichung 2.56 äquivalent zur Gleichung 2.57 ist.

$$c_p \left[ \frac{\partial}{\partial t} (\rho T) + \nabla \cdot [\rho \mathbf{v} T] \right] = -\nabla \cdot \dot{q}_S - \left( \frac{\partial (Ln\rho)}{\partial (LnT)} \right)_p \frac{Dp}{Dt} + (\tau : \nabla \mathbf{v}) + \dot{q}_V \quad (2.57)$$

Durch den Term  $\dot{q}_S$ , der in allen Formen der Erhaltungsgleichung zu finden ist, wird der Wärmetransport durch Diffusion beschrieben. Die Wärmediffusion, auch bezeichnet als Wärmeleitung, folgt dem Gesetz von Fourier. Unter der Annahme, dass sich die Wärme mit dem Temperaturgradienten ausbreitet und die Wärmeleitfähigkeit in alle Richtungen gleich groß ist (isotropes Medium) kann für  $\dot{q}_S$  Gleichung 2.58 aus [10] angenommen werden.

$$\dot{q}_S = -[\lambda \nabla T] \quad (2.58)$$

In der Gleichung entspricht  $\lambda$  dem Wärmeleitfähigkeitskoeffizienten. Für ein anisotropes Medium ersetzt Moukalled in [10] den Wärmeleitfähigkeitskoeffizienten durch den Wärmeleitfähigkeitstensor  $\lambda$ . Moukalleds Ausführungen folgend gilt dann für den Wärmetransport durch Diffusion die Gleichung 2.59 aus [10].

$$\dot{q}_S = -[\lambda \nabla T] \quad (2.59)$$

Im Folgenden wird ein isotropes Medium betrachtet und in der Gleichung 2.57  $\dot{q}_S$  durch

die Formulierung in Gleichung 2.58 ersetzt. Nach [10] folgt aus der oben beschriebenen Einsetzung die Gleichung 2.60.

$$c_p \left[ \frac{\partial}{\partial t} (\rho T) + \nabla \cdot [\rho \mathbf{v} T] \right] = \nabla \cdot [\lambda \nabla T] - \left( \frac{\partial (Ln\rho)}{\partial (LnT)} \right)_p \frac{Dp}{DT} + (\tau : \nabla \mathbf{v}) + \dot{q}_V \quad (2.60)$$

Für den Ausdruck  $\tau : \nabla \mathbf{v}$  führt Moukalled in [10] den Term für ein kartesisches Koordinatensystem mit den drei Dimensionen  $x$ ,  $y$  und  $z$  aus Gleichung 2.62 ein.

$$(\tau : \nabla \mathbf{v}) = \lambda \left( \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \quad (2.61)$$

$$+ \mu \left( 2 \left( \frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + 2 \left( \frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + 2 \left( \frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 + \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \right) \quad (2.62)$$

Zur Vereinfachung fasst Moukalled einige Terme aus Gleichung 2.62 als  $\Psi$ - und  $\Phi$ -Vereinfachungsfunktion zusammen (vgl. Gleichung 2.63 und Gleichung 2.64 aus [10]).

$$\Psi = \left( \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \quad (2.63)$$

$$\Phi = 2 \left( \frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + 2 \left( \frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + 2 \left( \frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 + \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \quad (2.64)$$

Wie in [10] gezeigt kann für  $(\tau : \nabla \mathbf{v})$  die Gleichung 2.60 umgeschrieben werden zu Gleichung 2.65.

$$c_p \left[ \frac{\partial}{\partial t} (\rho T) + \nabla \cdot [\rho \mathbf{v} T] \right] = \nabla \cdot [k \nabla T] - \left( \frac{\partial (Ln\rho)}{\partial (LnT)} \right)_p \frac{Dp}{DT} + \lambda \Psi + \mu \Phi + \dot{q}_V \quad (2.65)$$

Durch Umformung gelangt Moukalled, wie in [10] gezeigt, zu Gleichung 2.66 und Gleichung 2.67.

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho c_p T) + \nabla \cdot [\rho c_p \mathbf{v} T] = \nabla \cdot [k \nabla T] + \underbrace{\rho T \frac{Dc_p}{Dt} - \left( \frac{\partial (Ln\rho)}{\partial (LnT)} \right)_p \frac{Dp}{Dt}}_{Q^T} + \lambda \Psi + \mu \Phi + \dot{q}_V \quad (2.66)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho c_p T) + \nabla \cdot [\rho c_p \mathbf{v} T] = \nabla \cdot [k \nabla T] + Q^T \quad (2.67)$$

Moukalled führt aus, dass für ein inkompressibles Fluid der Dissipationsterm  $\Phi$  gleich null wird [10]. Außerdem wird der Quotient  $\frac{\partial(Ln\rho)}{\partial(LnT)}$  ebenfalls null, da die Dichte des Fluids konstant ist [10]. Die Energiegleichung für ein inkompressibles Fluid vereinfacht sich zu Gleichung 2.68 [10].

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho c_p T) + \nabla \cdot [\rho c_p \mathbf{v} T] = \nabla \cdot [\lambda \nabla T] + \underbrace{\dot{q}_V + \rho T \frac{Dc_p}{Dt}}_{Q^T} \quad (2.68)$$

### Speziesmassenbilanz

Die Erhaltung der einzelnen Spezies wird durch die Speziesmassenbilanz berücksichtigt. Eine Speziesmassenbilanz ist immer dann erforderlich, wenn Spezies durch chemische Reaktionen umgewandelt bzw. ausgelöscht werden oder neu entstehen. Die Betrachtungsgröße für die Speziesmassenbilanz ist der Massenbruch  $Y$  einer Komponente  $i$  mit  $i=1, \dots, N$ . In der Gleichung 2.69 ist die Speziesmassenbilanz für den Massenbruch  $Y$  einer Komponente  $i$  dargestellt. Die Gleichung folgt den Ausführungen in [17].

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{V_{KV}} \rho Y_i dV_{KV} + \int_{S_{KV}} \rho Y_i \mathbf{v} \cdot \mathbf{n} dS_{KV} = - \int_{S_{KV}} \Gamma \nabla Y_i \cdot \mathbf{n} dS_{KV} + \int_{V_{KV}} R_i dV_{KV} \quad (2.69)$$

Der Diffusionsstrom wird durch das Fick'sche Gesetz berücksichtigt und ist durch den ersten Term auf der rechten Seite der Gleichung 2.69 beschrieben. Die Diffusion durch Temperatur-, Massenkraft- und Druckunterschiede kann bei der Modellierung von laminaren Diffusionsflammen vernachlässigt werden [18].  $R_i$  berücksichtigt die Produktionsrate der Komponente  $i$ .

## 2.2 Konstituierende Gleichungen

Aus den Erhaltungssätzen geht ein nicht-lineares Gleichungssystem hervor. Es sind mehr unbekannte Strömungsgrößen als Gleichungen vorhanden, sodass das System ohne weitere Gleichungen nicht geschlossen gelöst werden kann. Auf Grund dessen werden zusätzlich zu den Erhaltungsgleichungen sogenannte konstituierende bzw. schließende Gleichungen und stoffspezifische Materialgesetze eingeführt. Sie beschreiben die Eigenschaften des Fluids in der Strömungssimulation [19].

### Thermische und kalorische Zustandsgleichung idealer Gase

Die thermische Zustandsgleichung (s.h. Gleichung 2.70 aus [14]) eines idealen Gases koppelt die Dichte  $\rho$  an den Druck  $p$  und die Temperatur  $T$ . In der Gleichung 2.70 entspricht  $R$  der universellen Gaskonstante.

$$\rho = \frac{p}{R \cdot T} \quad (2.70)$$

Unter der Annahme, dass das Fluid inkompressibel ist, kann davon ausgegangen werden, dass die spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck  $c_p$  eine Funktion der Temperatur ist [20]. Mathematisch wird diese Beziehung durch Gleichung 2.71 ausgedrückt. Die Gleichung 2.71 wurde aus dem ANSYS CFX Theory Guide [20] entnommen.

$$c_p = c_p(T) \quad (2.71)$$

Den Ausführungen in [20] folgend kann die Änderung der spezifischen Enthalpie  $h$  als Produkt aus der Temperaturänderung und  $c_p$  ausgedrückt werden (s.h. Gleichung 2.72).

$$d\hat{h} = c_p(T) dT \quad (2.72)$$

Die spezifische innere Energie  $e$  ist in [20] definiert durch Gleichung 2.73.

$$de = c_v(T) dT \quad (2.73)$$

Es ergibt sich für die spezifische Enthalpie  $\hat{h}$  eines idealen Gases nach [20] die Gleichung 2.74.

$$d\hat{h} = c_p dT + \frac{dp}{\rho} \quad (2.74)$$

### Materialgesetze

Neben den thermischen Zustandsgleichungen müssen auch stoffspezifische Eigenschaften des Fluids bekannt sein [14]. Als wichtige Materialgesetze sind das fouriersche Gesetz der Wärmeleitung und das Newtonsche Fließgesetz zu beachten. Das fouriersche Gesetz der Wärmeleitung stellt einen Zusammenhang zwischen der Wärmediffusion (Wärmestromdichte) und dem Temperaturgradienten her (vgl. Gleichung 2.58). Das newtonsche Fließgesetz gibt den Zusammenhang zwischen den Schubspannungen und den Geschwindigkeitsgradienten in einem newtonschen Fluid an [14]. Die Gleichung für den Schubspannungstensor ist in Gleichung 2.23 dargestellt.

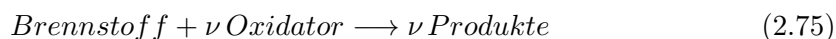
## 2.3 Verbrennungsmodellierung mit dem Eddy-Dissipation Modell

Das Eddy-Dissipation Modell (EDM) wird der Gruppe der Wirbelzerfallsmodelle zugeordnet. Es ist eine Weiterentwicklung des Eddy-Break-Up (EBU) Modells, welches 1971 von Spalding vorgestellt wurde [21, 22]. Das EBU-Modell unterscheidet nicht zwischen einem mageren oder fetten Brennstoff-Luftgemisch. Die mittlere Reaktionsrate wird auf



der Basis der turbulenten Mischungszeit  $t_{\text{turb}}$ , die aus dem Quotienten der Dissipationsgeschwindigkeit der kinetischen Energie  $\epsilon$  und der kinetischen Turbulenzenergie  $k$  gebildet wird, einer EDM-Konstanten und der Varianz der Massenanteile der Produkte gebildet. Magnussen und Hjertager [23] modifizierten das EBU Modell und setzten für den Massenanteil der Produkte entweder den mittleren Massenanteil des Brennstoffes oder des Oxidators ein. Damit ist es möglich zwischen einem fetten und einem mageren Brennstoff-Luftgemisch zu unterscheiden. Das Modell wird mit dieser Modifikation als Eddy-Dissipation Modell bezeichnet.

Die Herleitung des Eddy-Dissipation Modells basiert auf den Ausführungen in [24, 25]. Ausgangspunkt der Herleitung in [24] ist eine einfache 1-Schritt-Reaktion eines Brennstoffes (Br) mit einem Oxidator (Oxi). Die Einschritt Reaktion kann durch Gleichung 2.75 aus [24] beschrieben werden.



In Wirbeln, in denen die gesamte turbulente kinetische Energie aus der nächstgrößeren Wirbelkaskade vollständig in Wärme umgewandelt wird, findet die chemische Reaktion statt. Dieser Bereich wird im Folgenden als kleinste turbulente Skala bezeichnet und trägt in den Formeln die Bezeichnung  $\chi$ . Damit die chemische Reaktion stattfinden kann, müssen die Reaktanden auf molekularer Ebene vermischt sein. Es wird angenommen, dass die verschiedenen Spezies in den kleinsten turbulenten Skalen homogen vermischt sind. Die Netto-Massentransferrate zwischen den kleinsten turbulenten Skalen und dem umgebenden Fluid kann für eine Spezies  $i$  durch Gleichung 2.76, wie von Magnussen in [25] gezeigt, dargestellt werden.

$$\bar{R}_i = \bar{\rho} \cdot \dot{m}_{FS} \cdot \chi \left( \frac{c_i^0}{\rho_0} - \frac{c_i^*}{\rho^*} \right) \quad (2.76)$$

In der Gleichung 2.76 steht  $\dot{m}_{FS}$  für den Massentransfer zwischen den kleinsten turbulenten Skalen und dem umgebenden Fluid. Mit  $c_i^0$  bzw.  $c_i^*$  wird die Konzentration einer Spezies  $i$  im Fluid bzw. in den kleinsten turbulenten Skalen bezeichnet. Die Dichte wird entsprechend mit  $\rho_i^0$  bzw.  $\rho_i^*$  gekennzeichnet. Für die Massentransferrate  $R_i^*$ , bezogen auf das Volumen der kleinsten turbulenten Skalen gilt, nach [25], die Gleichung 2.77.

$$R_i^* = \rho^* \cdot \dot{m}_{FS}^* \cdot \chi \left( \frac{c_i^0}{\rho_0} - \frac{c_i^*}{\rho^*} \right) \quad (2.77)$$

Als Schlüsselgrößen sind für das EDM der Massenanteil, der in den kleinsten turbulenten Skalen vorhanden ist, der Massentransfer zwischen den kleinsten Skalen und dem umgebenden Fluid sowie der reagierende Anteil der kleinsten turbulenten Skalen zu benennen [25]. Die mittlere Konzentration  $\bar{c}_i$  in  $\chi$  und im angrenzenden Fluid wird in [25]

bestimmt durch Gleichung 2.78.

$$\frac{\bar{c}_i}{\bar{\rho}} = \frac{c_i^*}{\rho^*} \cdot \gamma^* \cdot \chi + \frac{c_i^0}{\rho_0} \cdot (1 - \gamma^* \cdot \chi) \quad (2.78)$$

Durch Einsetzen der Gleichung 2.78 in die Gleichungen 2.76 und 2.77 kann die Massentransferrate  $\bar{R}_i$  bzw.  $R_i^*$ , wie in [25] gezeigt, umgeformt werden zu den Gleichungen 2.79 und 2.80.

$$\bar{R}_i = \frac{\bar{\rho} \dot{m}_{FS} \chi}{1 - \gamma^* \chi} \left( \frac{\bar{c}_i}{\bar{\rho}} - \frac{c_i^*}{\rho^*} \right) \quad (2.79)$$

$$R_i^* = \frac{\rho^* \dot{m}_{FS}^*}{1 - \gamma^* \chi} \left( \frac{\bar{c}_i}{\bar{\rho}} - \frac{c_i^*}{\rho^*} \right) \quad (2.80)$$

In den Gleichungen 2.79 und 2.80 steht  $\gamma^*$  für den Masseanteil, den die kleinsten Wirbelstrukturen an der Gesamtmasse einnehmen.

Das EDM-Modell basiert auf der Annahme, dass die Vermischung von Brennstoff und Oxidationsmittel wesentlich langsamer verläuft, als die chemische Reaktion der beiden Komponenten. Die Damköhler-Zahl, die das Verhältnis der makroskopischen Zeitskala einer turbulenten Strömung zur Zeitskala der chemischen Reaktion ins Verhältnis setzt, muss wesentlich größer als 1 sein [26].

Aus der Gleichung 2.75 leitet Epple in [24] ab, dass die Reaktionsraten über den massengewichteten stöchiometrischen Bedarf  $\nu$  aneinander gekoppelt sind.

$$\dot{R}_{tr\,Oxi} = \nu \dot{R}_{tr\,Br} \quad (2.81)$$

Unter der Voraussetzung, dass die chemische Reaktion unendlich schnell verläuft, wird innerhalb der kleinsten Wirbel entweder der gesamte Brennstoff oder der gesamte Sauerstoff verbraucht. Die zu null werdende Komponente bestimmt somit die Reaktionsgeschwindigkeit und es gelten die Gleichungen 2.82 und 2.83 für die Reaktion des Brennstoffs [25].

$$\tilde{R}_{Br} = \frac{\tilde{\rho} \dot{m}_{FS} \chi}{1 - \gamma^* \chi} \min \left( \tilde{c}_{Br}, \frac{\tilde{c}_{O_2}}{\nu_L} \right) \quad (2.82)$$

$$\tilde{R}_{Br}^* = \frac{\rho^* \dot{m}_{FS}^*}{1 - \gamma^* \chi} \min \left( \tilde{c}_{Br}, \frac{\tilde{c}_{O_2}}{\nu_L} \right) \quad (2.83)$$

In den Gleichungen 2.82 und 2.83 entspricht  $\tilde{c}_{Br}$  der mittleren Konzentration des Brennstoffs und  $\tilde{c}_{O_2}/\nu_L$  dem Quotient aus mittlerer Sauerstoffkonzentration und dem stöchiometrischem Luftbedarf. Die bestimmende Zeitskala der chemischen Reaktion ist die turbulente Mischungszeit  $t_{turb}$ . Sie ist gegeben durch den Quotienten aus der turbulenten

kinetischen Energie  $k$  und der turbulenten Dissipationsrate der kinetischen Energie  $\epsilon$  (vgl. Gleichung 2.84 aus [20]):

$$t_{turb} = \frac{k}{\epsilon} \quad (2.84)$$

Die Werte für  $k$  und  $\epsilon$  stammen aus dem  $k$ - $\epsilon$  Turbulenzmodell [26]. Der Quotient  $\dot{m}_{FSX}/(1-\gamma^*\chi)$  aus Gleichung 2.82 wird in [25] umgeformt zu Gleichung 2.85

$$\frac{\dot{m}_{FSX}}{1-\gamma^*\chi} = A \frac{\epsilon}{k} \quad (2.85)$$

mit  $A$  als experimentell bestimmter Konstante [26, 24]. Für  $A$  wird in ANSYS CFX der Wert 4 gesetzt [27]. Die Gleichungen 2.82 und 2.83 werden durch Einsetzen der Gleichung 2.85 zu Gleichung 2.86 und Gleichung 2.87 vereinfacht

$$\tilde{R}_{Br} = \tilde{\rho} A \frac{\epsilon}{k} \min \left( \tilde{c}_{Br}, \frac{\tilde{c}_{O2}}{\nu_L} \right) \quad (2.86)$$

$$\tilde{R}_{Br}^* = \rho^* A \frac{\epsilon}{k} \min \left( \tilde{c}_{Br}, \frac{\tilde{c}_{O2}}{\nu_L} \right) \quad (2.87)$$

Die Gleichungen gelten für nicht vorgemischte Flammen [25].

## 2.4 Strategien zur Turbulenzbehandlung

Am meisten verbreitet sind Turbulenzmodelle, die auf die Energiekaskade von Kolmogorov zurück gehen [28, 29]. Der Energiekaskade zur Folge zerfallen große turbulente Wirbel, die durch Instabilitäten in der Strömung entstanden sind, zu kleineren Wirbeln. Der Energietransport findet von der großen zur kleineren Skala statt. Die Energie wird in der kleinen Skala durch viskose Kräfte dissipiert, d.h. die Energie wird durch Reibung in Wärme umgewandelt. Die kleinsten turbulenten Wirbel können durch die Mikroskala von Kolmogorov beschrieben werden. Für die Kolmogorov Längenskala  $\eta$  der kleinsten Wirbel gilt Gleichung 2.88 aus [10].

$$\eta = \left( \frac{\nu^3}{\epsilon} \right)^{1/4} \quad (2.88)$$

In [10] wird die Kolmogorov Zeitskala  $t_\eta$  durch Gleichung 2.89 beschrieben.

$$t_\eta = \left( \frac{\nu}{\epsilon} \right)^{1/2} \quad (2.89)$$

In der Gleichung 2.89 entspricht  $\nu$  der kinematischen Viskosität und  $\epsilon$  der mittleren

Dissipationsgeschwindigkeit der turbulenten kinetischen Energie [10].

Zur Modellierung von Turbulenzen stehen verschiedene Strategien zur Verfügung, die auf die Energiekaskade zurückgehen. Die Strategien unterscheiden sich vor allem durch die von ihnen aufgelösten Längenskalen der Strömungsstrukturen. In [19] werden die folgenden Strategien und Modelle unterschieden:

- Strategie der Direkten Numerischen Simulation (DNS)
- Strategie der Large-Eddy-Simulation (LES) oder Grobstruktur- Simulation
- Modell der Reynolds-gemittelten-Navier Stokes Gleichungen (engl. Reynolds-Averaged-Navier Stokes (RANS))
- weitere Modellierungsmethoden die nicht DNS, LES oder RANS zugeordnet werden.

### Strategie der direkten numerischen Simulation

In der DNS müssen alle turbulenten Skalen bis hin zum Dissipationsbereich aufgelöst werden, da die Kontinuitäts- und die Navier-Stokes-Gleichung ohne weitere Turbulenzmodellierung numerisch gelöst werden. Die numerische Lösung erfordert ein sehr fein aufgelöstes Gitter ( $\Delta x < \eta$ ), einen kleinen Zeitschritt ( $\Delta t < t_\eta$ ) und wenn die Diskretisierung zeitabhängiger partieller Differentialgleichungen abhängig ist von der Courant-Friedrich-Lewy Zahl (CFL Zahl), eine Courant-Zahl unter dem Wert 1 [10].

### Strategie der Large-Eddy-Simulation

In [30] wird die Strategie der LES beschrieben. In der LES werden die großen energietragenden Wirbel aufgelöst, die kleineren Wirbel werden modelliert [19]. Über eine Filterfunktion  $F$  werden die dissipativen Skalen von den energietragenden Skalen getrennt [10]. Moukalled stellt in [10] die in Gleichung 2.90 dargestellte Filterfunktion auf. Die Funktion gibt für die gefilterte Variable  $\mathbf{v}$  die Werte aus, die größer als der Filter  $\Delta$  sind. Für Werte von  $\mathbf{v}$ , die kleiner sind als  $\Delta$ , geht die Funktion gegen null.

$$\langle \mathbf{v}(\mathbf{x}, t) \rangle = \iiint F(\mathbf{x} - \lambda : \Delta) \mathbf{v}(\mathbf{x}, t) d^3 \lambda \quad (2.90)$$

### Reynolds-Averaged-Navier Stokes-Simulation (Unsteady)

Grundlage der RANS-Simulationen bilden Reynolds gemittelte Kontinuitäts- und Navier-Stokes-Gleichungen. Im Ergebnis liefern RANS-Simulationen mittlere Strömungs- und Turbulenzgrößen. Die Wirkung der nicht aufgelösten Turbulenz muss durch ein geeignetes Turbulenzmodell approximiert werden [19]. Eine Strömungsgröße wird in der RANS-Simulation durch einen zeitlich gemittelten Wert  $\bar{\phi}$  und einen Schwankungsanteil  $\phi'$  beschrieben (vgl. Gleichung 2.91 aus [10]).

$$\phi(\mathbf{x}, t) = \bar{\phi}(\mathbf{x}, t) + \phi'(\mathbf{x}, t) \quad (2.91)$$

Der gemittelte Wert der Strömungsgröße berechnet sich über ein Zeitintervall nach Gleichung 2.92 aus [10], wenn  $\bar{\phi}$  nur vom Ort  $\mathbf{x}$  abhängt.

$$\bar{\phi}(\mathbf{x}) = \lim_{\Delta t \rightarrow \infty} \frac{1}{\Delta t} \int_t^{t+\Delta t} \bar{\phi}(\mathbf{x}, t) dt \quad (2.92)$$

Moukalled [10] führt aus, dass wenn die Zeitskala der turbulenten Fluktuation wesentlich größer ist, als die zeitliche Veränderung von  $\bar{\phi}$  die Gleichung 2.92 ersetzt werden muss durch Gleichung 2.93.

$$\bar{\phi}(\mathbf{x}, t) = \frac{1}{\Delta t} \int_t^{t+\Delta t} \bar{\phi}(\mathbf{x}, t) dt \quad (2.93)$$

Für ein inkompressibles Fluid setzt Moukalled in den RANS Gleichungen für das Geschwindigkeits-, das Druck- und das Temperaturfeld folgende Beziehungen ein [10]:

$$\begin{aligned} \mathbf{v} &= \bar{\mathbf{v}} + \mathbf{v}' \\ p &= \bar{p} + p' \\ T &= \bar{T} + T' \\ \bar{\mathbf{v}} &= \bar{u}\mathbf{i} + \bar{v}\mathbf{j} + \bar{w}\mathbf{k} \\ \mathbf{v}' &= u'\mathbf{i} + v'\mathbf{j} + w'\mathbf{k} \end{aligned} \quad (2.94)$$

Durch Einsetzen der oben dargestellten Beziehungen in die Gleichungen 2.10, 2.25 und 2.67 können die Erhaltungsgleichungen, wie in [10] gezeigt, dargestellt werden mit

$$\overline{\nabla \cdot [\rho(\bar{\mathbf{v}} + \mathbf{v}')] = 0} \quad (2.95)$$

$$\begin{aligned} \overline{\frac{\partial}{\partial t} [\rho(\bar{\mathbf{v}} + \mathbf{v}')] + \nabla \cdot \{\rho(\bar{\mathbf{v}} + \mathbf{v}')(\bar{\mathbf{v}} + \mathbf{v}')\}} = \\ -\nabla \cdot (\bar{p} + p') + \nabla \cdot \left\{ \mu \left[ \nabla(\bar{\mathbf{v}} + \mathbf{v}') + (\nabla(\bar{\mathbf{v}} + \mathbf{v}'))^T \right] \right\} + \mathbf{f}_B \end{aligned} \quad (2.96)$$

$$\overline{\frac{\partial}{\partial t} [\rho c_p (\bar{T} + T')] + \nabla \cdot [\rho c_p (\bar{\mathbf{v}} + \mathbf{v}') (\bar{T} + T')]} = \overline{\nabla \cdot [k \nabla (\bar{T} + T')]} + S^T \quad (2.97)$$

Für die Strömungsvariablen  $\phi$  bzw.  $\varphi$  und deren fluktuierenden Anteile  $\phi'$  bzw.  $\varphi'$  einer Strömungsvariablen gelten die folgenden Rechenregeln aus [10]:

$$\begin{aligned}
\overline{\phi'} &= 0 \\
\overline{\phi} &= \overline{\overline{\phi}} \\
\overline{\nabla\phi} &= \nabla\overline{\phi} \\
\overline{\phi + \varphi} &= \overline{\phi} + \overline{\varphi} \\
\overline{\phi\varphi'} &= 0 \\
\overline{\phi\varphi} &= \overline{\phi}\overline{\varphi} + \overline{\phi'\varphi'}
\end{aligned} \tag{2.98}$$

Nach Moukalled [10] vereinfachen sich die Gleichungen 2.95 bis 2.97 zu

$$\nabla \cdot [\rho\overline{\mathbf{v}}] = 0 \tag{2.99}$$

$$\frac{\partial}{\partial t} [\rho\overline{\mathbf{v}}] + \nabla \cdot \{\rho\overline{\mathbf{v}\mathbf{v}}\} = -\nabla\overline{p} + \left[ \nabla \cdot (\overline{\boldsymbol{\tau}} - \rho\overline{\mathbf{v}'\mathbf{v}'}) \right] + \overline{\mathbf{f}}_B \tag{2.100}$$

$$\frac{\partial}{\partial t} [\rho c_p \overline{T}] + \nabla \cdot [\rho c_p \overline{\mathbf{v}T}] = \nabla \cdot [k \nabla \overline{T} - \rho c_p \overline{\mathbf{v}'T'}] + \overline{S^T} \tag{2.101}$$

Die Gleichungen 2.99 bis 2.101 unterscheiden sich von den in Kapitel 2.1 dargestellten Erhaltungsgleichungen durch das Produkt der Mittelwerte der fluktuierenden Komponenten [10]. Durch den Tensor  $-\rho\overline{\mathbf{v}'\mathbf{v}'}$ , der im folgenden als Reynolds-Spannungstensor  $\tau^R$  bezeichnet wird, ergeben sich in der Impulserhaltungsgleichung sechs neue unbekannte Variablen. Die unbekanntenen Variablen sind in Gleichung 2.102 aus [10] gezeigt.

$$\tau^R = -\rho \begin{pmatrix} \overline{u'u'} & \overline{u'v'} & \overline{u'w'} \\ \overline{u'v'} & \overline{v'v'} & \overline{v'w'} \\ \overline{u'w'} & \overline{v'w'} & \overline{w'w'} \end{pmatrix} \tag{2.102}$$

Moukalled zeigt auf, dass in der Energieerhaltungsgleichung der Term  $\rho c_p \overline{\mathbf{v}'T'}$  die turbulente Wärmestromdichte  $\dot{\mathbf{q}}^R$  beschreibt (Gleichung 2.103 aus [10]).

$$\dot{\mathbf{q}}^R = -\rho c_p \begin{bmatrix} \overline{u'T'} \\ \overline{v'T'} \\ \overline{w'T'} \end{bmatrix} \tag{2.103}$$

Um die drei unbekanntenen Variablen der Wärmestromdichte und die sechs unbekanntenen Variablen aus dem Reynolds-Spannungstensor berechnen zu können, sind weitere Gleichungen notwendig. Die Berechnung des Reynolds-Spannungstensors wird als Turbulenzmodellierung bezeichnet. Um das Gleichungssystem vollständig zu schließen, muss der nicht lineare Anteil der fluktuierenden Spannungskomponenten durch die mittleren Komponenten ausgedrückt werden [10]. Dies erfolgt in der Turbulenzmodellierung mit

der Boussinesq Hypothese.

### Boussinesq Hypothese

Die Hypothese basiert auf der Annahme, dass der Reynolds-Spannungstensor eine lineare Funktion der mittleren Geschwindigkeitsgradienten ist. Für eine newtonsche Strömung gilt dann Gleichung 2.104 aus [10].

$$\tau^R = -\rho \overline{\mathbf{v}'\mathbf{v}'} = \mu_t \left\{ \nabla \mathbf{v} + (\nabla \mathbf{v})^T \right\} - \frac{2}{3} [\rho k + \mu_t (\nabla \cdot \mathbf{v})] \mathbf{I} \quad (2.104)$$

$$\tau^R = -\rho \overline{\mathbf{v}'\mathbf{v}'} = \mu_t \left\{ \nabla \mathbf{v} + (\nabla \mathbf{v})^T \right\} - \frac{2}{3} \rho k \mathbf{I} \quad (2.105)$$

Die Gleichung 2.105 gilt nach [10] für eine inkompressible Strömung. In den Gleichung 2.104 und 2.105 beschreibt  $k$  die turbulente kinetische Energie und  $\mu_t$  die turbulente Wirbelviskosität. Zur Beschreibung der turbulenten Wirbelviskosität kann Gleichung 2.106 aus [10] verwendet werden.

$$k = \frac{1}{2} \overline{\mathbf{v}'\mathbf{v}'} \quad (2.106)$$

Für inkompressible Strömungen kann der Term  $2/3\rho k\mathbf{I}$  mit dem Druckgradienten kombiniert werden, so dass  $p_{turb}$ , nach [10], definiert werden kann als

$$p_{turb} \rightarrow p + \frac{2}{3} \rho k \quad (2.107)$$

und sich die Unbekannten auf  $\mu_t$  beschränken. Die Berechnung von  $\mu_t$  ist abhängig vom jeweiligen Turbulenzmodell [10]. Die turbulente Wärmestromdichte wird in [10] in Anlehnung an Fourier berechnet (Gleichung 2.108).

$$\dot{\mathbf{q}}^R = -\rho c_p \overline{\mathbf{v}'T'} = k_t \nabla T \quad (2.108)$$

In der Gleichung 2.108 entspricht  $k_t$  der turbulenten thermischen Diffusivität. Die Berechnung von  $k_t$  ist ebenfalls abhängig vom Turbulenzmodell [10].

#### 2.4.1 k-ε Modell

Das k-ε Modell wurde von Launder und Spalding [31, 32] vorgeschlagen und ist das bis heute am häufigsten genutzte Turbulenzmodell in CFD Berechnungen. Das Modell ist ein Zweigleichungsmodell und beruht auf den Annahmen der Boussinesq Hypothese [10]. Die turbulente Wirbelviskosität  $\mu_{turb}$  und die Temperaturleitfähigkeit, auch bezeichnet als thermische Diffusivität,  $k_t$  können beschrieben werden durch die Gleichungen 2.109 und 2.110 aus [10].

$$\mu_{turb} = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (2.109)$$

$$k_t = \frac{c_p \mu_t}{Pr_{turb}} \quad (2.110)$$

In der Gleichung 2.109 ist die Dissipationsgeschwindigkeit der kinetischen Energie  $\epsilon$  gegeben durch folgende Beziehung [10]:

$$\epsilon = \frac{1}{2} \frac{\mu}{\rho} \overline{\{\nabla v' + (\nabla v')^T\} : \{\nabla v' + (\nabla v')^T\}} \quad (2.111)$$

$C_\mu$  aus Gleichung 2.109 ist eine empirisch ermittelte Modellkonstante, die den Wert 0,09 annimmt [10].  $Pr_{turb}$  ist die turbulente Prandtl Zahl, und nimmt den Ausführungen von Moukalled [10] folgend, den Wert von 0,9 an.

Die Verteilungen für  $k$  und  $\epsilon$  werden durch zwei zusätzliche Transportgleichung berechnet (vgl. Gleichung 2.112 und 2.113 aus [10]).

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho k) + \nabla \cdot (\rho \mathbf{v} k) = \nabla \cdot (\mu_{eff,k} \nabla k) + \underbrace{P_k - \rho \epsilon}_{S^k} \quad (2.112)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \epsilon) + \nabla \cdot (\rho \mathbf{v} \epsilon) = \nabla \cdot (\mu_{eff,\epsilon} \nabla \epsilon) + \underbrace{C_{\epsilon 1} \frac{\epsilon}{k} P_k - C_{\epsilon 2} \rho \frac{\epsilon^2}{k}}_{S^\epsilon} \quad (2.113)$$

Die effektiven Viskosität  $\mu_{eff}$  definiert Moukalled [10] durch

$$\mu_{eff,k} = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \quad (2.114)$$

$$\mu_{eff,\epsilon} = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \quad (2.115)$$

$C_{\epsilon 1}$ ,  $C_{\epsilon 2}$ ,  $\sigma_k$  und  $\sigma_\epsilon$  sind modellabhängige Konstanten und nehmen die empirisch ermittelten Werte aus Tabelle 2.1 an [20]. Die Werte gehen zurück auf Betrachtungen von einfachen Strömungsfeldern aus experimentellen Untersuchungen.

$P_k$  beschreibt in Gleichung 2.112 und 2.113 die Produktion von turbulenter Energie auf Grund viskoser Kräfte und kann nach [10] mathematische formuliert werden mit

$$P_k = \tau^R : \nabla \mathbf{v} \quad (2.116)$$

Das Standard k- $\epsilon$  Modell unterliegt der Annahme, dass die Strömung vollständig turbulent ist und dass Effekte durch molekulare Viskosität vernachlässigbar sind. Das Modell



Tabelle 2.1: k- $\epsilon$  Modellkonstanten

Konstante	Wert nach [20]
$C_{\epsilon 1}$	1,44
$C_{\epsilon 2}$	1,92
$\sigma_k$	1,00
$\sigma_\epsilon$	1,30

ist für Strömungen mit hoher Reynolds-Zahl und vollständig turbulenten, freien Scherströmungen valide. Um die turbulenten Strömungsgrößen und die Korrekturen für kleine Reynolds-Zahlen in der Nähe von Wänden richtig zu approximieren, müssen die Gleichungen für  $k$  und  $\epsilon$  auf einem besonders feinen Gitter gelöst werden. Patel et al. und Wilcox [33, 34] erarbeiteten auf der Grundlage des Standard k- $\epsilon$  Modells ein Turbulenzmodell, dass auch für niedrige Reynolds-Zahlen gültig ist. Dazu führten sie für die turbulente Viskosität eine Dämpfungsfunktion ein. Die Dämpfungsfunktion geht gegen Null, wenn sich der Abstand zur Wand verringert.

### 2.4.2 SST-Modell

Das SST-Modell (engl. shear stress transport) wird den Zweigleichungsmodell zugeordnet. Das SST-Modell vereint die Vorteile des k- $\epsilon$  Modells und des k- $\omega$  Modells miteinander [14]. In dem Modell wird angenommen, dass die Schubspannung (z.B.  $\tau_{xy}$ ) und die turbulente kinetische Energie  $k$  in der Grenzschicht linear miteinander verknüpft sind. Die lineare Verknüpfung entspricht in ihrer Form der nachfolgenden Gleichung aus [10] und wird auch als „Bradshaw’s“ Annahme bezeichnet.

$$\tau_{xy} = \rho a_1 k \quad (2.117)$$

Nach Moukalled [10] kann die Schubspannung in konventionellen Zweigleichungs-Turbulenzmodellen auch durch die Beziehung

$$\tau_{xy} = \mu_{turb} \Omega = \rho \sqrt{\frac{\text{Produktion von } k}{\text{Dissipation von } k}} a_1 k \quad (2.118)$$

ausgedrückt werden. Weiter führt Moukalled aus, dass die Schubspannung durch das Produkt aus turbulenter Viskosität und Wirbelfrequenz  $\Omega$  beschrieben werden kann (Gleichung 2.118 aus [10]). In Strömungen mit negativem Druckgradienten kann das Verhältnis von Produktion zu Dissipation der turbulenten kinetischen Energie viel größer als eins sein, was dazu führt, dass Bradshaw’s Annahme dann nicht mehr gilt [10]. Damit die Gleichung 2.117 auch für die Wirbelviskositätsmodelle anwendbar ist wurde die turbulente Viskosität durch Menter [35] modifiziert (s.h. Gleichung 2.119 ).

$$\mu_{turb} = \frac{\rho a_1 k}{\max(a_1 \omega, \sqrt{2} S_t F_2)} \quad (2.119)$$

Für  $a_1$  wurde ein Wert von 0,31 angenommen [10]. Die Schergeschwindigkeit  $S_t$  wird von Moukalled [10], wie durch Gleichung 2.120 beschrieben, durch die Magnitude der Scherrate definiert. Für die Scherrate gilt Gleichung 2.121 nach [10].

$$S_t = \sqrt{\mathbf{S}_t \cdot \mathbf{S}_t} \quad (2.120)$$

$$\mathbf{S}_t = \frac{1}{2} (\nabla \mathbf{v} + \nabla \mathbf{v}^T) \quad (2.121)$$

Der Term für die Blendfunktion  $F_2$  ist gegeben in [35] mit

$$F_2 = \tanh(\gamma_2^2) \quad (2.122)$$

und

$$\gamma_2 = \max\left(2 \frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega (d \perp)}, \frac{500v}{(d \perp)^2 \omega}\right) \quad (2.123)$$

Für  $k$  und  $\omega$  gelten nach [10] die Gleichungen 2.124 und 2.125.

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho k) + \nabla \cdot (\rho \mathbf{v} k) = \nabla \cdot (\mu_{eff,k} \nabla k) + \underbrace{P_k - \beta^* \rho k \omega}_{S^k} \quad (2.124)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \omega) + \nabla \cdot (\rho \mathbf{v} \omega) = \nabla \cdot (\mu_{eff,\omega} \nabla \omega) + \underbrace{C_{\alpha 1} \frac{\omega}{k} P_k - C_{\beta 1} \rho \omega^2 + 2(1 - F_1) \sigma_{w 2} \frac{\rho}{\omega} \nabla k \cdot \nabla \omega}_{S^\omega} \quad (2.125)$$

Moukalled setzt für den Term, der die Produktion der turbulenten kinetischen Energie  $P_k$  in Gleichung 2.124 beschreibt,  $\tilde{P}_k$  aus Gleichung 2.126 ein [10].

$$\tilde{P}_k = \min(P_k, c_1 \epsilon) \quad (2.126)$$

mit

$$\epsilon = \omega C_\mu k \quad (2.127)$$

Die Blendfunktion  $F_1$  ist in [10] gegeben mit

$$F_1 = \tanh(\gamma_1^4) \quad (2.128)$$

und

$$\begin{aligned}\gamma_1 &= \min \left( \max \left( \frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega (d \perp)}, \frac{500v}{(d \perp)^2 \omega} \right), \frac{4\rho\sigma_{\omega 2} k}{CD_{k\omega} (d \perp)^2} \right) \\ CD_{\omega k} &= \max \left( 2\rho\sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \nabla k \cdot \nabla \omega, 10^{-10} \right)\end{aligned}\quad (2.129)$$

Für die Modellkonstanten können die folgenden Werte angenommen werden [10]:

$$\begin{aligned}C_{\alpha 1} &= 0,5532 & C_{\beta 1} &= 0,075 & \sigma_{k1} &= 2\sigma_{\omega 1} = 2 & c_1 &= 10 \\ C_{\alpha 2} &= 0,4403 & C_{\beta 2} &= 0,0828 & \sigma_{k2} &= 1\sigma_{\omega 2} = 1,186 & Pr_{turb} &= 0,9\end{aligned}$$

Die turbulente kinetische Energie und die effektive turbulente Viskosität berechnen sich nach

$$\begin{aligned}\mu_{eff,k} &= \mu + \frac{\mu_{turb}}{\tilde{\sigma}_k} \\ \mu_{eff,\omega} &= \mu + \frac{\mu_{turb}}{\tilde{\sigma}_\omega}\end{aligned}\quad (2.130)$$

## 2.5 Strahlungsmodellierung

Für den Energiestrom in Form von Strahlung sind die Unterschiede der vierten Potenz der thermodynamischen (absoluten) Temperatur der Körper, zwischen welchen Energie durch Strahlung ausgetauscht wird, maßgebend. Die Strahlungsintensität kann in einem strahlungsaktiven Medium durch Emission, Absorption, Reflexion und Streuung verändert werden. Bei der Absorption und der Emission findet eine Umwandlung von thermischer innerer Energie in Strahlungsenergie oder umgekehrt statt, während die Reflexion und die Streuung nur eine Richtungsänderung der Strahlung bewirken [24]. Die Strahlungsübertragung wird mathematisch durch die Strahlungstransportgleichung (engl. Radiation Transfer Equation (RTE)) beschrieben (Gleichung 2.131 nach [24]). Die RTE gibt die Änderung der Strahlungsintensität  $I$  entlang der Ausbreitungsrichtung  $\mathbf{s}$  in einem kleinem Volumenelement, welches mit einem absorbierendem und streuendem Gas gefüllt ist, an [36].

$$\frac{dI(\mathbf{r}, \mathbf{s})}{ds} = \underbrace{-(a_{Str} + \sigma_{Stg})I(\mathbf{r}, \mathbf{s})}_{\text{I}} + \underbrace{a_{Str} n_{Str}^2 \frac{\sigma_{Str} T^4}{\pi}}_{\text{II}} + \underbrace{\frac{\sigma_{Stg}}{4\pi} \int_{4\pi} I(\mathbf{r}, \mathbf{s}_{Stg}) \Phi_{rad}(\mathbf{s} \cdot \mathbf{s}_{Stg}) d\Omega_{Stg}}_{\text{III}}\quad (2.131)$$

Der Term I beschreibt den Verlust der Wärmestrahlung infolge von Absorption und Streuung. Der Term II erfasst den Zuwachs der Wärmestrahlung durch Emission. Der Term III beschreibt den Zuwachs der Wärmestrahlung durch Streuung in s-Richtung ( $\mathbf{s}_{stg}$ ). Die Phasenfunktion  $\Phi_{rad}(\mathbf{s} \cdot \mathbf{s}_{stg})$  ist eine Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion, die beschreibt, wie viel Strahlungsenergie aus welcher Richtung in die Strahlungsrichtung  $\mathbf{s}$  eingestreut wird. Der Absorptionskoeffizient  $a_{str}$  ist eine Funktion der repräsentativen Schichtdicke, des Totaldruckes und der lokalen Konzentration aller mehratomigen Moleküle, welche in der Lage sind, Strahlung zu absorbieren [24].

### 2.5.1 Monte Carlo Modell

Die Gleichung 2.131 kann näherungsweise mit dem Monte Carlo Modell gelöst werden. Das Verfahren basiert auf der Annahme, dass das Strahlungsfeld ein Photonengas ist, indem jedes Volumen Strahlung aussendet. Des weiteren setzt das Modell voraus, dass die mittlere Strahlungsintensität proportional zu der Wegstrecke ist, die ein Photon zur Position  $\mathbf{x}_0$  in der Zeit  $t$  zurückgelegt hat [20].

Im Monte-Carlo-Modell wird der Weg jedes einzelnen Strahls bis zu seiner Absorption verfolgt. Zur Beschreibung des Strahlenweges werden Zufallszahlen verwendet. Durch die Zufallszahl wird die Richtung der Strahlung festgelegt und die Strahlen in einem Volumenelement mehr oder weniger stark gestreut oder absorbiert. Außerdem beschreibt die Zufallszahl die Richtung der Reflexion und den Grad der Absorption an Begrenzungsflächen, die die Strahlung reflektieren oder absorbieren.

Je größer die Anzahl der betrachteten Einzelstrahlen ist, desto höher ist der Rechenaufwand [37]. Allerdings nimmt mit steigender Zahl der betrachteten Strahlen auch die Genauigkeit der Approximation zu. In der vorliegenden Simulation wurden 10.000 Einzelstrahlen betrachtet. Da Gase nicht kontinuierlich über den gesamten Wellenlängenbereich Strahlung absorbieren und emittieren können, muss zur Lösung der RTE (siehe Gleichung 2.131) neben der Auswahl des Strahlungsmodells auch die Strahlungsintensität in Abhängigkeit des Gasspektrums beachtet werden. Zu diesem Zweck wurde das Gray-Modell verwendet. In dem Modell wird angenommen, dass die Strahlungsgrößen im Spektrum ungefähr gleich sind [37]. Diese Annahme führt dazu, dass die Strahlungsintensität für alle Wellenlängen ebenfalls gleich ist. Unter Voraussetzung dieser Annahme kann demzufolge in der Berechnung die spektrale Abhängigkeit der RTE vernachlässigt werden und es ist nur noch eine Gleichung zu lösen [20]. Das Resultat ist eine erheblich kürzere Rechenzeit.

### 2.5.2 P1-Modell

Das P1-Modell (auch bekannt als Gibb's oder Spherical Harmonics Modell) beruht auf einer Vereinfachung der RTE. Das Modell setzt voraus, dass die Intensität der Strahlung isotrop oder richtungsunabhängig im Raum ist [20, 38]. Die Intensität der Strahlung wird

in einer auf der Einheitskugel orthogonalen Funktionsreihe entwickelt. Wird die Funktionsreihe nach dem vierten Glied abgebrochen, ergibt sich für den Strahlungsflussvektor  $\dot{q}_{Str}$  [24] :

$$\dot{\mathbf{q}}_{Str} = \frac{1}{3(a_{Str} - \sigma_{Stg}) - C_{Str}\sigma_{Stg}} \nabla G_{Str} \quad (2.132)$$

Der Anteil anisotroper Streuung wird durch den linearen Phasenfunktionskoeffizienten  $C_{Str}$  berücksichtigt. Durch  $\nabla G_{Str}$  wird die einfallende Strahlung in die Berechnung von  $\dot{q}_{Str}$  einbezogen. Für eine Strahlungsquelle  $S$  gilt nach [24]

$$S = \nabla \cdot \left( \frac{1}{3(a_{Str} - \sigma_{Stg}) - C_{Str}\sigma_{Stg}} \nabla G_{Str} \right) - a_{Str}G_{Str} + 4a_{Str}\sigma_{Str}T^4 \quad (2.133)$$

Das P1-Modell eignet sich für optisch dichte Medien und stellt bezüglich der Rechenzeit, die das Modell benötigt, die günstigste Alternative dar [37].

## 2.6 Diskretisierung mit der Finite-Volumen-Methode

Die Finite-Volumen-Methode ist ausführlich in Ferziger und Versteeg [8, 15] beschrieben. Um die Finite-Volumen-Methode anwenden zu können, muss das Lösungsgebiet in eine finite Anzahl kleiner Kontrollvolumen unterteilt werden. Aus diesem Grund wird das Lösungsgebiet durch ein Rechengitter diskretisiert. In der Abbildung 2.1 ist ein zweidimensionales Rechengitter dargestellt. Die Eckpunkte des Rechengitters definieren in ANSYS CFX die Rechenknoten, in denen alle Lösungsvariablen und Fluideigenschaften gespeichert werden [20]. Um jeden Knoten wird ein Kontrollvolumen gebildet, dessen Eckpunkte durch die Flächenschwerpunkte der umgebenden Elemente bestimmt sind. Jedes Element besteht aus einzelnen Sektoren. Im zweidimensionalen Raum werden die Elemente durch Linien begrenzt, im dreidimensionalen Raum sind es Seitenflächen, die die Elemente begrenzen. Auf den Seitenlinien bzw. Flächen liegen die Integrationspunkte.

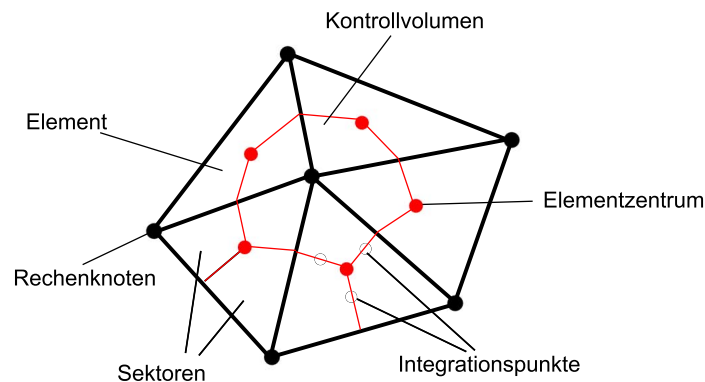


Abbildung 2.1: Zweidimensionale Darstellung von Gitterelementen mit Kontrollvolumen [20]

Die Finite-Volumen-Methode verwendet die Integralform der Erhaltungsgleichung als Startpunkt [9]. Im ersten Schritt der Finite-Volumen-Methode wird das System der partiellen Differentialgleichungen über die Elemente integriert und das Gauß-Theorem angewandt um die Volumenintegrale der Diffusions- und Konvektionsterme zu Oberflächenintegralen umzuwandeln [10]. Für eine skalare Größe  $\phi$  gilt die nachfolgende allgemeine Erhaltungsgleichung aus [10].

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \underbrace{\nabla \cdot \rho\mathbf{v}\phi}_{\text{Konvektion}} = \underbrace{\nabla \cdot (\Gamma^\phi \nabla \phi)}_{\text{Diffusion}} + \underbrace{Q^\phi}_{\text{Quellterm}} \quad (2.134)$$

Im stationären Fall vereinfacht sich Gleichung 2.134 nach [10] zu

$$\nabla \cdot \rho\mathbf{v}\phi = \nabla \cdot (\Gamma^\phi \nabla \phi) + Q^\phi \quad (2.135)$$

Durch Integration über ein Volumenelement stellt Moukalled in [10] die folgende Beziehung auf:

$$\int_V \nabla \cdot (\rho\mathbf{v}\phi) dV = \int_V \nabla \cdot (\Gamma^\phi \nabla \phi) dV + \int_V Q^\phi dV \quad (2.136)$$

Die Volumenintegrale aus Gleichung 2.136 können durch das Gauß-Theorem in Oberflächenintegrale umgewandelt werden. Den Ausführungen in [10] folgend wird Gleichung

2.136 zu

$$\oint_{\partial V} (\rho \mathbf{v} \phi) \cdot d\mathbf{S} = \oint_{\partial V} \nabla \cdot (\Gamma^\phi \nabla \phi) \cdot d\mathbf{S} + \int_V Q^\phi dV \quad (2.137)$$

mit  $Q^\phi$  als Quellterm,  $\mathbf{S}$  als Oberflächenvektor und  $\mathbf{v}$  als Geschwindigkeitsvektor. Für die Summe aller Diffusions- ( $\mathbf{J}^{\phi D}$ ) und Konvektionsströme ( $\mathbf{J}^{\phi K}$ ), die in das Volumenelement eintreten, ist die Gesamtströmung  $\mathbf{J}^\phi$  in [10] mathematisch beschreiben durch

$$\mathbf{J}^\phi = \mathbf{J}^{\phi K} + \mathbf{J}^{\phi D} \quad (2.138)$$

mit

$$\oint_{\partial V} \mathbf{J}^{\phi K} \cdot d\mathbf{S} = \sum_{f \sim \text{faces}(V)} \left( \int_f (\rho \mathbf{v} \phi) \cdot d\mathbf{S} \right) \quad (2.139)$$

$$\oint_{\partial V} \mathbf{J}^{\phi D} \cdot d\mathbf{S} = \sum_{f \sim \text{faces}(V)} \left( \int_f (\Gamma^\phi \nabla \phi) \cdot d\mathbf{S} \right) \quad (2.140)$$

$$\oint_{\partial V} \mathbf{J}^\phi \cdot d\mathbf{S} = \sum_{f \sim \text{faces}(V)} \left( \int_f \mathbf{J}_f^\phi \cdot d\mathbf{S} \right) \quad (2.141)$$

Die Gleichungen 2.139 bis 2.141 integrieren die Ströme über die Seitenflächen des Elements und sind aus [10] entnommen. Durch eine Gauß-Quadratur werden die Oberflächenintegrale so umgeformt, dass die Gleichungen für die Integrationspunkte approximiert werden können. In ANSYS CFX wird auf jeder Sektorgrenze ein Integrationspunkt berücksichtigt [20]. Diese Approximation hat eine Genauigkeit zweiter Ordnung [10]. Für die Konvektions- und Diffusionsterme ergeben sich unter Berücksichtigung der Anzahl der Integrationspunkte (ip) auf der Oberfläche (f) die Gleichungen 2.142 und 2.143 [10].

$$\oint_{\partial V} (\rho \mathbf{v} \phi) \cdot d\mathbf{S} = \sum_{f \sim \text{faces}(V)} \sum_{ip \sim ip(f)} \left( \omega_{ip} (\rho \mathbf{v} \phi)_{ip} \cdot d\mathbf{S}_f \right) \quad (2.142)$$

$$\oint_{\partial V} (-\Gamma^\phi \nabla \phi) \cdot d\mathbf{S} = \sum_{f \sim \text{faces}(V)} \sum_{ip \sim ip(f)} \left( \omega_{ip} (-\Gamma^\phi \nabla \phi)_{ip} \cdot d\mathbf{S}_f \right) \quad (2.143)$$

Befindet sich der Integrationspunkt in der Mitte der Oberfläche, so wird mit der Trapezregel integriert. Die Wichtungsfunktion  $\omega_{ip}$  nimmt bei einem Integrationspunkt den Wert eins an [10]. Das Ziel des zweiten Schritts in der Finite-Volumen-Methode ist

es, die Oberflächen- und Volumenströme aus dem ersten Schritt durch Variablen der umgebenden Volumen auszudrücken. Dieser Schritt wird als Linearisierung bezeichnet [10]. Summiert man die Gleichungen für alle Kontrollvolumen, so erhält man die Erhaltungsgleichung für das gesamte Lösungsgebiet, da sich die Oberflächenintegrale über die inneren Seiten der Kontrollvolumen aufheben. In der Konsequenz wird dadurch die physikalisch geforderte globale Konservativität in die Methode eingebaut [9].

## 2.7 Fehler und Unsicherheiten

Das Ergebnis einer Strömungssimulation ist die numerische Approximation einer analytisch formulierten Modellvorstellung der realen Situation [39]. D.h. numerische Lösungen sind Näherungslösungen und schließen Fehler und Unsicherheiten ein. In [9] werden Modell-, Diskretisierungs-, Iterations- und Programmier- sowie Anwendungsfehler unterschieden. Schwarze fasst in [19] unter dem Begriff des numerischen Fehlers  $\epsilon_{num}$  Iterations- und Diskretisierungsfehler zusammen (vgl. Gleichung 2.144). Unter einem Diskretisierungsfehler versteht Ferziger [9] die Differenz zwischen der exakten Lösung der Erhaltungsgleichung und der exakten Lösung ihrer diskreten Approximation. Der Iterationsfehler beschreibt die Differenz zwischen der iterativen und der genauen Lösung der algebraischen Gleichungssysteme und geht vor allem auf die unvollständige Konvergenz bei der Lösung der Modellgleichung zurück [19].

Die Gleichung 2.144 zeigt, dass der numerische Fehler aus der Summe der Fehler durch zeitliche und örtliche Integration  $\epsilon_z$  bzw.  $\epsilon_d$  und dem Iterationsfehler  $\epsilon_{it}$  gebildet wird.

$$\epsilon_{num} = +\epsilon_z + \epsilon_d + \epsilon_{it} \quad (2.144)$$

Die zulässige Größe des Iterationsfehlers wird über die Wahl der Konvergenzkriterien bestimmt [9]. Im Laufe einer Berechnung sollte die Größe des Iterationsfehlers abnehmen und die Residuen gegen Null streben. Der Modellfehler beschreibt die Differenz zwischen der tatsächlichen Strömung und der exakten Lösung des mathematischen Modells [9]. Als Hauptursache für Modellfehler, auch bezeichnet als Unsicherheiten, nennt Ferziger in [9] Eingabeunsicherheiten und Unsicherheiten bezüglich des physikalischen Modells. Eingabeunsicherheiten entstehen z.B. durch Vereinfachungen in der Darstellung des Strömungsgebiets und infolge begrenzter Informationen hinsichtlich der Randbedingungen oder verwendeten Materialien. Der Modellfehler  $\epsilon_{mod}$  ergibt sich nach [19] aus der Differenz einer realen Strömungsgröße  $\phi$  und der mathematischen Approximation der Strömungsgröße  $\phi_a$  (vgl. Gleichung 2.145).

$$\epsilon_{mod} = \phi - \phi_a \quad (2.145)$$

Verschiedene Institutionen und Verlage haben Regeln zur Beurteilung und Abschätzung der Fehler in Simulationen aufgestellt. So zum Beispiel die



- International Atomic Energy Agency [40]
- American Institute of Aeronautics and Astronautics [41, 42]
- Journal of Fluids Engineering [43].

### 2.7.1 Verfahren zur Abschätzung des Diskretisierungsfehlers durch örtliche Diskretisierung

Die Abschätzung des Diskretisierungsfehlers erfolgt nach den Ausführungen des „Journal of Fluids Engineering“ [43] zur Kontrolle der numerischen Genauigkeit. In [43] wird ausgehend von einer Richardson-Extrapolation die numerische Genauigkeit der Lösung anhand des Gitterkonvergenzindex (englisch: Grid Convergence Index, GCI) abgeschätzt. Weiterführende Untersuchungen zur Richardson-Extrapolation sind in [44, 45, 46, 47, 48] zu finden. Dabei wurde in [45] der Nachweis erbracht, dass die Extrapolation auch auf nicht strukturierten Gittern angewandt werden kann.

Unter der Voraussetzung, dass für die Gitter mit den Diskretisierungsparametern  $b_1, b_2, b_3$  gilt, dass  $b_1 < b_2 < b_3$  ist und  $d_{21}$  aus dem Quotienten  $b_2/b_1$  bzw.  $d_{32}$  aus dem Quotienten  $b_3/b_2$  gebildet wird, kann der extrapolierte Wert der Strömungsgröße  $\phi_{ext}^{12}$  sowie der extrapolierte und approximierte relative Fehler ( $\epsilon_{ext}^{21}$  bzw.  $\epsilon_a^{21}$ ) für die unterschiedlichen Gitter anhand der Gleichungen 2.146 bis 2.148 berechnet werden. Der approximierte relative Fehler  $\epsilon_a^{21}$  gibt die relative Größe des Fehlers für  $\phi$  an, welcher sich durch die Berechnung von  $\phi$  auf unterschiedlichen Gittern ergibt. Als extrapolierte relativer Fehler wird der Fehler bezeichnet, der sich zwischen dem extrapolierten Wert für  $\phi$  und dem feinsten Gitter ergibt. Die Berechnung von  $\phi_{ext}^{23}$ ,  $\epsilon_{ext}^{23}$  und  $\epsilon_a^{23}$  für den Vergleich der Gitter 2 und 3 erfolgt entsprechend den Gleichungen 2.146 bis 2.148 mit  $d_{32}$ .

$$\phi_{ext}^{12} = \left( d_{21}^{Ord} \phi_1 \right) / \left( d_{21}^{Ord} - 1 \right) \quad (2.146)$$

$$\epsilon_a^{21} = \left| \frac{\phi_1 - \phi_2}{\phi_1} \right| \quad (2.147)$$

$$\epsilon_{ext}^{21} = \left| \frac{\phi_{ext}^{12} - \phi_1}{\phi_{ext}^{12}} \right| \quad (2.148)$$

In den Gleichungen entspricht  $\phi_1$  der Lösung der Strömungsgröße auf dem feinsten Gitter.  $\phi_2$  und  $\phi_3$  stellen die Lösungen auf den gröberen Gittern dar. In der Gleichung 2.146 wird durch den Exponenten  $Ord$  die Ordnung des Verfahrens in der Berechnung der extrapolierten Strömungsvariablen berücksichtigt. Der approximierte relative Fehler fließt dann in die Berechnung des Gitterkonvergenzindex ein.

Unter Verwendung des Gitterkonvergenzindex können die Ergebnisse der numerischen Simulation, hinsichtlich der numerischen Unsicherheit, die durch den Approximationsfehler verursacht wird, abgeschätzt werden. Der Index geht zurück auf Roache [49]. Durch den Faktor 1,25 wird eine Sicherheit von 25% angenommen.

$$GCI = 1,25 \frac{\epsilon_a^{21}}{d_{21}^{Ord} - 1} \quad (2.149)$$

### 2.7.2 Verfahren zur Abschätzung des Diskretisierungsfehlers durch Zeitintegration

Während des Berechnungsprozesses wird im Solver das arithmetische Mittel der Quadratwurzel der normierten Residuen aller Kontrollvolumen (kurz: RMS) ausgegeben. Der RMS-Wert wird in ANSYS CFX nach Gleichung 2.150 berechnet und entspricht der euklidischen oder  $L_2$ -Norm. In der Gleichung entspricht  $R_n$  dem Residuum im Knoten  $n$  und  $N$  der Anzahl aller Knoten.

$$RMS = \sqrt{\frac{\sum_n^N R_n^2}{N}} \quad (2.150)$$

Der Fehler  $\epsilon_z$ , welcher durch die Zeitintegration entsteht, kann berechnet werden mit

$$\epsilon_z = RMS^n - RMS^{n+1} \quad (2.151)$$

## 2.8 Vernetzung des Rechengebiets in ANSYS CFX

### 2.8.1 Methode der Gittererzeugung

Das Rechengitter wurde mit dem Programm ICEM CFD generiert. Es wurde ein unstrukturiertes Tetraeder-Gitter gewählt. Das Rechengitter wurde mit der OCTREE-Methode erzeugt. Die OCTREE-Methode arbeitet nach einem Top-down-Prinzip und generiert zuerst ein Volumengitter, das das Modell vollständig umgibt. Es werden dann die Gitterknoten auf die in der Nähe liegenden Flächen, Kurven und Punkte des Rechengebietes gelegt und die nicht benötigten Teile des zunächst generierten Volumengitters abgeschnitten. In Bereichen, in denen es möglich ist das Rechengebiet durch größere Gitterelemente darzustellen, werden automatisch größere Elemente verwendet. In den Bereichen, in denen das Rechengebiet auf Grund seiner Struktur nur durch kleinere Gitterelemente diskretisiert werden kann, werden in der OCTREE-Methode automatisch kleinere Elemente verwendet. Die Tetraeder werden so berechnet, dass sich benachbarte Elemente, die eine gemeinsame Kante oder Oberfläche haben, sich in ihrer Kantengröße bzw. Oberfläche um nicht mehr als den Faktor zwei unterscheiden. Danach wird das Gitter so geglättet, dass an einer Seitenfläche eines Tetraeders immer nur ein benachbarter

Tetraeder angeschlossen sein kann.

### 2.8.2 Qualitätsanforderungen an das Gitternetz aus der VDI Richtlinie 6019

Die Qualität des Rechengitters bestimmt die Genauigkeit der iterativen Lösung und wird sowohl durch die Qualität der Kontrollvolumen (KV) als auch durch ihre Anzahl beeinflusst. Die Aufteilung des Rechengebietes erfolgt in einzelne Kontrollvolumen, wobei eine Mindestanzahl an Kontrollvolumen für das Rechengebiet eingehalten werden sollte. Die Mindestanzahl der benötigten Kontrollvolumen wird mit Gleichung 2.152 aus der VDI Richtlinie 6019 [50] abgeschätzt.

$$N_{KV} = 44,4 \cdot 10^3 \cdot V^{0,38} \quad (2.152)$$

### 2.8.3 CFX spezifische Qualitätsanforderungen an das Gitternetz

Zur Bewertung der Qualität des Diskretisierungsgitters überprüft der SOLVER in ANSYS CFX folgende Kriterien [27]:

- Längen zu Seiten Verhältnis der einzelnen Elemente (engl. Aspect Ratio)
- die Abweichung der Winkelgröße zwischen zwei benachbarten Kontrollvolumenelementen oder Kanten vom optimalen Winkel (engl. orthogonality angle)
- das Verhältnis der Volumenänderung von jeweils zwei benachbarten Zellen (engl. expansion factor)

Im CFX-SOLVER wird die Qualität des Rechengitters in gut (OK), akzeptabel (ok) und schlecht (!) anhand der in Tabelle 2.2 dargestellten Schwellenwerte eingeteilt [20]. Der Anteil guter, akzeptabler und schlechter Gitterelemente wird im SOLVER-Protokoll in Prozent angegeben. Der SOLVER rundet die Ergebnisse automatisch auf die nächste ganze Zahl auf oder ab. D.h. bei einem Wert von 0 % kann der Anteil der Gitterelemente bis zu 0,5 % betragen.

Tabelle 2.2: Schwellenwerte zur Einteilung der Gitterqualität nach [20]

<b>Seitenverhältnis</b>	OK	< 10.000
	ok	10.000 < 100.000
	!	> 100.000
<b>optimaler Winkel</b>	OK	> 50°
	ok	50° < 20°
	!	< 20°
<b>Expansionsrate (Volumenänderung)</b>	OK	< 5
	ok	5 < 20
	!	> 20

### 3 Fractional Effective Dose Modell zur Beurteilung der Personensicherheit

Die Toxizität des Brandrauches wurde mit dem Fractional Effective Dose Modell (nach Purser [51]) beurteilt. Die Grundüberlegung des FED Modells ist, dass der Anteil einer handlungsunfähig machenden Dosis  $F_{incap}$  eines Gases über den Quotienten aus der aufgenommenen Teildosis über ein Zeitintervall zu der Dosis, die Handlungsunfähigkeit oder Bewusstlosigkeit verursacht, gebildet wird.

$$F_{incap} = \frac{\text{vorliegende Konzentration} \cdot \text{Zeit}}{(\text{Konzentration} \cdot \text{Zeit}) \text{ bis Fluchtunfähigkeit}} \quad (3.1)$$

Während eines Brandes verändert sich die Konzentration der Brandprodukte mit der Zeit, sodass für Brandprodukte, deren Wirkung von der Dosis abhängt, eine Effektivdosis berechnet werden muss. Die Effektivdosis basiert auf der mittleren Konzentration  $c_i$ , die über kurze Zeitintervalle berechnet wird und dann über aufeinanderfolgende Perioden integriert wird. Zur Berechnung des FED-Wertes wird der Quotient aus der mittleren Konzentration einer Rauchgaskomponente  $i$  und dem Produkt aus Zeit und Expositionsdosis, die zur Handlungsunfähigkeit führt, gebildet. Der Quotient wird für alle Bestandteile des Brandrauches aufsummiert und über die Zeit integriert (vgl. Gleichung 3.2 aus [51]).

$$FED(t) = \sum_{t_1}^{t_2} \sum_{i=1}^n \frac{c_i}{(c_{incap} t_{incap})} \Delta t \quad (3.2)$$

Erreicht der FED-Wert einen Wert von 1, so setzt Fluchtunfähigkeit ein [51]. Definitionsgemäß sind etwa 50% der Bevölkerung bei einem FED-Wert von eins fluchtunfähig. Für Personen mit Vorschädigungen, wie z.B. Herz-Kreislaufkrankungen oder Asthma, tritt die Fluchtunfähigkeit bereits unter einem FED-Wert von eins ein. Gleiches gilt für Kinder und ältere Menschen. Etwa 88,6% der Bevölkerung können sich noch selbstständig retten, wenn der FED-Wert unter 0,3 liegt. In [52, 51] wird empfohlen im bauaufsichtlichen Nachweisverfahren als Grenzwert einen FED-Wert von 0,1 bis 0,3 anzusetzen.

In der Simulation wurden zur Bewertung der Toxizität die folgenden Bestandteile des Brandrauches berücksichtigt:

- CO, HCN und O<sub>2</sub>-Reduktion als Vertreter der Rauchgase mit narkotisierender Wirkung
- Hyperventilation durch CO<sub>2</sub> und damit verbunden die vermehrte Aufnahme anderer Rauchgase
- die narkotisierende Wirkung von CO<sub>2</sub>, wenn es in höheren Dosen auftritt

- die Wirkung weiterer Komponenten im Brandrauch mit Reiz- und Ätzwirkung, wie z.B.
  - HCl
  - NO<sub>2</sub>
- die thermische Einwirkung von Rauchgasen auf den Menschen.

In ANSYS CFX ist das FED-Modell nicht implementiert. Es muss vom Nutzer durch Funktionen implementiert werden. Für die Simulation wurde zur Berechnung des FED-Werts die Gleichung 3.3 aufgestellt. Die Gleichung geht zurück auf die Ausführungen in [51, 53] und wurde so aufgestellt, dass Hyperventilation (berücksichtigt im Faktor  $V_{Hyp}$ ) den Anteil der handlungsunfähig machenden Dosis von Kohlenstoffmonoxid ( $F_{CO}$ ), Cyanwasserstoff ( $F_{HCN}$ ) und Reizgasen ( $FLD_{Irr}$ ) verstärkt. Die Schadwirkung infolge Sauerstoffmangel wird durch  $F_{O_2}$  ausgedrückt. Direkte Intoxikation durch Inhalation von Kohlenstoffdioxid werden mit  $F_{CO_2}$  berücksichtigt. Ist der Wert von  $F_{CO_2}$  größer als der Wert, der sich aus der Summe der handlungsunfähig machenden Dosen von Kohlenmonoxid, Cyanwasserstoff und Reizgasen multipliziert mit  $V_{Hyp}$  ergibt, so wird zur Berechnung des FED-Wertes nur die Intoxikation durch Inhalation von Kohlenstoffdioxid berücksichtigt (vgl. Gleichung 3.3 aus [51]).

$$FED(t) = \max [((F_{CO}(t) + F_{HCN}(t) + FLD_{Irr}(t)) V_{Hyp}(t) + F_{O_2}(t)), F_{CO_2}(t)] \quad (3.3)$$

$F_{CO}$  berechnet sich nach Gleichung 3.4 aus [51]. In der Gleichung entspricht  $AMV$  dem Atemminutenvolumen und  $COHb_{incap}$  dem Gehalt an Carboxyhämoglobin im Blut, bei dem Fluchtunfähigkeit eintritt. Für eine leicht arbeitende oder gehende Person beträgt das AMV 25l/min und  $COHb_{incap}$  liegt bei 30% [51].

$$F_{CO} = \frac{3,317 \cdot 10^{-5} \cdot AMV \cdot c_{CO}^{1,036}}{COHb_{incap}} \quad (3.4)$$

Für die Berechnung von  $F_{HCN}$  und  $FLD_{Irr}$  werden die Gleichungen 3.5 und 3.6 gemäß [51] aufgestellt.

$$F_{HCN} = \exp(5,396 - 0,023 \cdot c_{HCN}) \quad (3.5)$$

$$FLD_{Irr}(t) = \sum_{i=1}^n FLD_{Irr,i} = \sum_{i=1}^n \frac{c_{Irr,i}}{LED_i} \quad (3.6)$$

In der Gleichung 3.5 entspricht  $c_{HCN}(t)$  der Konzentration von HCN. Mit der Gleichung 3.6 aus [51] wird die Schadwirkung der Reizgase berücksichtigt. Als Reizgase wurden in

den Simulation  $HCL$  und  $NO_2$  betrachtet. In der Gleichung entspricht  $c_{irr,i}$  der Konzentration von  $HCL$  bzw.  $NO_2$ .  $LED_i$  entspricht der letalen Expositions-dosis, engl. Lethal Exposure Dose, der Brandrauchkomponente  $i$ . Nach [51] beträgt der LED-Wert für  $HCN$  114.000 ppm · min und für  $NO_2$  1.900 ppm · min.

Kommt es bei einer betroffenen Person zu einer Hyperventilation, so wird in [51] die verstärkte Aufnahme der Rauchgase durch Hyperventilation mit Gleichung 3.7 veranschlagt. Die Konzentration von  $CO_2$  wird in der Gleichung mit  $c_{CO_2}$  berücksichtigt.

$$V_{Hyp}(t) = \frac{\exp(0,1903 \cdot c_{CO_2} + 2,0004)}{7,1} \quad (3.7)$$

Die Schädigung infolge von Sauerstoffmangel berechnet sich nach [51], unter Beachtung der Sauerstoffkonzentration zum Zeitpunkt  $t$ , nach Gleichung 3.8.

$$F_{O_2}(t) = \frac{1}{\exp(8,13 - 0,54 \cdot (20,9 - c_{CO_2}))} \quad (3.8)$$

Die Gleichung 3.9 gilt für die anteilige Dosis von Kohlenstoffdioxid, die Erstickung verursacht [51].

$$F_{CO_2}(t) = \exp(6,1623 - 0,5189 \cdot c_{CO_2}) \quad (3.9)$$

## 4 Begriffe aus dem Feuerwehrewesen

Im Folgenden werden einige Begriffe aus dem Feuerwehrewesen erklärt. Die Begriffe werden im Kapitel 11.3 genutzt, um die Konsequenzen, die sich aus dem Brandverlauf für die Feuerwehren ergeben, zu erläutern.

### Brandphänomene

#### **Rollover**

Als Rollover wird die Durchzündung entzündbarer Pyrolyseprodukte und Schwelgase, die sich in der Regel als Rauchsicht in einem Raum ansammeln, bezeichnet [54].

#### **Flashover**

In der Literatur sind für den Begriff des Flashovers verschiedene Definitionen zu finden [7, 54, 55]. Unter einem Flashover wird in der DIN 14011 [54] die schlagartige Ausbreitung eines Brandes auf alle thermisch aufbereiteten Oberflächen brennbarer Stoffe in einem Raum verstanden.

Im folgenden wird der Begriff des Flashover analog zur Definition in [7] verwendet. Unter einem Flashover wird in [7] der Übergang von einem sich ausbreitendem Brand zu einem Vollbrand verstanden. In den Vollbrand sind alle brennbaren Oberflächen involviert. Des Weiteren geht der Brand von einem brandlastgesteuertem Szenario zu einem ventilationsgesteuertem Brand über. Es kommt zu einer plötzlichen Durchzündung der brennbaren Gase und Dämpfe, die noch nicht in Brand geraten sind.

#### **Backdraft**

Explosion der Pyrolyseprodukte und Schwelgase in einem Brandraum mit unzureichender Sauerstoffkonzentration nach Vermischung mit plötzlich zu getretener Luft [54].

### Brandschutzbedarfsplan

Plan der zuständigen Behörde zur Festlegung des personellen und materiellen Bedarfs für den abwehrenden Brandschutz eines bestimmten Gebiets [54].

### Hilfsfrist

Zeit zwischen dem Beginn der Abgabe einer Meldung über ein Schadensereignis an die Stelle, die Einsatzkräfte alarmieren kann, und dem Eintreffen der ersten Einsatzkräfte am Einsatzort. Die Hilfsfrist setzt sich zusammen aus Dispositionszeit, Alarmierungszeit, Ausrückezeit und Anfahrtzeit [54].

**Dispositionszeit**

Zeit zwischen dem Beginn der Abgabe einer entsprechenden Meldung an die Stelle, die Einsatzkräfte alarmieren kann, und dem Beginn der Alarmierung von Einsatzkräften [54].

**Alarmierungszeit**

Zeit zwischen dem Beginn der Alarmierung von Einsatzkräften und dem Abschluss der Alarmierung von Einsatzkräften [54].

**Ausrückezeit**

Zeit zwischen dem Abschluss der Alarmierung von Einsatzkräften und dem Verlassen ihrer Feuerwache oder ihres Feuerwehrhauses [54].

**Anfahrtzeit**

Zeit zwischen Verlassen der Feuerwache oder des Feuerwehrhauses und dem Eintreffen am Einsatzort [54].

**Rauchkühlung**

Kühlung des Brandrauches zur Eigensicherung vorgehender Einsatzkräfte durch Abgabe eines Sprühstrahls aus Hohlstrahlrohren unter Anwendung einer dynamischen Strahlrohrführung [54].

**Raumkühlung**

Kühlung der Brandraumoberflächen durch Abgabe größerer Wassermengen in den Brandraum, z. B. zur Vorbereitung des Eindringens vorgehender Einsatzkräfte [54].

**Taktische Ventilation**

Unter einer taktischen Ventilation werden sämtliche Be- und Entlüftungsmaßnahmen der Feuerwehr zusammengefasst [54].



## 5 Gebäude moderner Bauweise

### 5.1 Begriffsdefinition „Gebäude moderner Bauweise“

Je nach Energiebedarf wird ein Gebäude als Niedrigenergie-, Nullenergie-, Plusenergie-, KfW-Effizienzhaus oder Passivhaus bezeichnet. Da in dieser Arbeit der Energiebedarf des Gebäudes nachrangig ist und sich die vorliegende Untersuchung auf das Brandgeschehen konzentriert, wird von einem Gebäude moderner Bauweise gesprochen.

Gebäude moderner Bauweise unterscheiden sich vor allem durch folgende Eigenschaften von herkömmlichen Gebäuden:

- höhere Wärmedämmung der umfassenden Bauteile
- Lüftungsanlage mit Wärmerückgewinnung
- geringe Luftwechselzahl
- höhere Anforderung an die Luftdichtheit des Gebäudes.

In einem Gebäude moderner Bauweise ist der Transmissionswärmeverlust der umfassenden Bauteile erheblich geringer als in einem Gebäude ohne energetische Anforderungen. Des Weiteren wird in Gebäuden moderner Bauweise meist ein maschinelles Lüftungssystem integriert, welches durch Wärmerückgewinnung dafür sorgt, dass die Heizlast bzw. der Energiebedarf des Gebäudes möglichst gering ausfällt. Außerdem werden besonders hohe Anforderungen an die Luftdichtheit des Gebäudes gestellt, um zum einen die Abkühlung bzw. Erwärmung der Raumluft durch infiltrierende Außenluftvolumenströme zu verhindern und zum anderen die erforderliche Luftwechselzahl zum Schutz vor Feuchteschäden im Gebäude einzuhalten.

### 5.2 Beschreibung eines Wohngebäudes moderner Bauweise

Für die numerische Simulation wurde ein freistehendes zweigeschossiges Einfamilienhaus mit Satteldach gewählt (s.h. Abbildung 5.1). Die anrechenbare Wohnfläche nach Wohnflächenverordnung [56] beträgt 131 m<sup>2</sup>. Die beheizten Grundflächen der einzelnen Räume (s.h. Tabelle A.1 im Anhang) bilden die Grundlage zur Berechnung der Luftvolumenströme, die durch das kombinierte Zu- und Abluftsystem bereit gestellt werden müssen. Durch die Dachschrägen im Obergeschoss ist die anrechenbare Wohnfläche kleiner als die tatsächliche Fläche der Nutzungseinheit. Die Fläche der Nutzungseinheit  $A_{NE}$  beträgt 142 m<sup>2</sup> und umfasst die Flächen aller direkt und indirekt beheizten Räume, die innerhalb der Gebäudehülle liegen. In allen Räumen des Obergeschosses endet die Dachschräge mit dem Fußboden.

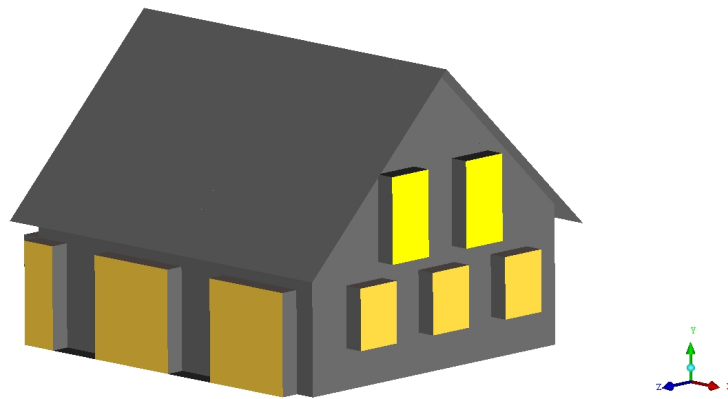


Abbildung 5.1: Ansicht des Hauses

Im Erdgeschoss befinden sich der Eingangsbereich, der Hauswirtschaftsraum, die Gästetoilette und der offene Wohnbereich mit Wohnzimmer, Essecke und Küche.

Der Wohnbereich ist offen mit dem Eingangsflur des Hauses verbunden, während der Haustechnikraum und die Gästetoilette durch Türen vom Eingangsbereich getrennt sind. In das Dachgeschoss gelangt man vom Eingangsflur über eine offene Holztreppe (vgl. Abbildung 5.2). Vom Flur des Obergeschosses gehen das Badezimmer sowie zwei Schlafzimmer und das Arbeitszimmer (vgl. Abbildung 5.2) ab.

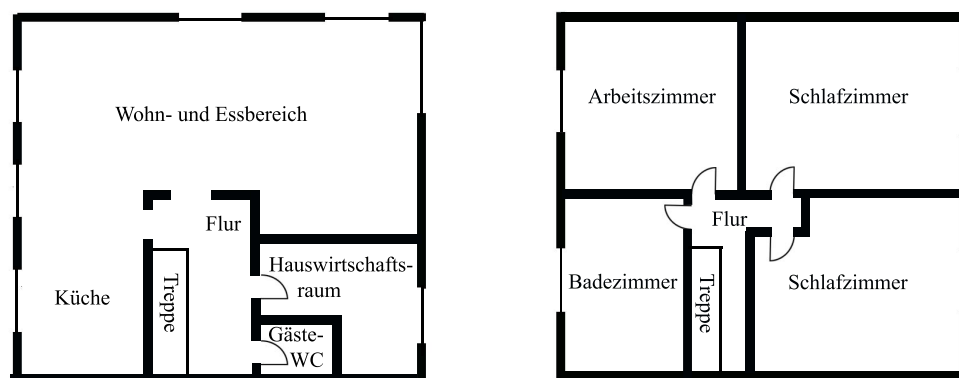


Abbildung 5.2: Zimmeraufteilung Erdgeschoss (links) und Obergeschoss (rechts)

## 5.3 Lüftungssysteme, allgemein

In der DIN 1946 Teil 6 Raumlufttechnik-Lüftung von Wohnungen [5] werden folgende Lüftungssysteme unterschieden:

- freie Lüftung
  - Fugenlüftung
  - Fensterlüftung
  - Schachtlüftung
- ventilatorgestützte Lüftung
  - Zuluftsysteme
  - Abluftsysteme
  - kombinierte Zu- und Abluftsysteme

Bei der freien Lüftung kann die Wärme, die in der Abluft mitgeführt wird, nicht genutzt werden. Dieser Umstand hat zur Folge, dass der Energiebedarf eines Hauses mit freier Lüftung im Vergleich zu einem Haus mit Abwärmenutzung höher ist, und dass Haus mit freier Lüftung nicht mehr die strengen Anforderungen hinsichtlich des Jahresenergiebedarfs für ein Gebäude moderner Bauweise erfüllt. Um die Wärme der Abluft nutzen zu können, werden in Gebäuden moderner Bauweise ventilatorgestützte Lüftungssysteme verwendet.

### 5.3.1 Klasse der ventilatorgestützten Lüftungssysteme

Innerhalb der Klasse der ventilatorgestützten Lüftungssysteme sind Abluftsysteme von Zuluftsystemen und eine Kombination aus Ab- und Zuluftsystemen zu unterscheiden.

#### Zuluftsysteme

Befindet sich der Ventilator auf der Zuluftseite des Systems, handelt es sich um ein Zuluftsystem. Das bedeutet, ein Ventilator befördert Frischluft ins Innere der Räume, während die verbrauchte Luft durch sogenannte Außenluftdurchlässe, Lüftungsschächte oder Undichtigkeiten in der Gebäudehülle ins Freie abströmt. Die Wärme, die die Abluft führt, kann in diesem System nicht genutzt werden.

#### Abluftsysteme

Befindet sich der Ventilator auf der Abluftseite wird das System als Abluftsystem bezeichnet. Der Ventilator befördert einen Abluftvolumenstrom aus dem Gebäude hinaus, während die Frischluft als unbehandelte Außenluft nach strömt.

### Kombinierte Zu- und Abluftsysteme

Kombinierte Zu- und Abluftsysteme haben zwei Ventilatoren. Ein Ventilator befindet sich auf der Zuluftseite des Systems und ein Ventilator befindet sich auf der Abluftseite. Dadurch ist es möglich, die Wärmeenergie in der Abluft über einen Wärmestromrekupe-  
rator von der Abluftseite auf die Frischluft zu übertragen. Die Luftvolumenströme der Abluft- und Zuluftseite bewegen sich in eigenen Rohrsystemen. Infolgedessen ist unter der Voraussetzung, dass das Lüftungssystem keine Defekte hat, die Vermischung von Frischluft und Abluft nicht möglich. Zwischen den Rohrsystem der Zuluft- und Abluftseite erfolgt nur die Übertragung der Wärmeenergie.

Allen Systemen gemeinsam ist, dass sich zwischen der Zu- und Abluftseite ein gerichteter Luftstrom ergibt. Der Luftstrom bewegt sich von der Zuluftseite des Systems über die sogenannte Überströmzone zur Abluftseite. In Abhängigkeit der Raumnutzung kann jeder Raum der Zuluft-, Abluft- oder Überströmzone zugeordnet werden (vgl. Tabelle 5.1).

Tabelle 5.1: Zuordnung der Räume zur Frischluft-, Abluft- bzw. Überströmzone

<b>Frischluftzone</b>	<b>Überströmzone</b>	<b>Abluftzone</b>
Wohnzimmer		Hauswirtschaftsraum
Esszimmer	Flur	Bad
Schlafzimmer		Küche
Arbeitszimmer		

Für die Simulationen mit ventilatorgestütztem Lüftungssystem wurde ein kombiniertes Zu- und Abluftsystem gewählt. Die erforderlichen Zuluft- und Abluftvolumenströme wurden nach DIN 1946-6 [5] berechnet (vgl. Anhang A). In der Tabelle 5.3.1 sind die erforderlichen Zu- und Abluftvolumenströme, die sich für den Betrieb der Nennlüftung ergeben, zusammengefasst. Die Zuführung der Frischluft erfolgt im Erdgeschoss im Wohn- und Essbereich durch Zuluftöffnungen in der Decke. Im Obergeschoss befinden sich die Zuluftöffnungen in den Schlafzimmern und im Arbeitszimmer im unteren Wandbereich. Die Abluft wird über Deckenöffnungen aus der Küche, den Badezimmern und dem Hauswirtschaftsraum ins Freie geführt. Die Abbildungen 5.3 und 5.4 zeigen die Lage der Zu- und Abluftöffnungen sowie die Zuordnung des Raumes zur Lüftungszone.

Tabelle 5.2: Erforderliche Zu- und Abluftvolumenströme für Nennlüftung nach [5]

Raum	Zuluftvolumenstrom	Abluftvolumenstrom
	$q_{v,LtM,R,zu}$ $\text{m}^3/\text{h}$	$q_{v,LtM,R,ab}$ $\text{m}^3/\text{h}$
Wohnzimmer	46,9	-
Esszimmer	23,4	-
Küche	-	52,7
Eingangsbereich	-	-
Bad EG	-	29,3
Hauswirtschaftsraum	-	29,3
Schlafzimmer 1	31,2	-
Schlafzimmer 2	31,2	-
Arbeitszimmer	31,2	-
Bad OG	-	52,7
Flur OG	-	-

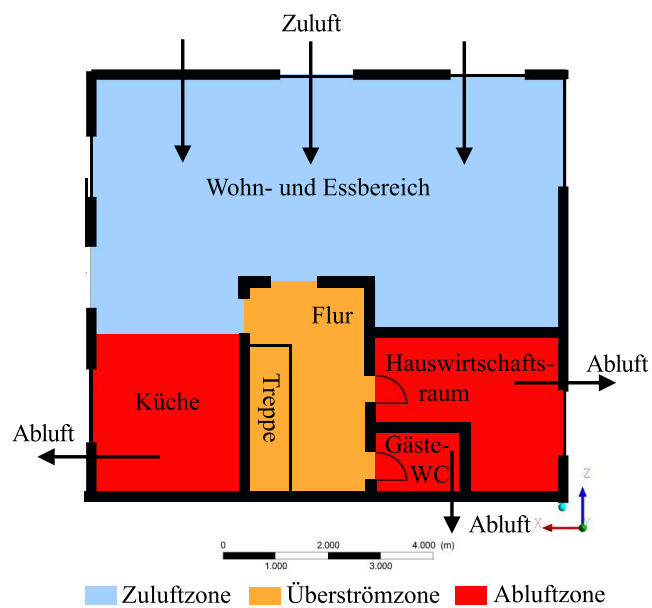


Abbildung 5.3: Lage der Zu- und Abluftöffnungen im Erdgeschoss

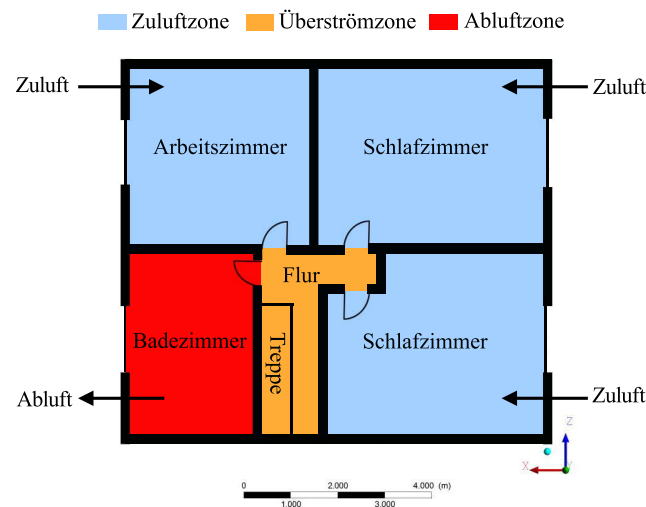


Abbildung 5.4: Lage der Zu- und Abluftöffnungen im Obergeschoss

### 5.3.2 Luftwechselzahl für Wohngebäude mit ventilatorgestützter Lüftung

Die Luftwechselzahl  $L$  beschreibt das Verhältnis der vorgegebenen Zuluftvolumenströme eines Ventilationssystems  $\dot{V}_{zu}$  zum Rauminhalt des Gebäudes  $V$  und berechnet sich nach Gleichung 5.1.

$$L = \frac{\dot{V}_{zu}}{V_{Gebäude}} \quad (5.1)$$

Für die Luftwechselzahl in Gebäuden moderner Bauweise sind in der Literatur verschiedene Angaben zu finden. Nach Pregizer [57] ist ein dauerhafter Luftwechsel von 0,4 bis 0,8 pro Stunde für Wohngebäude angegeben. Dagegen wird in Grobe [3] auf einen minimalen Luftwechsel von 0,3 pro Stunde verwiesen.

### 5.3.3 Fensterlüftung

Die Fensterlüftung ist eine Form der freien Lüftung. Der Luftaustausch entsteht durch Druckunterschiede infolge einer Temperaturdifferenz oder durch ein Windfeld, das auf die Gebäudehülle trifft. Liegt die Temperatur in einem Raum über der Temperatur der Umgebung, so entweicht die erwärmte Luft aus dem Fenster im oberen Teil, während im unteren Teil des Fensters kalte Luft einströmt. Die Tabelle 5.3 gibt einen Überblick über die Größenordnung von Luftwechselraten in Abhängigkeit der Fensterstellung [58].

Tabelle 5.3: Luftwechselraten in Abhängigkeit der Fensterstellung [58]

<b>Fensterstellung</b>	<b>Luftwechselrate [1/h]</b>
<b>Fenster gekippt, Rolladen geschlossen</b>	0,3- 1,5
<b>Fenster gekippt, Rolladen geöffnet</b>	0,8- 4,0
<b>Fenster halb geöffnet</b>	5,0-10,0
<b>Fenster ganz geöffnet</b>	9,0-15,0

In den Simulationen mit Fensterlüftung wurden in folgenden Räumen Fenster geöffnet:

- Küche
- Hauswirtschaftsraum
- Badezimmer Obergeschoss
- Wohnzimmer

## 6 Numerische Untersuchung der Luftströmung, die sich ohne Brandereignis einstellt

### 6.1 Rechengebiet und -gitter für das Simulationssetup „Luftströmung mit kombiniertem Zu- und Abluftsystem“

Das Luftvolumen im Haus (vgl. Kapitel 5.2) wurde mit einem Tetraedergitter diskretisiert. Von den Feststoffen wurden nur die Oberflächen vernetzt. Zur Diskretisierung wurde die Software ICEM CFD genutzt. Die Abmessungen des Rechengebiets sind in Tabelle 6.1 zusammengefasst.

Tabelle 6.1: Angaben zum Rechengebiet für das Simulationssetup „Luftströmung durch kombiniertes Zu- und Abluftsystem“

<b>maximale Länge des Rechengebiets in x-Richtung</b>	10,25 m
<b>maximale Länge des Rechengebiets in y-Richtung</b>	7,3 m
<b>maximale Länge des Rechengebiets in z-Richtung</b>	8,05 m
<b>Vernetztes Volumen</b>	356,7 m <sup>3</sup>

Für die Untersuchung der Luftströmung wurden drei unterschiedlich skalierte Tetraedergitter erzeugt. Die Tetraedergitter werden im Folgenden als Gitter V1 , V2, und V3 bezeichnet und entsprechen dem Gitter mit der Skalierung 1 sowie 1,25 und 1,5. Der Tabelle 6.2 kann die Anzahl der Knoten und Elemente für jedes Gitter entnommen werden. Außerdem ist die geforderte Mindestanzahl an Kontrollvolumen aus den Qualitätsanforderungen der VDI Richtlinie 6019 [50] (s.h. Kapitel 2.8.2) aufgeführt.



Tabelle 6.2: Übersicht über die Gittervariation für das Simulationssetup „Luftströmung durch kombiniertes Zu- und Abluftsystem“

	Gitter V1	Gitter V2	Gitter V3
<b>Skalierungsfaktor</b>	1	1,25	1,5
<b>Anzahl der Knoten</b>	964.440	652.440	467.292
<b>Anzahl der Elemente (Tetraeder)</b>	5.516.765	3.707.504	2.632.690
<b>Mindestanzahl an Kontrollvolumen nach [50]</b>	414.246		
<b>Min. Kantenlänge zwischen benachbarten Knoten [cm]</b>	1	1	1
<b>Max. Kantenlänge zwischen benachbarten Knoten [cm]</b>	4,2	4,1	4

In der Abbildung 6.1 ist das Rechengebiet mit Tetraedergitter dargestellt. Die Abbildung 6.1 zeigt das Gitter V3 mit dem Skalierungsfaktor 1,5. Für kleine Oberflächen und Gegenstände mit geringer Dicke wurde die maximale Elementgröße für die räumliche Diskretisierung vorgegeben.

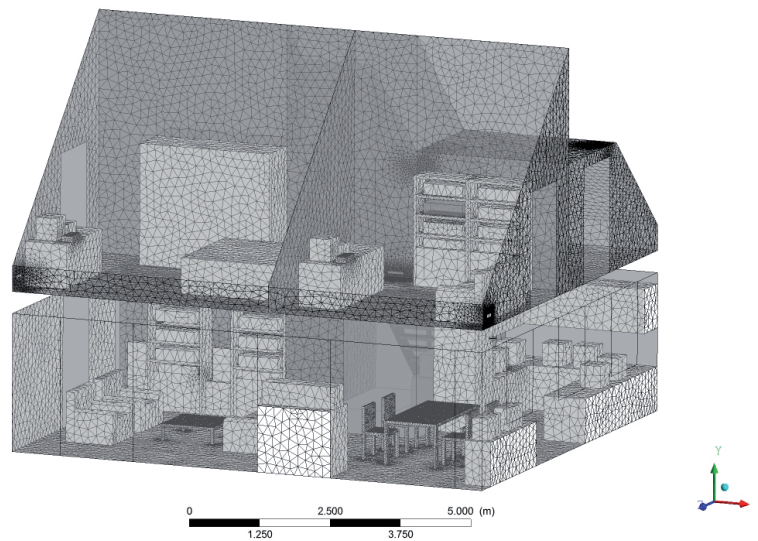


Abbildung 6.1: Tetraedergitter V3 für die Untersuchung der Luftströmung mit kombiniertem Zu- und Abluftsystem

Zur Beurteilung der Gitterqualität wurden das Seitenverhältnis, die Abweichung vom optimalen Winkel und die Expansionsrate herangezogen. Die Grenzwerte zur Beurteilung der einzelnen Kriterien sind in Kapitel 2.8.2 dargestellt. In den nachfolgenden Tabellen 6.3 bis 6.5 sind die Qualitätskriterien für die Gitter V1, V2 und V3 zusammengestellt.

Tabelle 6.3: Gitterqualität in % am Beispiel des Seitenverhältnisses für die Gitter V1, V2 und V3

Seitenverhältnis	< 10.000	10.000 < 100.000	> 100.000
<b>Gitter V1</b>	100%	0%	0%
<b>Gitter V2</b>	100%	0%	0%
<b>Gitter V3</b>	100%	0%	0%

Tabelle 6.4: Winkelgröße der Kontrollvolumen für die Gitter V1, V2 und V3 und Gitterqualität in %

Winkelgröße	> 50°	20° < x < 50°	< 20°
<b>Gitter V1</b>	100%	<1%	0%
<b>Gitter V2</b>	100%	<1%	0%
<b>Gitter V3</b>	100%	<1%	0%

Tabelle 6.5: Gitterqualität in % für die Expansionsrate der Gitter V1, V2 und V3

Expansionsrate	< 5	5 < x < 20	> 20
<b>Gitter V1</b>	96%	4%	<1%
<b>Gitter V2</b>	95%	5%	<1%
<b>Gitter V3</b>	94%	6%	<1%

Vor den Zu- und Abluftöffnungen und den Überströmöffnungen wurde das Rechengitter im Fluidgebiet lokal verfeinert, da hier mit höheren Geschwindigkeitsgradienten in der Strömung zu rechnen ist.

Die Abbildung 6.2 zeigt das lokal verfeinerte Gitter im Fluidgebiet am Beispiel einer Zuluftöffnung im Wohnzimmer. Die Zuluft strömt parallel zur Decke in das Fluidgebiet ein.

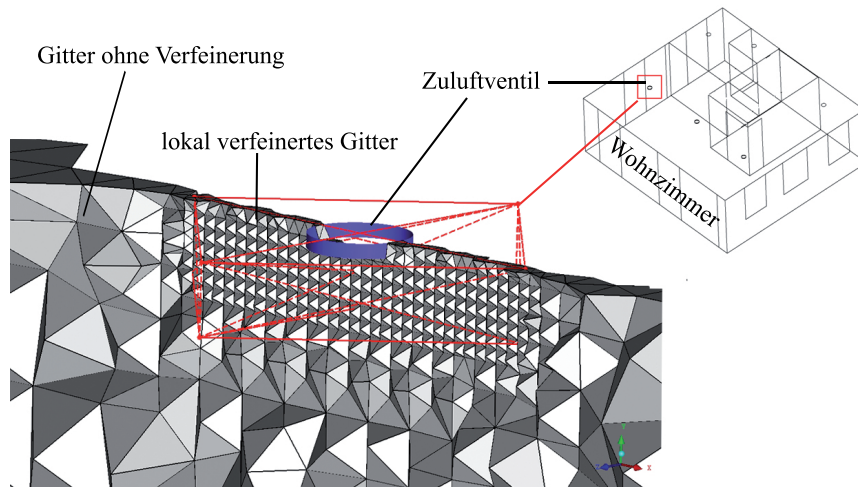
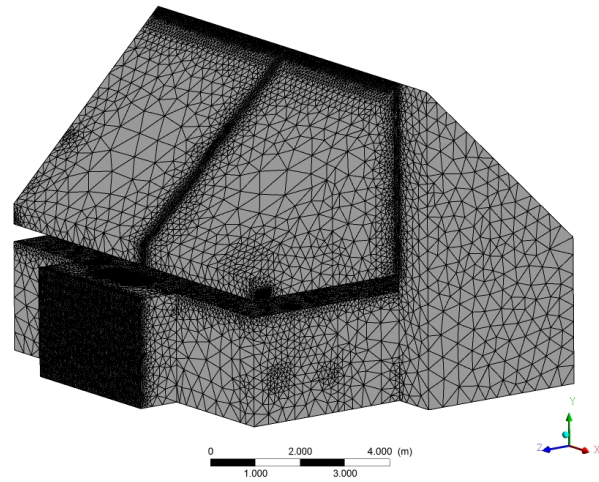


Abbildung 6.2: Lokal verfeinertes Gitter im Fluidvolumen am Beispiel einer Zuluftöffnung

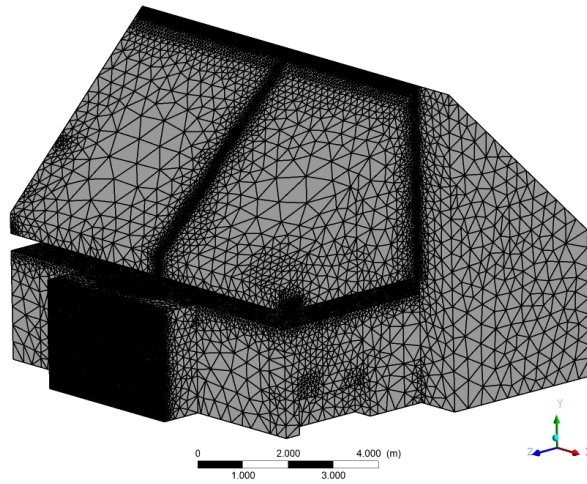
## 6.2 Rechengebiet und -gitter für die Untersuchung der Luftströmung im Simulationssetup „Fensterlüftung“

Die Diskretisierung des Fluidvolumens erfolgte mit einem Tetraedergitter. Es wurden drei unterschiedlich skalierte Gitter erzeugt. Die Abbildung 6.3 zeigt das diskretisierte Rechengebiet mit den drei unterschiedlichen Skalierungsfaktoren. Im Folgenden wird das Gitter mit dem Skalierungsfaktor 1 als F1 Gitter bezeichnet. Das Gitter mit dem Skalierungsfaktor 1,25 wird als F2 Gitter und das Gitter mit der Skalierung 1,5 als F3 Gitter bezeichnet. Eine Skalierung um 1,25 bzw. 1,5 bedeutet, dass das Gitter um 25% bzw. 50% gröber skaliert wurde.

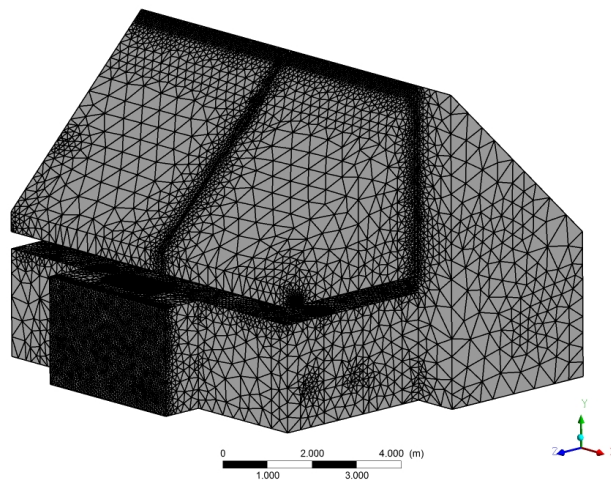
Die Ausdehnung des Rechengebiets, die Anzahl der Knoten und Elemente sowie die minimale und maximale Kantenlänge zwischen benachbarten Knoten kann der Tabelle 6.6 entnommen werden. Unter Beachtung von Gleichung 2.152 (vgl. Kapitel 2.8.2) ergibt sich für das vernetzte Volumen eine Mindestanzahl von 420.824 Kontrollvolumen. Die Mindestanzahl der Kontrollvolumen wurde für alle drei Tetraedergitter eingehalten.



(a) F1 Skalierung 1



(b) F2 Skalierung 1,25



(c) F3 Skalierung 1,5

Abbildung 6.3: Tetraedergitter F3 für die Untersuchung der Luftströmung bei Fensterlüftung

Tabelle 6.6: Angaben zum Rechengebiet für das Simulationssetup „Fensterlüftung“

Maximale Ausdehnung des Rechengebietes in x-Richtung	11,25 m
Maximale Ausdehnung des Rechengebietes in y-Richtung	7,3 m
Maximale Ausdehnung des Rechengebietes in z-Richtung	9,05 m
Vernetztes Volumen	371,8 m <sup>3</sup>
Mindestanzahl Kontrollvolumen nach [50]	420.824
<b>Gitter mit Skalierung 1 (F1 Gitter )</b>	
Anzahl der Knoten	950.885
Anzahl der Elemente (Tetraeder)	4.766.725
Min. Kantenlänge zwischen benachbarten Knoten [cm]	1,01
Max. Kantenlänge zwischen benachbarten Knoten [cm]	6,09
<b>Gitter mit Skalierung 1,25 (F2 Gitter )</b>	
Anzahl der Knoten	629.598
Anzahl der Elemente (Tetraeder)	3.107.652
Min. Kantenlänge zwischen benachbarten Knoten [cm]	1,04
Max. Kantenlänge zwischen benachbarten Knoten [cm]	10,74
<b>Gitter mit Skalierung 1,5 (F3 Gitter)</b>	
Anzahl der Knoten	494.019
Anzahl der Elemente (Tetraeder)	2.381.779
Min. Kantenlänge zwischen benachbarten Knoten [m]	1,03
Max. Kantenlänge zwischen benachbarten Knoten [cm]	10,00

An den Stellen im Fluidgebiet, wo größere Gradienten zu erwarten sind, wurde das Volumengitter lokal verfeinert. Dies betrifft die Bereiche um die geöffneten Fenster und die Überströmöffnungen in den geschlossenen Zimmertüren.

Die Tabellen 6.7 bis 6.9 zeigen die Qualität der Gitter am Beispiel des Seitenverhältnisses, der Winkelgröße und der Expansionsrate.

Tabelle 6.7: Gitterqualität in % am Beispiel des Seitenverhältnisses für die Gitter F1, F2 und F3

<b>Seitenverhältnis</b>	<b>&lt; 10.000</b>	<b>10.000 &lt; 100.000</b>	<b>&gt; 100.000</b>
<b>Gitter F1</b>	100%	0%	0%
<b>Gitter F2</b>	100%	0%	0%
<b>Gitter F3</b>	100%	0%	0%

Tabelle 6.8: Gitterqualität in % am Beispiel der Abweichung vom optimalen Winkel für die Gitter F1, F2 und F3

Winkel	$> 50^\circ$	$20^\circ < x < 50^\circ$	$< 20^\circ$
<b>Gitter F1</b>	100%	<1%	0%
<b>Gitter F2</b>	100%	<1%	0%
<b>Gitter F3</b>	99%	<1%	0%

Tabelle 6.9: Gitterqualität in % am Beispiel der Expansionsrate für die Gitter F1, F2 und F3

Expansionsrate	$< 5$	$5 < x < 20$	$> 20$
<b>Gitter F1</b>	87%	13%	<1%
<b>Gitter F2</b>	86%	14%	<1%
<b>Gitter F3</b>	85%	15%	<1%

### 6.3 Paramtereinstellungen und Initialisierung des Fluidgebiets zur Untersuchung der Luftströmung

Zur Untersuchung der Luftströmung wurde das stationäre Strömungsfeld betrachtet, das sich im Inneren des Hauses einstellt. Für die Simulation der Luftströmung wurde angenommen, dass sich die Temperatur im Haus nicht verändert (isotherm). In der Tabelle 6.10 sind die Einstellungen für das Fluidgebiet zusammengefasst. Als Startwert für das Geschwindigkeitsfeld wurden 0 m/s für die Geschwindigkeiten in u-, v-, w-Richtung vorgegeben. Für den relativen Umgebungsdruck wurde ein Wert von 0 Pa angenommen. Für die initiale Turbulenz wurden 5 % (mittlere Intensität), relativ zur Fluidgeschwindigkeit, eingestellt.

Tabelle 6.10: Einstellungen im Fluidgebiet zur Untersuchung der Luftströmung

Parameter	Einstellung
Rechentyp	stationär
Fluid	Luft (ideales Gas)
Auftriebsmodell	ja
Auftriebsreferenzdichte	1,2 kg/m <sup>3</sup>
Gravitation in y-Richtung	-g
Referenzposition	automatisch
Referenzdruck	1 atm
Wärmeübertragungsmodell	isotherm
Temperatur im Fluidgebiet	20°C
Turbulenzmodell	<i>k - ε Modell</i>

## 6.4 Lösungsverfahren

Zur Lösung der Gleichungssysteme stehen folgende Algorithmen zur Verfügung:

- sequentieller Lösungsalgorithmus
- simultaner bzw. gekoppelter Lösungsalgorithmus

Im sequentiellen Lösungsalgorithmus werden die Gleichungen so behandelt, als wenn sie nur eine unbekannte Variable enthalten würden. Alle anderen Variablen werden als bekannt angenommen, in dem man die besten zum Zeitpunkt bekannten Werte verwendet [9]. Beispielweise löst ANSYS CFX die Impulserhaltungsgleichung dadurch, dass zunächst der Druck geschätzt wird. Innerhalb des Lösungsalgorithmus ist dann ein zusätzlicher Term notwendig, der den Druck korrigiert.

In ANSYS CFX wird zur Lösung der hydrodynamischen Gleichungen (Gleichungen von Masse, Impuls und Energie) ein gekoppelter Lösungsalgorithmus angewendet. Das bedeutet, dass die hydrodynamischen Gleichungen als ein System behandelt und gelöst werden. Zu diesem Zweck werden die Gleichungen für jeden Zeitschritt mit einem impliziten Verfahren diskretisiert. Der Zeitschritt erfüllt hier die Funktion eines Unterrelaxationsparameters [27].

Stationäre Probleme werden in ANSYS CFX als instationäres Problem behandelt. D.h. es wird solange über einen Pseudozeitschritt iteriert, bis das System den stationären Zustand erreicht. Der Zeitschritt kann gewählt werden:

- automatisch, durch das Programm
- angepasst an die Gittergröße (lokaler Zeitschrittfaktor)
- als fester Zeitschritt über das gesamte Strömungsgebiet (physikalischer Zeitschritt)

Tabelle 6.11: Lösungsverfahren zur numerischen Untersuchung der Luftströmung

Advektionsschema	High Resolution
Turbulenz Numerics	First Order
Zeitdiskretisierung	automatisch
Längenskala Option für den Zeitschritt	Konservativ
Zeitschrittfaktor	1
Maximal Wert der Residuen	0,001
Maximal zulässige Bilanzdifferenz	1%

Bei der automatischen Berechnung des Zeitschrittes bestimmt das Programm einen physikalischen Zeitschritt, wobei die Randbedingungen, die Strömungsrichtung, die physikalischen Gegebenheiten und die Geometrie des gesamten Strömungsgebiets berücksichtigt werden. Wenn sich das Rechengebiet aus verschiedenen Fluidgebieten zusammensetzt, wird der kleinste Zeitschritt als automatischer Zeitschritt, der sich in einem der Fluidgebiete ergibt, angenommen.

In der Simulation wurde für die Residuen ein Maximalwert von 0,001 vorgegeben. Die höchstzulässige Bilanzdifferenz betrug 1%. Für die Untersuchung der Luftströmung in einem Gebäude mit kombiniertem Zu- und Abluftsystem wurde der Maximalwert der Residuen und der Wert für die Bilanzdifferenz variiert um zu zeigen, dass der Volumenstrom, der sich über die Grenzen des Rechengebietes bewegt, unabhängig vom Konvergenzkriterium ist (s.h. Kapitel 7.4).

## 6.5 Einstellungen für Randbedingungen und Grenzflächen zur Untersuchung der Luftströmung

Die Lösung der Navier-Stokes-Gleichungen ist nur dann möglich, wenn Randbedingungen für das Strömungsgebiet vorgegeben werden, da unbekannte Flüsse über die Kontrollvolumenseite am Rande des Strömungsgebiets als Kombination aus den inneren Werten des Rechengebietes und den bekannten Randdaten ausgedrückt werden.

Randgebiete können als Einström- (Inlet), Auslass- (Outlet) oder offener (Opening) Rand sowie als Wand oder Symmetrieachse definiert werden [59]. Eine Wand-Randbedingung ist für konvektive Flüsse undurchlässig. Diffuse Flüsse, z.B. in Form eines Wärmeflusses, können eine Wand passieren, solange die Wand nicht adiabatisch ist. Durch die Wahl der Randbedingungen am Einström-, Austritts- oder offenem Rand wird die Bewegungsrichtung der Flüsse über die Grenzen der Kontrollvolumenränder festgelegt.

Außerdem können zwischen Fluid- und Feststoffgebieten sowie zwischen unterschiedlichen Fluidgebieten Grenzflächen (engl. Interfaces) definiert werden [59].

Die Kombination der verschiedenen Randbedingungen legt die Robustheit der Lösung fest. Dabei gilt die Kombination von Geschwindigkeit bzw. Massenstrom auf dem Ein-



stromrand und dem statischem Druck auf dem Auslassrand als besonders robust [27]. Im Folgenden werden die Randbedingungen für die Untersuchung der Luftströmung dargestellt. Dabei wird zunächst auf die Einstellung für das Simulationssetup „Kombiniertes Zu- und Abluftsystem“ eingegangen. Nachfolgend werden dann die Einstellungen für das Simulationssetup „Fensterlüftung“ gezeigt. Die Einstellungen für die Ein- und Ausström- ränder werden im Kapitel 6.6 für das Simulationssetup „Luftströmung kombiniertes Zu- und Abluftsystem“ und im Kapitel 6.7 für das Simulationssetup „Luftströmung Fenster- lüftung“ erläutert.

### Kombiniertes Zu- und Abluftsystem

Für die Außenwände, das Dach und die geschlossenen Fenster des Hauses wurde eine Wand-Randbedingung gesetzt. Die Geschwindigkeit des Fluids in direkter Nähe zur Wand beträgt 0 m/s (Wandhaftbedingung). Für die Rauigkeit der Wände wurde als glatt angenommen. Eine Zusammenfassung der Vorgaben der Wand-Randbedingungen ist in Tabelle 6.12 dargestellt.

Tabelle 6.12: Randbedingungen für Außenwände, Dach und Fenster im Simulationssetup „Kombiniertes Zu- und Abluftsystem“

<b>Randbedingungen für Außenwände, Dach und Fenster</b>	
<b>Typ</b>	Wand
<b>Masse und Impuls</b>	Wandhaftbedingung
<b>Wandrauhigkeit</b>	glatt

Die Räume des Hauses wurden als eigenständige Fluidgebiete vernetzt. Aus diesem Grund können die Wände, die zwischen den einzelnen Räumen liegen (Innenwände), als Grenzfläche (engl. Interface) definiert werden. Durch eine Fluid-Fluid Grenzfläche wird zwischen zwei Fluidgebieten eine Oberfläche gesetzt. Da nur die Oberfläche der Wand vernetzt wird, bietet die Fluid-Fluid Grenzfläche den Vorteil, dass für die Wandstärke keine weiteren Kontrollvolumen berücksichtigt werden müssen. Über das Grenzflächenmodell und die Gitterverbindung wird vorgegeben, wie die Daten von einer Seite der Grenzfläche zur anderen Seite der Grenzfläche verarbeitet werden. Als Grenzflächenmodell wurde hier die generelle Verbindung (engl. general connection) gewählt. Das Modell verbindet Regionen auch dann miteinander, wenn die Gitter auf den beiden Seiten der Schnittstelle nicht 1:1 übereinstimmen. Die Gitterverbindung erfolgt über eine generelle Gittergrenzfläche (engl. General Grid Interface). Die Berechnung der Grenzfläche basiert auf einem impliziten Algorithmus und ist strikt konservativ [27]. In der Tabelle 6.13 sind die Einstellungen für die Innenwände zusammengefasst.

Tabelle 6.13: Einstellungen für Innenwände

<b>Grenzflächentyp</b>	Fluid-Fluid
<b>Grenzflächen Modell</b>	General Connection
<b>Masse und Impuls</b>	Wandhaftbedingung
<b>Gitterverbindung</b>	General Grid Interface

In den Türen der Räume befinden sich die Überströmöffnungen. Durch die Überströmöffnungen bewegt sich die Luft von Raum zu Raum. Die Überströmöffnungen wurden ebenfalls als Grenzflächen definiert (vgl. Tabelle 6.14). Für die Erhaltung von Masse, Impuls und Energie wurde ein konservativer Strom zwischen den beiden Seiten einer Grenzfläche angenommen (engl: Conservative Interface Flux). Die Tabelle 6.14 zeigt die Einstellungen für die Überströmöffnungen.

Tabelle 6.14: Einstellungen für Überströmöffnungen

<b>Grenzflächentyp</b>	Fluid-Fluid
<b>Grenzflächen Modell</b>	General Connection
<b>Masse und Impuls</b>	Conservative Interface Flux
<b>Gitterverbindung</b>	General Grid Interface

### Fensterlüftung

Für die Außenwände, die geschlossenen Fenster und das Dach wurden die Einstellungen aus Tabelle 6.12 übernommen. Die Innenwände wurden vollständig vernetzt, da das Luftvolumen des Hauses als ein Volumen (ohne Grenzflächen) abgebildet werden sollte. Die Innenwände bestehen aus Innenwandziegeln. In der Tabelle 6.15 sind die Materialeigenschaften aufgeführt.

Tabelle 6.15: Materialeigenschaften der Innenwandziegel

<b>Molare Masse</b>	1 kg/kmol
<b>Dichte</b>	1600 kg/m <sup>3</sup>
<b>spezifische Wärmekapazität</b>	835 J/(kgK)

Der Übergang zwischen Innenwand und Fluid wurde durch eine Grenzfläche vom Typ Fluid-Feststoff realisiert. Die Parameter für die Definition der Grenzfläche sind Tabelle 6.16 zusammengefasst.

Tabelle 6.16: Einstellungen für Innenwände im Simulationssetup „Fensterlüftung“

<b>Grenzflächentyp</b>	Fluid-Feststoff
<b>Grenzflächen Modell</b>	General Connection
<b>Masse und Impuls</b>	Wandhaftbedingung
<b>Gitterverbindung</b>	General Grid Interface

Für die Außenwände, in denen sich ein geöffnetes Fenster befindet, wurde eine Fluid-Fluid Grenzfläche definiert. Die Definition dieser Grenzfläche folgt den Einstellungen für Innenwände und ist in Tabelle 6.13 erläutert. Die offenen Fenster können ebenfalls durch eine Grenzfläche dargestellt werden. Zu diesem Zweck muss eine Fluid-Fluid Grenzfläche ausgewählt werden, die es erlaubt, dass sich Ströme von der einen Seite der Grenzfläche auf die andere Seite der Grenzfläche bewegen können. Die Tabelle 6.17 zeigt, welche Einstellungen für diese Grenzfläche vorzunehmen sind.

Tabelle 6.17: Definition der Grenzfläche für ein offenes Fenster

<b>Schnittstellentyp</b>	Fluid-Fluid
<b>Schnittstellen Modell</b>	General Connection
<b>Gitterverbindung</b>	General Grid Interface
<b>Masse und Impuls</b>	Conservative Interface Flux

## 6.6 Randbedingungen für Ein- und Ausströmränder im Simulationssetup „Kombiniertes Zu- und Abluftsystem“

Eine Besonderheit von ANSYS CFX ist, dass sich ein Fluid über einen Einströmrand auch aus dem Rechengebiet hinaus bewegen kann. Dies ist immer dann möglich, wenn als Bedingung auf dem Einströmrand eine Geschwindigkeit vorgegeben wurde. Die Abbildung 6.4 verdeutlicht den Sachverhalt. Außerdem ist es möglich, dass ein Fluid über einen Ausströmrand in das Rechengebiet einströmt. Wird einem Rand ein Druck oder ein Massenstrom vorgegeben, so kann sich das Fluid an einem Einströmrand nur über den Rand in das Fluidgebiet hinein bewegen. Bei einem Ausströmrand, auf dem eine Druckrandbedingung oder ein Massestrom vorgegeben ist, ist die Strömungsrichtung des Fluids aus dem Rechengebiet hinaus gerichtet. Gegenläufige Strömungen werden bei der Kombination aus Ein- bzw. Ausströmrand und Druck- oder Massenstromrandbedingung durch künstlich errichtete Wände zurückgehalten (vgl. Abbildung 6.5). Diese Wände werden vom SOLVER automatisch errichtet und können einen Rand teilweise oder ganz verschließen. Wird ein Rand ganz verschlossen, so kann es Probleme im linearen SOLVER geben, da dieser dann keinen Druck mehr an der Öffnung ermitteln kann.

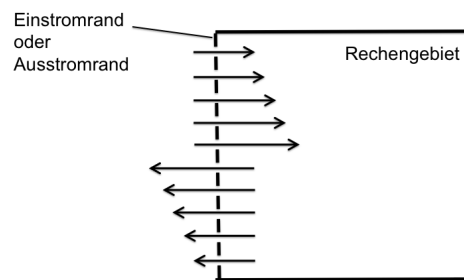


Abbildung 6.4: Auswirkungen einer Geschwindigkeitsrandbedingung auf die Strömungsrichtung an den Rändern

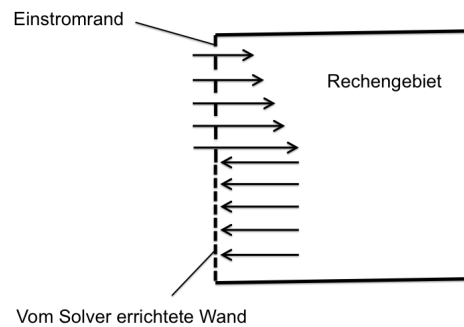


Abbildung 6.5: Auswirkungen einer Druck- oder Massenstromrandbedingung auf die Strömungsrichtung an den Rändern

Die Tabellen 6.18 bis 6.20 zeigen wie die Randbedingungen für die Einlass- (Zuluft-) bzw. Ausstromränder (Abluftöffnungen) variiert wurden. Es wurde jeweils eine Geschwindigkeitsrandbedingung  $v$  (vorgegebene Geschwindigkeit orthogonal zur Randfläche) mit einer Druckrandbedingung  $p$  (relativer Druck auf dem Rand) kombiniert. Außerdem wurde der Typ des Randes verändert. Nachfolgend werden die Varianten kurz erläutert. Die Volumenströme, die in den drei Varianten der Randbedingungen über die Ränder des Rechengebietes transportiert werden, und deren Einfluss auf die Luftströmung im Innern des Gebäudes, sind in Kapitel 7.1 dargestellt.

### Variante 1

Die Zuluftöffnungen wurden in der Variante 1 als Einstromrand mit einer Geschwindigkeit normal zum Rand definiert (vgl. Tabelle 6.18). Durch die Geschwindigkeit von 0,19 m/s bzw. 0,76 m/s werden 23,4 m<sup>3</sup>/h bzw. 31,3 m<sup>3</sup>/h Frischluft in das Strömungsgebiet transportiert. Der erforderliche Frischluftvolumenstrom ergibt sich aus den Berechnung in Anhang A. Für die Abluftöffnungen wurde eine Druckrandbedingung auf einem offenen Rand vorgegeben.

Tabelle 6.18: Variation der Randbedingungen für Zu- und Abluftöffnungen, Variante 1

Lüftungsöffnung	Typ	Masse und Impuls	Option	Turbulenz
Wohnzimmer 1 Wohnzimmer 2 Wohnzimmer 3	Einstromrand	Geschwindigkeit normal zum Rand	0,19 m/s	5% relativ zur Strömungsgeschwindigkeit
Schlafzimmer 1 Schlafzimmer 2 Arbeitszimmer	Einstromrand	Geschwindigkeit normal zum Rand	0,76 m/s	5% relativ zur Strömungsgeschwindigkeit
Küche Hauswirtschaftsraum Badezimmer EG Badezimmer OG	offener Rand	$p$ , Richtung	relativer Druck 0 Pa	Null Gradient

### Variante 2

In der Variante 2 wurden sowohl auf den Zuluft- als auch auf den Ablufträndern Geschwindigkeitsrandbedingungen vorgegeben. Außerdem wurde im Wohnzimmer in der Außenwand des Hauses eine Fläche von 100 cm<sup>2</sup> als offener Rand (Druck und Richtung 0 Pa) definiert (s.h. Tabelle 6.19). Diese zusätzliche Öffnung in der Gebäudehülle soll den Einfluss von Undichtigkeiten in der selbigen aufzeigen. Durch eine Geschwindigkeit von 0,47 m/s werden aus der Küche bzw. aus dem Badezimmer im Obergeschoss jeweils 52,7 m<sup>3</sup>/h Abluft über die Grenzen des Rechengebiets nach außen befördert (s.h. Anhang A). Aus dem Badezimmer des Erdgeschosses und aus dem Hauswirtschaftsraum werden jeweils 29,3 m<sup>3</sup>/h Abluft entfernt (vgl. Anhang A).

Tabelle 6.19: Variation der Randbedingungen für Zu- und Abluftöffnungen, Variante 2

Lüftungsöffnung	Typ	Masse und Impuls	Option	Turbulenz
<b>Wohnzimmer 1</b> <b>Wohnzimmer 2</b> <b>Wohnzimmer 3</b>	Einstromrand	Geschwindigkeit normal zum Rand	0,19 m/s	5% relativ zur Strömungsgeschwindigkeit
<b>Schlafzimmer 1</b> <b>Schlafzimmer 2</b> <b>Arbeitszimmer</b>				5% relativ zur Strömungsgeschwindigkeit
<b>Küche</b> <b>Badezimmer OG</b>				-
<b>Badezimmer EG</b> <b>Hauswirtschaftsraum</b>	Ausstromrand	Geschwindigkeit normal zum Rand	0,26 m/s	-
<b>Undichtigkeiten</b>	offener Rand	$p$ , Richtung	relativer Druck 0 Pa	Null Gradient

### Variante 3

Die Tabelle 6.20 zeigt die Bedingungen für Zu- bzw. Ausströmränder der Variante 3. Die Zulufränder werden durch eine Druckrandbedingung beschrieben, während auf den Ausströmrändern eine Geschwindigkeit vorgegeben wurde. Die Geschwindigkeiten wurden so gewählt, dass aus der Küche und dem Badezimmer im Obergeschoss jeweils  $53 \text{ m}^3/\text{h}$  und aus dem Badezimmer im Erdgeschoss und im Hauswirtschaftsraum jeweils  $29 \text{ m}^3/\text{h}$  über die Grenzen des Rechengbietes ausströmen. Die Volumenströme ergeben sich aus den Berechnungen in Anhang A.

Tabelle 6.20: Variation der Randbedingungen für Zu- und Abluftöffnungen, Variante 3

Lüftungsöffnung	Typ	Masse und Impuls	Option	Turbulenz
Wohnzimmer 1				
Wohnzimmer 2			relativer	
Wohnzimmer 3	offener Rand	$p$ , Richtung	Druck	Null Gradient
Schlafzimmer 1			0 Pa	
Schlafzimmer 2				
Arbeitszimmer				
Küche			Ausstromrand	
Badezimmer OG				
Badezimmer EG	Ausstromrand	Geschwindigkeit normal zum Rand	0,26 m/s	-
Hauswirtschaftsraum				

## 6.7 Randbedingungen und Grenzflächen im Simulationssetup „Fensterlüftung“

Das Haus wurde mit einer Luftgeschwindigkeit von 3 m/s angeströmt. Dies entspricht nach der Windskala des deutschen Wetterdienstes einer leichten Brise (Wind im Gesicht spürbar). In der Simulation tritt der Wind über die Ränder, die parallel zur z-Richtung liegen, in das Strömungsgebiet ein. In der Abbildung 6.6 sind das Rechenggebiet und die Windrichtung sowie die Lage der offenen Fenster dargestellt. Das Rechenggebiet wurde vor den offenen Fenstern um 1 m erweitert. Die Erweiterung stellt die Umgebung dar, in der sich das Haus befindet. Die schwarzen Pfeile zeigen die Windrichtung an. Um die Zu- und Abluftverhältnisse im Vergleich zum Simulationssetup mit kombiniertem Zu- und Abluftsystem ähnlich zu gestalten, wurden in der Küche (in der Abbildung 6.6 nicht zu sehen), im Hauswirtschaftsraum (in der Abbildung 6.6 nicht zu sehen), im Badezimmer des Obergeschosses und im Wohnzimmer die Fenster geöffnet. Der Wind strömt an den geöffneten Fenstern im Hauswirtschaftsraum, im Badezimmer im Obergeschoss und in der Küche seitlich am Fenster vorbei. Das geöffnete Fenster im Wohnzimmer wird frontal vom Wind angeströmt. Die Zimmertüren der Schlafzimmer sind geöffnet. Alle anderen Zimmertüren sind geschlossen. Um den Volumenstrom abzubilden, der auf Grund von Undichtigkeiten durch eine geschlossene Tür in ein angrenzendes Zimmer gelangen kann, sind in den geschlossenen Zimmertüren die Überströmöffnungen aus der Simulation mit kombiniertem Zu- und Abluftsystem geöffnet.

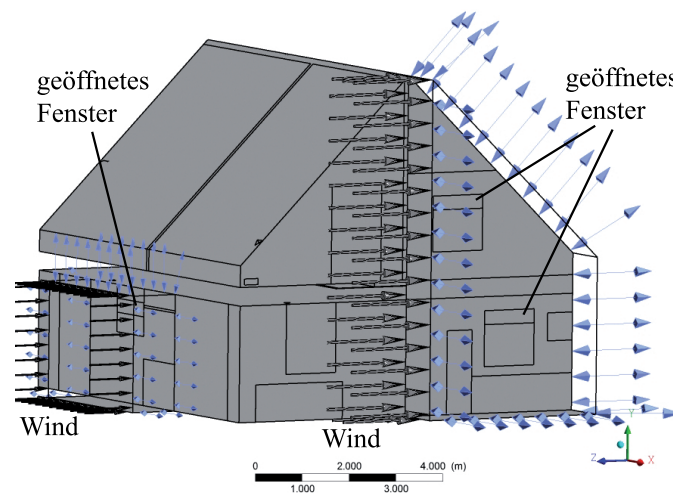


Abbildung 6.6: Rechengebiet mit Windrichtung und Lage der geöffneten Fenster

Die „Wind“-Ränder wurden als Einströmrand mit einer vorgegebenen Geschwindigkeitsrandbedingung (normal zur Fläche) definiert. Der Übergang zur Umgebung wird durch offene Ränder mit einer Druckrandbedingung dargestellt. Die Tabelle 6.21 zeigt die Einstellungen für die Randbedingung.

Tabelle 6.21: Randbedingungen auf Einström- und offenen Rändern im Simulationssetup „Fensterlüftung“

<b>Einströmrand (Wind)</b>		
Masse und Impuls	Geschwindigkeit, Normal zur Randfläche	3 m/s
Turbulenz	Mittlere Turbulenz	5%
<b>Offener Rand (Übergang zur Umgebung)</b>		
Masse und Impuls	Druck und Richtung	relativer Druck 0 Pa, Normal zur Randfläche
Turbulenz		Null Gradient



## 7 Ergebnisse der numerischen Untersuchung zur Luftströmung

### 7.1 Einfluss der Randbedingungen auf die Luftvolumenströme über die Systemgrenzen im Simulationssetup „Kombiniertes Zu- und Abluftsystem“

Wird das Lüftungssystem in einem Passivhaus kontinuierlich, d. h. mit unveränderten Einstellungen betrieben, stellt sich ein stationäres Strömungsfeld ein. Für das stationäre Strömungsfeld muss zunächst der Nachweis erbracht werden, dass die Luftvolumenströme nach DIN 1946-6 [5] eingehalten werden. In Abhängigkeit der gewählten Randbedingungen (vgl. Kapitel 6.6) stellen sich die in Abbildung 7.1 und 7.2 dargestellten Zu- bzw. Abluftvolumenströme über die Ränder des Rechengebietes ein. Die dargestellten Ergebnisse wurden auf dem Gitter V2 berechnet.

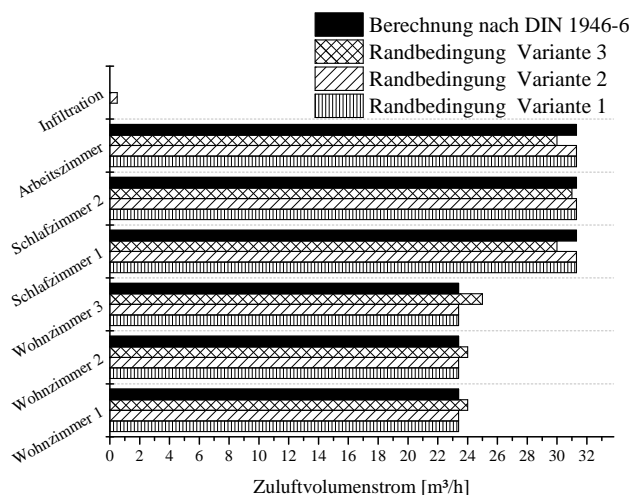


Abbildung 7.1: Zuluftvolumenströme über die Ränder des Rechengebietes in Abhängigkeit der gewählten Randbedingung

Aus der Abbildung 7.1 ist zu erkennen, dass der geförderte Zuluftvolumenstrom über die Zulufränder, denen eine Geschwindigkeitsrandbedingung (Variante 1 und 2) zugewiesen ist, den berechneten Volumenströmen nach DIN 1946-6 entsprechen. In der Variante 2 wurde noch die Infiltration durch Undichtigkeiten in der Gebäudehülle berücksichtigt. Es traten  $0,6 \text{ m}^3$  Luft pro Stunde über den Rand in das Strömungsgebiet ein. Die Zuluftvolumenströme die sich in der Variante 3 einstellen sind für die Zuluftöffnungen 1 und 2

im Wohnzimmer um 2,6% größer (entsprechen  $0,6\text{m}^3/\text{h}$ ) als die theoretisch berechneten Werte. Für die Öffnung 3 im Wohnzimmer weicht der Volumenstrom in der Variante 3 um 5,85% (entsprechen  $2\text{m}^3/\text{h}$ ) von den berechneten Werten nach DIN 1946-6 ab. Für die Abluftvolumenströme (vgl. Abbildung 7.2) können folgende Feststellungen getroffen werden:

- In der Variante 1 werden über die Ränder, auf denen eine Geschwindigkeitsrandbedingung vorgegeben war, ein Volumenstrom transportiert, der dem Volumenstrom entspricht, der nach DIN 1946-6 [5] berechnet wurde.
- In der Variante 2 ist der Abluftvolumenstrom aus dem Badezimmer im Erdgeschoss und aus der Küche um jeweils  $0,3\text{m}^3/\text{h}$  größer als der theoretisch berechnete Wert. Die Massenbilanz über das Strömungsgebiet ist trotzdem ausgeglichen, da durch die Infiltration  $0,6\text{m}^3/\text{h}$  Luft ins Strömungsgebiet eintreten.
- Die Abluftvolumenströme, die in der Variante 1 über die Systemgrenzen transportiert werden, entsprechen nicht den Vorgaben aus der DIN 1946-6 [5]. Der Abluftvolumenstrom für die Abluftöffnung im Badezimmer im Obergeschoss beträgt  $78\text{m}^3/\text{h}$  und liegt damit 48% über dem geforderten Volumenstrom. Die Volumenströme über den Abluftöffnungen in der Küche, im Hauswirtschaftsraum, und vom Badezimmer im Erdgeschoss sind kleiner als theoretisch berechnet.

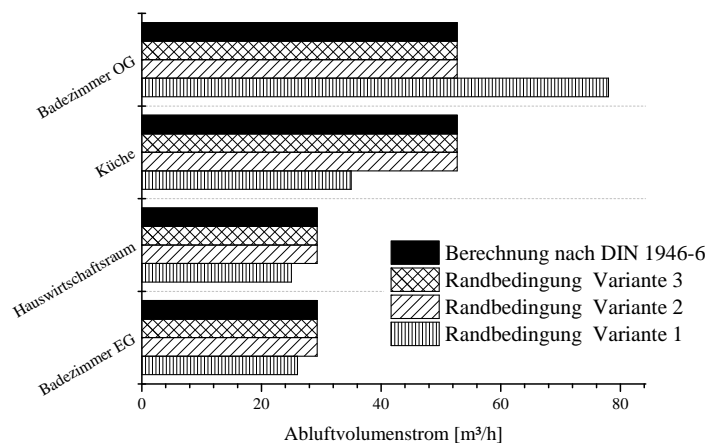


Abbildung 7.2: Abluftvolumenströme über die Ränder des Rechengebietes in Abhängigkeit der gewählten Randbedingung

Es zeigt sich, dass die Wahl der Randbedingungen die Größenordnung der Volumenströme über die Grenzen des Rechengebietes beeinflusst. Die Variante 2 liefert die Vo-

lumenströme, die den theoretisch berechneten Werten am nächsten sind. Allerdings ist bei einem Gebäude moderner Bauweise davon auszugehen, dass das Gebäude nahezu luftdicht ist. In den folgenden Simulationen soll dieser Umstand berücksichtigt werden, weshalb die Variante 2 in den anstehenden Ausführungen nicht betrachtet wird. Für die Brandsimulation wurden die Einstellungen der Randbedingungen aus der Variante 3 gewählt. Die Konfiguration speziell dieser Variante gewährleistet, dass der Abluftvolumenstrom auch bei veränderten Bedingungen im Raum konstant weiter befördert wird. Die Abweichungen vom theoretischen Wert der Zuluftvolumenströme in der Variante 3 liegen in einer Größenordnung von unter 6% (entspricht unter  $2\text{ m}^3/\text{h}$ ) und sind bei einem Gebäudevolumen von  $356,7\text{ m}^3$  vertretbar. Für die Varianten 2 und 3 ergibt sich ein Luftwechsel von 0,46 (vgl. Kapitel 5.3.2).

## 7.2 Einfluss der Randbedingungen auf den Raumdruck im Simulationssetup „Kombiniertes Zu- und Abluftsystem“

Für die Luftbewegung im Inneren eines Gebäudes moderner Bauweise ist die Druckdifferenz, welche durch das kombinierte Zu- und Abluftsystem zwischen Zu- und Ablufträumen geschaffen wird, maßgeblich (vgl. Kapitel 5.3). In einer inkompressiblen Strömung erfüllt der Druck die Funktion einer Zwangsbedingung. Diese Zwangsbedingung muss die Kontinuität des Geschwindigkeitsfeldes sicherstellen. Abbildung 7.3 gibt den Verlauf des Raumdruckes vom Zulufttraum über die Überströmzone zum Ablufttraum für die verschiedenen Varianten der Randbedingungen wieder.

Zur Darstellung wurden die Ergebnisse der Simulation auf dem Gitter V2 verwendet. Es zeigt sich, dass die Druckdifferenz zwischen dem Schlafzimmer 1 und der Überströmzone für alle drei Randbedingungsvarianten die gleiche Größenordnung hat. Durch die Variation der Randbedingungen stellen sich andere Drücke im Strömungsgebiet ein, was zu unterschiedlichen Druckdifferenzen zwischen Zu- und Ablufträumen führt. Die Druckdifferenz zwischen dem Schlafzimmer 1 (Zulufttraum) und dem Badezimmer OG (Ablufttraum) beträgt in Variante 1 0,7 Pascal und in den Varianten 2 und 3 jeweils 1 Pascal.

Die Abbildung 7.4 zeigt die Raumdrücke für den Wohnbereich, den Flur im Erdgeschoss und die Gästetoilette. Zwischen dem Wohnzimmer und dem Flur im Erdgeschoss bildet sich keine Druckdifferenz aus. Dieser Umstand kann auf die offenen Türen zwischen Wohnzimmer bzw. Küche und Flur zurückgeführt werden. Die Druckdifferenz zwischen Wohnzimmer (Zulufttraum) und Gästetoilette (Ablufttraum) beträgt in der Variante 1 0,3 Pascal. Für die Variante 2 und 3 ergibt sich eine Druckdifferenz von 0,4 Pascal. Die Untersuchung der Varianten 2 und 3 zeigt, dass sich durch die unterschiedlichen Randbedingungen kein signifikanter Unterschied im Druckfeld ergibt. Die Druckdifferenz, die sich zwischen dem Flur und dem Hauswirtschaftsraum einstellt, entspricht der Druckdifferenz, die zwischen dem Flur und der Gästetoilette ausbildet. Diese Übereinstim-

mung der Druckdifferenz war zu erwarten, da die Überströmöffnungen zwischen Flur und Gästetoilette bzw. Flur und Hauswirtschaftsraum gleich groß sind und auch die Abluftvolumenströme aus den beiden Räumen den gleichen Betrag aufweisen.

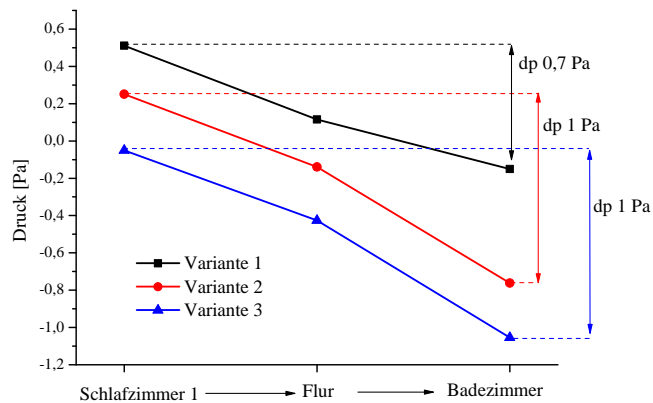


Abbildung 7.3: Druckverlauf bei veränderten Randbedingungen zwischen Zuluft- und Abluftraum am Beispiel der Räume Schlafzimmer 1, Flur OG und Bad OG

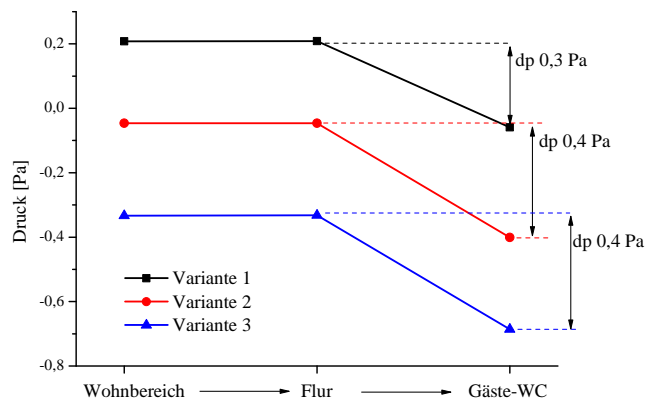


Abbildung 7.4: Druckverlauf bei veränderten Randbedingungen zwischen Zuluft- und Abluftraum am Beispiel der Räume Wohnzimmer, Flur EG und Bad EG

### 7.3 Einfluss der Randbedingungen auf das Strömungsfeld im Simulationssetup „Kombiniertes Zu- und Abluftsystem“

Der Einfluss der Randbedingungen auf das Strömungsfeld der Luft wird anhand der Varianten 1 und 3 erläutert. In der Abbildung 7.5 sind die Stromlinien für die Bewegung der Luft im Erdgeschoss dargestellt. Die Abbildung zeigt die Stromlinien in der XZ-Ebene in einer Höhe von 2 m. Es ist zu erkennen, dass sich die Luft im Wohnzimmer auf der linken und rechten Seite des Raumes kreisförmig um die Zuluftöffnungen bewegt. Ein Teil der Luft strömt vom Wohnzimmer in den Flur ein. Im Flur kommt es zu Zirkulationen, die durch die nahe gelegene Treppe zu erklären sind. Außerdem bilden sich im Hauswirtschaftsraum und im Gästetoilette sowie in der Küche Luftverwirbelungen aus. Diese sind auf die Abluftöffnungen zurückzuführen, die sich in diesen Räumen befinden. Für beide Varianten ist eine Luftbewegung vom Wohnzimmer zur Küche bzw. in den Flur und von dort in den Hauswirtschaftsraum bzw. die Gästetoilette zu verzeichnen.

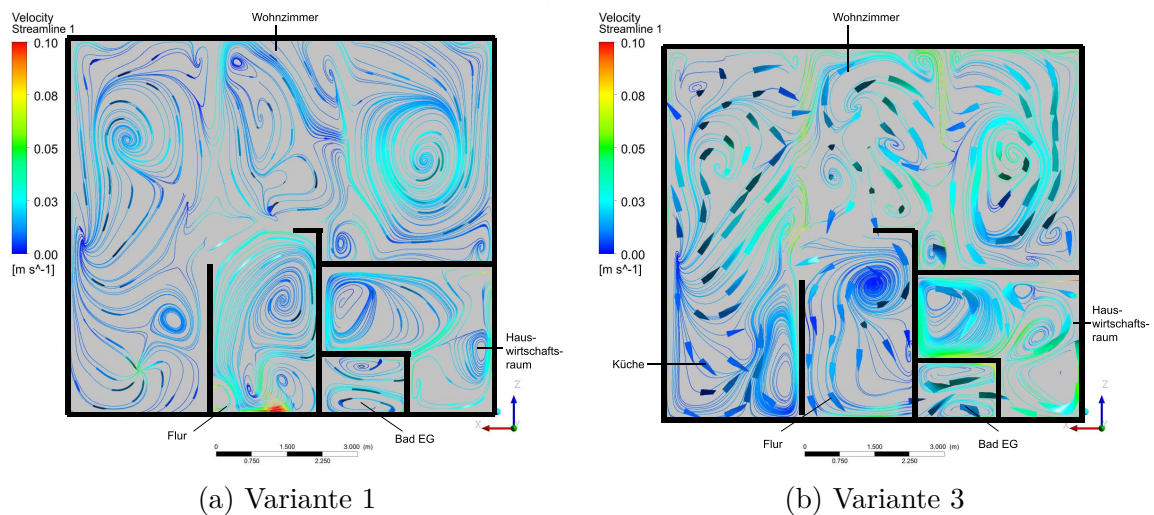


Abbildung 7.5: Schnittenebene durch das Erdgeschoss in einer Höhe von 2 m mit Darstellung der Stromlinien der Luftbewegung für die Randbedingungen Variante 1 und 3, Gitter V2

## 7.4 Einfluss des Konvergenzkriteriums auf die Größe der ein- und austretenden Volumenströme im Simulationssetup „Kombiniertes Zu- und Abluftsystem“

Während die Volumenströme über die Abluftöffnungen in der Variante 3 durch die Wahl der Randbedingungen vorgegeben sind, sind die Volumenströme, die über die Zuluftöffnungen ins Strömungsgebiet eintreten, Teil der numerischen Lösung. D.h. das Konvergenzkriterium ist so zu wählen, dass die eintretenden Volumenströme unabhängig vom gewählten Konvergenzkriterium sind.

Die Simulationen wurden bei einem Konvergenzkriterium (RMS-Wert) von  $10^{-1}$ ,  $10^{-2}$  und  $10^{-3}$  abgebrochen. Zusätzlich zum RMS-Wert wurde ein maximaler Wert für die zulässige Bilanzdifferenz der in das Strömungsgebiet ein- und austretenden Flüsse vorgegeben. Die RMS-Werte und der Wert für die Bilanzdifferenz wurden zwischen  $10^{-1}$ ,  $10^{-2}$  und  $10^{-3}$  variiert. In der Abbildung 7.6 ist die Summe der Volumenströme, die sich durch Addition der einzelnen Volumenströme über die Zuluftöffnungen ergeben, in Abhängigkeit des Konvergenzkriteriums und der Bilanzdifferenz dargestellt.

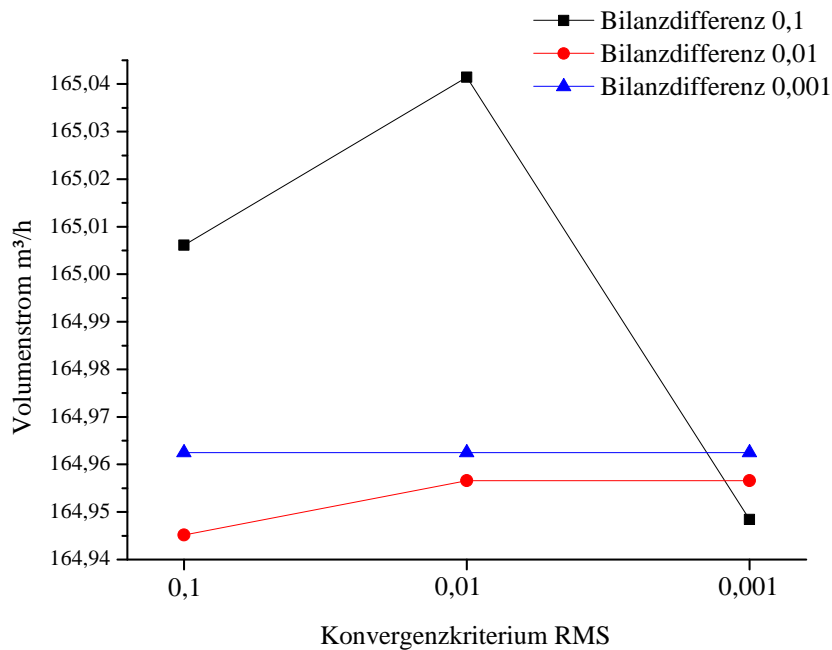


Abbildung 7.6: Massenstrom als Funktion des Konvergenzkriteriums und der Bilanzdifferenz

Aus der Abbildung 7.6 geht hervor, dass der Volumenstrom bei einer Bilanzdifferenz

von  $10^{-3}$  für die Simulationen mit den Konvergenzkriterien  $10^{-1}$ ,  $10^{-2}$  und  $10^{-3}$  einen konstanten Wert annimmt. Der Volumenstrom, der sich aus den Simulationen mit einer Bilanzdifferenz von  $10^{-2}$  für die RMS-Werte  $10^{-2}$  und  $10^{-3}$  ergibt, ist gleich groß. Der Volumenstrom, welcher aus den Vorüberlegungen zur Berechnung des Lüftungssystems resultiert, liegt bei  $164 \text{ m}^3/\text{h}$ . Aus diesem Grund wurde für die nachfolgenden Simulationen das Konvergenzkriterium mit einem RMS-Wert von  $10^{-3}$  und einer zulässigen Bilanzdifferenz von  $10^{-2}$  gewählt.

## 7.5 Fehler durch örtliche Diskretisierung am Beispiel der Luftgeschwindigkeit für das Simulationssetup „Kombiniertes Zu- und Abluftsystem“

Zur Untersuchung des Approximationsfehlers wurden die einzelnen Strömungsgebiete getrennt betrachtet. Zu diesem Zweck wurden im PRE-PROZESSOR Auswertepunkte definiert, an denen die Geschwindigkeit aufgezeichnet wurde. Die Lage der Auswertepunkte ist im Anhang B dargestellt. Der Fehler durch örtliche Diskretisierung wurde auf dem Gitter V2 mit den Randbedingungen der Variante 3 untersucht. In der Abbildung 7.7 sind die Geschwindigkeiten dargestellt, die sich nach 50 Pseudozeitschritten an den Auswertepunkten im Obergeschoss einstellen.

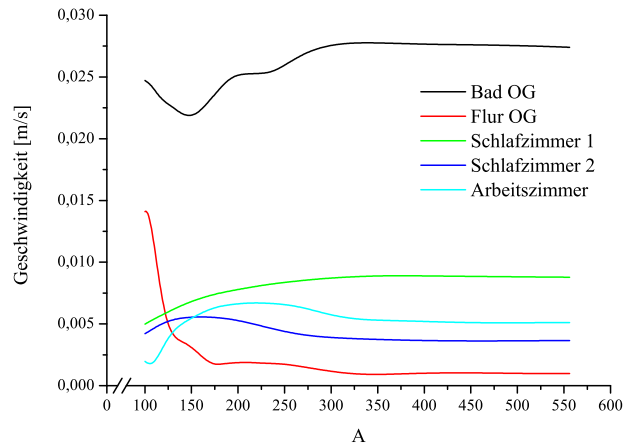


Abbildung 7.7: Geschwindigkeiten an den Auswertepunkten im Bad OG, Flur OG und Esszimmer während des Iterationsprozesses; Gitter V2 Randbedingung R3

Die Geschwindigkeiten für die Zeitschritte 0 bis 50 sind nicht abgebildet, da sie um

Tabelle 7.1: Gegenüberstellung der Geschwindigkeiten an den Auswertepunkten für die Variante 3 Gitter 1, 2, 3 und extrapolierte Geschwindigkeit für die Gitter AB bzw. AC sowie Angabe des extrapolierten relativen Fehlers

Auswertepunkt	$u_A$ m/s	$u_B$ m/s	$u_C$ m/s	$u^{AB}$ m/s	$\epsilon_{\text{ext}}^{AB}$ %	$u^{AC}$ m/s	$\epsilon_{\text{ext}}^{AC}$ %
Bad EG	0,023	0,022	0,019	0,023	$\leq 10^{-3}$	0,023	$\leq 10^{-3}$
Bad OG	0,027	0,016	0,017	0,029	7	0,027	$\leq 10^{-3}$
Hauswirtschaftsraum	0,008	0,005	0,012	0,008	$\leq 10^{-3}$	0,008	$\leq 10^{-3}$
Esszimmer 1	0,008	0,006	0,01	0,009	11	0,007	14
Esszimmer 2	0,003	0,006	0,003	0,003	$\leq 10^{-3}$	0,005	20
Küche	0,005	0,004	0,008	0,005	$\leq 10^{-3}$	0,005	$\leq 10^{-3}$
Flur OG	0,001	0,011	0,012	0,001	$\leq 10^{-3}$	0,001	$\leq 10^{-3}$
Schlafzimmer 1	0,009	0,011	0,011	0,009	$\leq 10^{-3}$	0,009	$\leq 10^{-3}$
Schlafzimmer 2	0,004	0,007	0,008	0,004	$\leq 10^{-3}$	0,004	$\leq 10^{-3}$

ein Vielfaches größer sind als die Werte der Geschwindigkeiten, die sich mit fortschreitendem Berechnungsprozess ergeben. Nach etwa 400 Pseudozeitschritten stellt sich an allen Auswertepunkten eine konstante Geschwindigkeit ein. Die größte Geschwindigkeit wird im Badezimmer im Obergeschoss erreicht. Sie liegt bei  $2,74 \cdot 10^{-2}$  m/s. Die kleinste Geschwindigkeit beträgt  $9,85 \cdot 10^{-4}$  m/s und wird im Flur Obergeschoss gemessen. Die Geschwindigkeiten an den Auswertepunkten im Erdgeschoss liegen zwischen  $2,74 \cdot 10^{-2}$  m/s und  $9,8 \cdot 10^{-4}$  m/s. Ausgehend von den Geschwindigkeiten an den Auswertepunkten können auf Grundlage der systematischen Gitterverfeinerung extrapolierte Werte für die Geschwindigkeit berechnet werden. Die Berechnung erfolgt nach dem in Abschnitt 2.7.1 vorgestellten Extrapolationsverfahren.

In der Tabelle entspricht  $u_A$  der Geschwindigkeit am jeweiligen Auswertepunkt auf dem Gitter A,  $u_B$  der Geschwindigkeit am Auswertepunkt auf dem Gitter B und  $u_C$  der Geschwindigkeit am Auswertepunkt auf dem Gitter C. Als  $u^{AB}$  bzw.  $u^{AC}$  werden die extrapolierten Geschwindigkeiten bezeichnet. Der Exponent gibt an, zwischen welchen Gittern extrapoliert wurde. Der extrapolierte relative Fehler, der die Größe des Fehlers zwischen der extrapolierten Geschwindigkeit  $u^{AB}$  bzw.  $u^{AC}$  und der Geschwindigkeit  $u_A$  angibt, ist mit  $\epsilon^{AB}$  bzw.  $\epsilon^{AC}$  bezeichnet. Es zeigt sich, dass der Wert der Geschwindigkeit, der auf dem Gitter V1 berechnet wurde, und der extrapolierte Wert für die Geschwindigkeit nur an den Auswertepunkten Bad OG und Esszimmer 1 um mehr als 0,001 % auseinander liegen. Die Tatsache, dass der extrapolierte Wert der Geschwindigkeit und das Ergebnis der Geschwindigkeit auf dem feinsten Gitter in der Regel übereinstimmen, bestätigt die Annahme, dass die Lösung auf dem feinsten Gitter der realen Lösung am nächsten kommt.



Zur Beurteilung der numerischen Unsicherheit, welche durch Approximationsfehler verursacht werden, wurde für jeden Geschwindigkeitswert am Auswertepunkt der Gitterkonvergenzindex (GCI) berechnet. Der höchste GCI-Wert wurde für den Auswertepunkt im Esszimmer 1 bestimmt und beträgt 16%. Dieser Wert ist in Relation zur numerisch berechneten Geschwindigkeit auf dem Gitter V1 am Auswertepunkt zusetzen. Die Geschwindigkeit beträgt 0,001 m/s. Ausgehend von diesem Wert ergibt sich eine numerische Unsicherheit durch die örtliche Diskretisierung von  $\pm 0,028$  m/s. Die Tabelle 7.2 zeigt den Gitterkonvergenzindex und die numerische Unsicherheit in Bezug auf die Geschwindigkeiten, die sich auf dem Gitter V1 ergeben.

Tabelle 7.2: Gitterkonvergenzindex und Diskretisierungsfehler auf dem Gitter V1

Auswertepunkt	GCI <sub>velo</sub> [%]	Größe des Diskretisierungsfehler auf dem Gitter V1 [m/s]
Bad EG	$10^{-1}$	$\pm 2 \cdot 10^{-3}$
Bad OG	6	$\pm 2 \cdot 10^{-3}$
Hauswirtschaftsraum	9	$\pm 1 \cdot 10^{-3}$
Esszimmer 1	16	$\pm 1 \cdot 10^{-3}$
Küche	8	$\pm 4 \cdot 10^{-5}$
Flur OG	4	$\pm 4 \cdot 10^{-5}$
Schlafzimmer 1	$3 \cdot 10^{-3}$	$\pm 2,7 \cdot 10^{-5}$
Schlafzimmer 2	1	$\pm 4 \cdot 10^{-5}$

## 7.6 Einfluss verschieden skaliertes Rechengitter auf die Luftströmung im Simulationssetup „Fensterlüftung“

Die Abbildungen 7.8 bis 7.10 zeigen die Stromlinien der Luftbewegung für die Gitter F1 bis F3 auf einer Höhe von 2 m über der Fußbodenoberkante. In den Abbildungen sind die Stromlinien entsprechend ihrer Geschwindigkeit eingefärbt. Auf allen drei Gittern strömt die Luft vom Wohnzimmer zur Küche bzw. in den Flur und von dort in den Hauswirtschaftsraum und ins Badezimmer. D.h. die Richtung der Luftbewegung für die Simulation mit Fensterlüftung entspricht der Luftströmung, die sich für das Simulationssetup mit kombiniertem Zu- und Abluftsystem ergibt (vgl. Abbildung 7.3). Die Luftgeschwindigkeiten, die auf dem Gitter F1 und F2 berechnet wurden, sind miteinander vergleichbar. Auf dem Gitter F3 wurden vor allem in der Nähe der Wände größere Geschwindigkeiten berechnet.

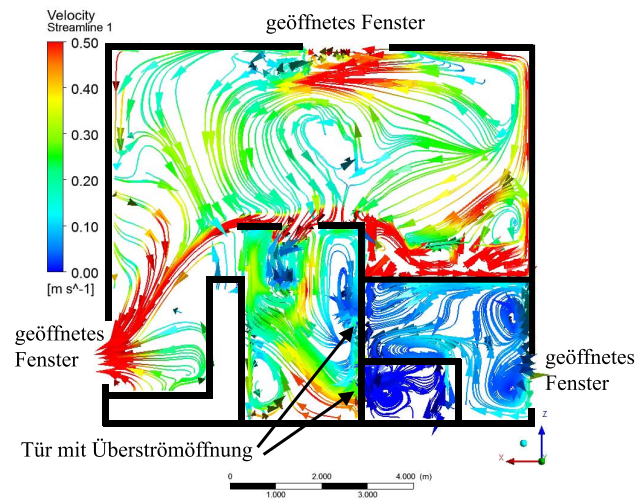


Abbildung 7.8: Stromlinien und Geschwindigkeit der Luft für das Simulationssetup „Fensterlüftung“, Gitter F1, Schnittebene 2 m über Fußbodenoberkante Erdgeschoss

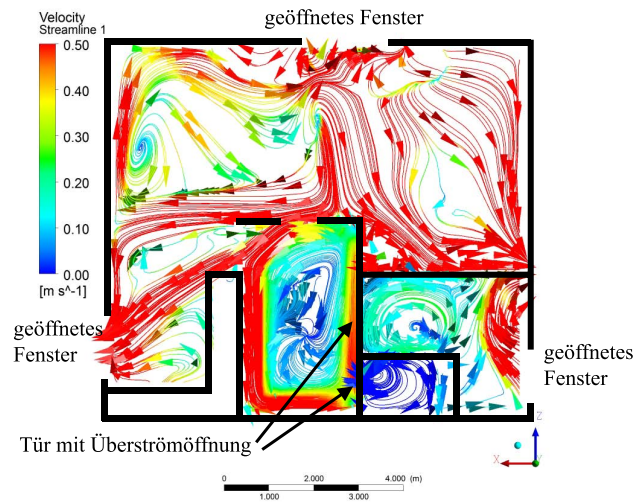


Abbildung 7.9: Stromlinien und Geschwindigkeit der Luft für das Simulationssetup „Fensterlüftung“, Gitter F2, Schnittebene 2 m über Fußbodenoberkante Erdgeschoss

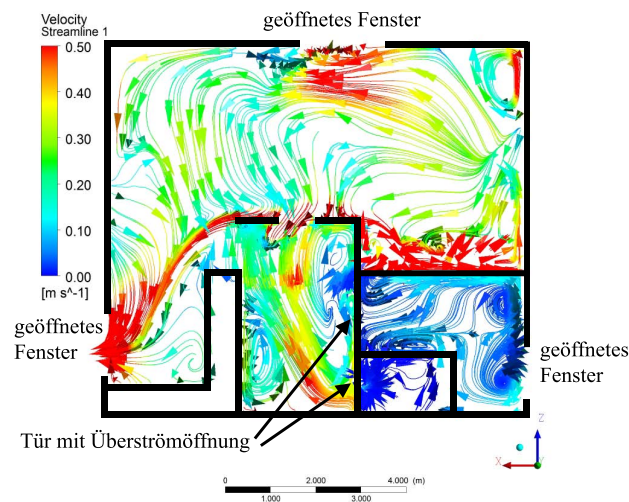


Abbildung 7.10: Stromlinien und Geschwindigkeit der Luft für das Simulationssetup „Fensterlüftung“, Gitter F3, Schnittebene 2 m über Fußbodenoberkante Erdgeschoss

## 7.7 Raumdruck im Simulationssetup „Fensterlüftung“ in Abhängigkeit der Gitterskalierung

Zur Beurteilung des Raumdruckes, der sich in den einzelnen Räumen einstellt, wurden in den Räumen Auswertepunkte definiert, an denen der Druck aufgezeichnet wurde. Die Lage der Auswertepunkte kann dem Anhang B entnommen werden. In der Abbildung 7.11 und 7.12 ist der Druck, der in der numerischen Simulation auf den drei unterschiedlich skalierten Gittern berechnet wurde, dargestellt. Der Druck im Erdgeschoss wird in der Abbildung 7.11 für das Wohnzimmer, den Flur und den Hauswirtschaftsraum gezeigt. Die Druckdifferenz der Gitter F2 und F3 zwischen dem Hauswirtschaftsraum und dem angrenzenden Flur beträgt 4 Pa. Der Druck, der auf dem Gitter F2 berechnet wurde ist etwa 3% größer, als der Druck der auf dem Gitter F1 berechnet wurde. In der Simulation auf dem Gitter F3 wurde zwischen denselben Räumen eine Druckdifferenz von 15 Pa berechnet. Die Druckdifferenz für das Gitter F1 und F2, die sich im Obergeschoss zwischen dem Flur und dem Badezimmer einstellt, beträgt ebenfalls 4 Pa. Zwischen dem Wohnzimmer und dem angrenzenden Flur bildet sich kein Druckgradient aus, da das Wohnzimmer offen mit dem angrenzenden Flur verbunden ist. Außerdem ist die Tür zwischen Schlafzimmer 1 und dem Flur im Obergeschoss geöffnet, weshalb sich dort auch kein Druckgradient bildet. In den Abbildungen 7.11 und 7.12 ist zu erkennen, dass der Druck, der auf dem Gitter F3 berechnet wurde, deutlich vom berechneten Wert für die Gitter F1 und F2 abweicht. Das Gitter F3 wird aus diesem Grund nicht weiter betrach-

tet, da die Lösungen, die auf dem Gitter berechnet wurden, nicht gitterunabhängig sind (vgl. Kapitel 7.6).

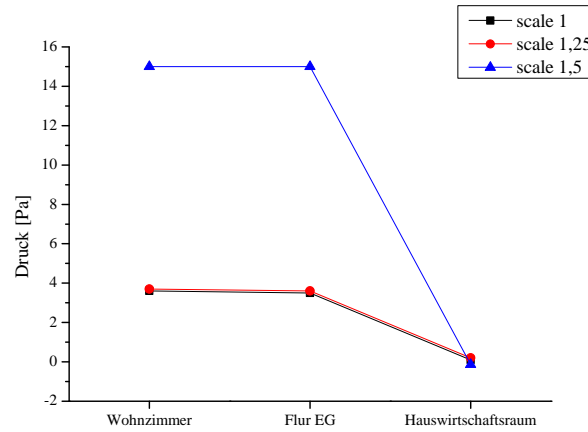


Abbildung 7.11: Raumdruck für ausgewählte Räume des Erdgeschosses berechnet auf drei unterschiedlich skalierten Gittern

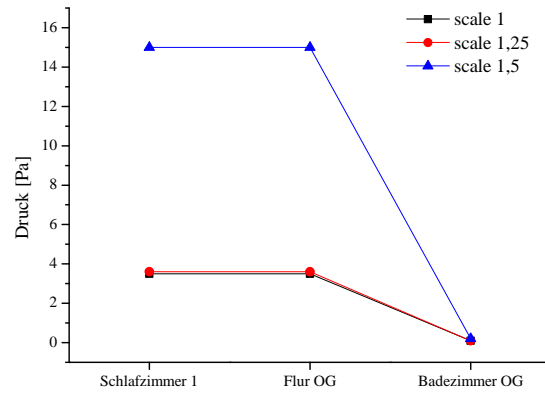


Abbildung 7.12: Raumdruck für ausgewählte Räume des Obergeschosses berechnet auf drei unterschiedlich skalierten Gittern

## 7.8 Fehlernorm für das Simulationssetup „Fensterlüftung“

Der Fehler, der sich durch die örtliche Diskretisierung ergibt, kann anhand der p-Normen abgeschätzt werden. Allgemein gilt für die p-Norm eines reellen Vektors

$$\|x\|_p := \left( \sum_{i=1}^n |x_i|^p \right)^{1/p} \quad (7.1)$$

wobei  $|x_i|$  der Betrag des n-dimensionalen Vektors  $x_i$  ist. Die Summennorm (p1-Norm) ist gegeben mit  $p=1$  und entspricht damit der Summe der Beträge der Komponenten eines Vektors (Gleichung 7.2). Für  $p=2$  ergibt sich die euklidische Norm auch bezeichnet als p2-Norm (Gleichung 7.3).

$$\|x\|_1 := \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |x_i| \quad (7.2)$$

$$\|x\|_2 := \left( \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |x_i|^2 \right)^{1/2} \quad (7.3)$$

Die beschriebenen Normen wurden für die mittleren Geschwindigkeitsvektoren in X-Richtung  $\bar{u}_X$  und in Z-Richtung  $\bar{u}_Z$  sowie für die mittlere Geschwindigkeit  $\bar{u}$  berechnet. Zur Berechnung wurde angenommen, dass die Lösung für  $\bar{u}_X$  bzw.  $\bar{u}_Z$  sowie  $\bar{u}$  auf dem feinsten Gitter der exakten Lösung am nächsten kommt. Mit Gleichung 7.4 wird für  $x_i$  die folgende Beziehung aufgestellt:

$$x_i = | \bar{u}_{i,k,Gitterweite} - \bar{u}_{i,k,feinstes\ Gitter} | \quad (7.4)$$

Damit ergibt sich, dass die p1-Norm den absoluten Fehler beschreibt. Die p2-Norm beschreibt den mittleren quadratischen Fehler, der sich im Rechengebiet ergibt. Für den größten vorkommenden absoluten Fehler wurde die Maximumsnorm ( $p_\infty$  - Norm) nach Gleichung 7.5 berechnet.

$$\|x\|_\infty := \max_{i=1,\dots,n} |x_i| \quad (7.5)$$

Tabelle 7.3: Fehlernormen für die verschiedenen Rechengitter

	<b>Gitter F2</b>	<b>Gitter F3</b>
<b>p1-Norm</b> ( $\bar{u}_X$ )	$6,0 \cdot 10^{-4}$	$1,0 \cdot 10^{-2}$
<b>p1-Norm</b> ( $\bar{u}_y$ )	$2,0 \cdot 10^{-3}$	$2,7 \cdot 10^{-2}$
<b>p1-Norm</b> ( $\bar{u}_z$ )	$1,8 \cdot 10^{-3}$	$1,1 \cdot 10^{-2}$
<b>p1-Norm</b> (p)	$4,7 \cdot 10^{-2}$	$1,1 \cdot 10^{-1}$
<b>p2-Norm</b> ( $\bar{u}_X$ )	$1,4 \cdot 10^{-2}$	$1,2 \cdot 10^{-1}$
<b>p2-Norm</b> ( $\bar{u}_y$ )	$2,2 \cdot 10^{-2}$	$1,1 \cdot 10^{-1}$
<b>p2-Norm</b> ( $\bar{u}_z$ )	$2,4 \cdot 10^{-2}$	$0,4 \cdot 10^{-1}$
<b>p2-Norm</b> (p)	$1,3 \cdot 10^{-2}$	$1,5 \cdot 10^{-1}$

## 8 Numerische Untersuchung eines Brandes

### 8.1 Brandszenario und Brandlast

Ausgangspunkt der Brandsimulation ist ein Brand im Hauswirtschaftsraum. Die Brandausbruchsstelle befindet sich in Fußbodenhöhe, zwischen dem Regal und einem Papierstapel. In der Abbildung 8.1 ist der Hauswirtschaftsraum mit den angrenzenden Räumen (Flur und Gästetoilette) dargestellt. Die Brandlasten sind in der Abbildung dem Material nach farblich gekennzeichnet. Mit der Brandlast wurden verschiedene brennbare Materialien, wie sie in einer Wohnungsnutzung zu finden sind, berücksichtigt. Im Wohnzimmer befindet sich beispielsweise eine Schrankwand, ein Fernseher, Bücher und Polstermöbel. Des Weiteren wurden verschiedene Kunststoffe wie Polyethylen (PE), Polypropylen (PP), Polyvinylchlorid (PVC) und Polyurethan (PUR) berücksichtigt. Zur Modellierung der hölzernen Brandlasten wurde zwischen Furnier und Hartholz unterschieden. Im Hauswirtschaftsraum befindet sich ein Holzregal, indem Papier und verschiedene Kunststoffe gelagert sind.

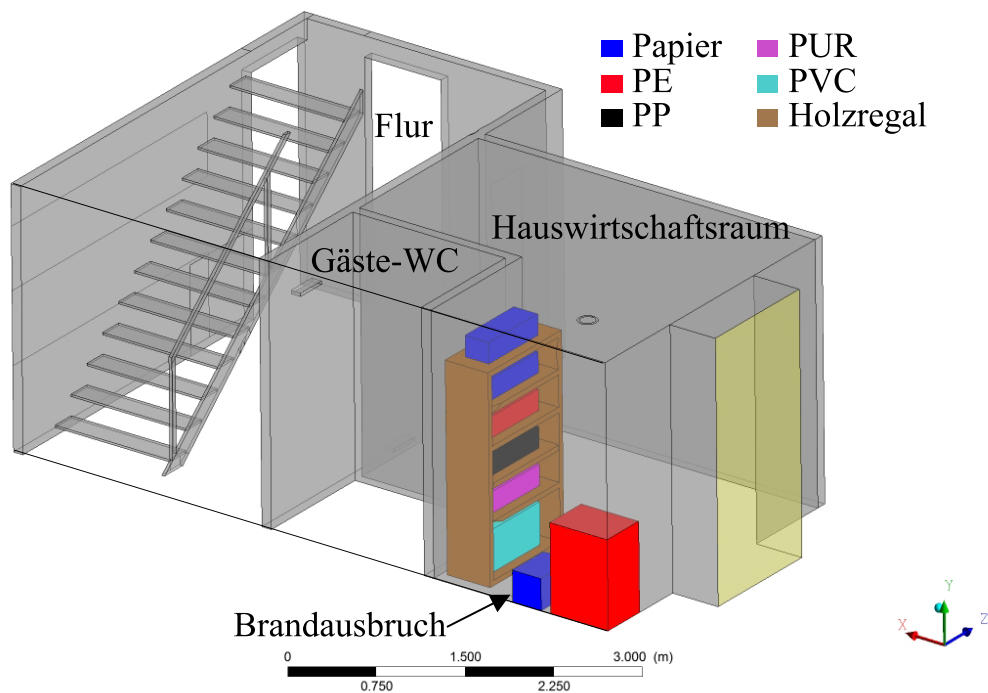


Abbildung 8.1: Brandlast und Brandausbruchsstelle im Hauswirtschaftsraum

In der Brandsimulation wurde eine Brandlastdichte von  $531 \text{ MJ/m}^2$  berücksichtigt. Lite-

raturwerte für Brandlastdichten in Wohngebäuden variieren stark und werden z.B vom Schweizerischen Ingenieur und Architektenverein [60] mit  $495 \text{ MJ/m}^2$  und von Richard [61] mit  $1.145 \text{ MJ/m}^2$ . Weiterhin sind in Madrzykowski [62] und im Eurocode 1 [63] Angaben zu Brandlasten in Wohnungen zu finden. Die Brandlastdichte in den Simulationen ist verglichen mit den Maximalwerten der Literatur eher gering, berücksichtigt aber, dass im Hauswirtschaftsraum keine „High-Risk-Items“ mit hoher Energiedichte, wie z.B. Polstermöbel, aufgestellt sind. In der Tabelle 8.1 ist der prozentuale Anteil der einzelnen Materialien an der Gesamtbrandlast dargestellt.

Tabelle 8.1: Prozentualer Anteil der einzelnen Materialien an der Gesamtbrandlast im Hauswirtschaftsraum

Material	%
Papier	2
PVC	2
PE	41
PUR	3
PP	7
Furnier	45

## 8.2 Benutzerdefinierte Funktionen zur Brandausbreitung

In der Programmsuite ANSYS CFX ist kein Pyrolysemodell und kein Brandausbreitungsmodell integriert. Eine Veröffentlichung zu den aufgestellten benutzerdefinierten Funktionen (engl. User Defined Functions, kurz: UDF) findet sich unter [64]. Der Vollständigkeit halber werden die Grundzüge der UDF hier kurz erläutert. In ANSYS CFX sind die Flächen der Randelemente auf den Feststoffoberflächen bekannt. Daher ist es möglich, flächenspezifische Massenströme und Wärmefreisetzungsraten in Abhängigkeit der Randelementgröße vorzugeben. Über die benutzerdefinierten Funktionen wurden jeder brennbaren Feststoffoberfläche Massen- und Energieströme zugewiesen. Um nun eine tatsächliche Brandausbreitung von Zelle zu Zelle realisieren zu können, wurde über eine bedingte Anweisung (If-Funktion) eine Routine geschaffen, mit der eine Zelle die flächenspezifischen Massen- und Wärmeströme freisetzt (aktiver Zustand der Zelle). Eine Zelle wird in einen aktiven Zustand versetzt, wenn das Grenzkriterium der bedingten Anweisung erfüllt ist. Das Grenzkriterium ist materialspezifisch und berücksichtigt sowohl die Temperatur in den Randelementen des Feststoffes als auch die einfallende Wärmestromdichte auf das Randelement (vgl. Tabelle 8.2 und Abbildung 8.2). Der thermische Zersetzungsprozess der verwendeten Feststoffe beginnt bereits unterhalb der gewählten Temperatur  $T_{grenz}$ . Allerdings ist davon auszugehen, dass einige Pyrolysegase erst ab einer bestimmten Temperatur auftreten, sodass als Grenzkriterium für den aktiven Zu-



stand eines Randlelementes Temperaturen gewählt wurden, die im oberen Bereich der Zersetzungstemperaturen liegen. Die Zersetzungstemperaturen sind in der Literatur in [65, 66, 67] beschrieben (s.h. Tabelle 8.2). Das Kriterium für die Wärmestromdichte geht auf die Versuche im Cone Kalorimeter von Hahn [68] zurück.

Tabelle 8.2: Kriterien für aktiven Zustand eines Randlelementes auf der Kontrollvolumenoberfläche

Material	$T_{grenz}$ [°C]	Wärmestromdichte [kW/m <sup>2</sup> ]
<b>Papier</b>	280	19
<b>Holztreppe</b>	270	16
<b>PE</b>	340	20
<b>PP</b>	340	20
<b>PUR</b>	310	21
<b>PVC</b>	300	23
<b>Furnier</b>	257	16

Die Cone Kalorimeter Test Reports zu den hier verwendeten Stoffen sind im Anhang C zu finden. Das Cone Kalorimeter berechnet die mittlere flächenspezifische Massenverlustrate (MLR). Die MLR wird zu jedem Versuch auf dem Cone Kalorimeter Test Report ausgegeben. Um die benutzerdefinierten Funktionen der flächenspezifischen Massenströme implementieren zu können, wurde eine Exponentialfunktion als Näherungsfunktion aufgestellt.

Die benutzerdefinierten Exponentialfunktionen zur Beschreibung der flächenspezifischen Massenströme der brennbaren Stoffe haben einen formal ähnlichen Aufbau (vgl. Gleichung 8.1). Durch die Exponentialfunktion wird berücksichtigt, dass mit fortschreitender Branddauer der flächenspezifische Massenstrom einen nahezu konstanten Wert annimmt.

$$\int_{z_0}^{z_1} \dot{m}_{Sim M} dz = - \int_{z_0}^{z_1} \dot{m}_{MLR_M} (\exp(-K_M \cdot z) - 1) dz \quad (8.1)$$

In der Gleichung entspricht  $\dot{m}_{Sim M}$  dem flächenspezifischen Massenstrom eines Materials  $M$ .  $\dot{m}_{MLR_M}$  entspricht der mittleren MLR aus den Cone Kalorimeter Experimenten. Der Exponent  $K_M$  wurde empirisch ermittelt. Durch  $K_M$  wird der Anstieg der Exponentialfunktion abgeschwächt, da  $K_M$  nur Werte annimmt, die kleiner als eins sind. Die Werte für  $\dot{m}_{MLR_M}$  und  $K_M$  sind materialspezifisch und in Tabelle 8.3 zusammen gestellt.  $z$  ist eine Variable, die die Zeitwerte für die entsprechende zeitabhängige Funktion des aktiven Zustandes in transienten Statistiken speichert. Die UDF für  $z$  wurden so aufgestellt, dass  $z$  nur Werte annehmen kann, die Größer sind als Null. Ist das Randflächenelement inaktiv wird  $z$  über die Definition der UDF gleich Null. Dies führt dazu, dass der Exponent in Gleichung 8.1 zu Null wird und damit der Teil der Exponentialfunktion gleich eins ist. Um sicherzustellen, dass kein Massenstrom aus einem inaktiven

Randelement ( $z = 0$ ) austreten kann, muss von der Exponentialfunktion die Zahl eins subtrahiert werden (vgl. Gleichung 8.1). Die Abbildung 8.2 zeigt die Grenzkriterien am Beispiel der Randelemente einer Papieroberfläche. In der Abbildung entspricht  $z$  der Zeit, in der das Element aktiv ist,  $T$  entspricht der Temperatur im Element und  $\dot{Q}_E$  der Wärmestromdichte, die auf das Element auftrifft. Das Element der Papieroberfläche wechselt in den aktiven Zustand, wenn die Elementtemperatur einen Wert über  $280^\circ\text{C}$  und die einfallende Wärmestromdichte über  $19\text{ kW/m}^2$  beträgt.

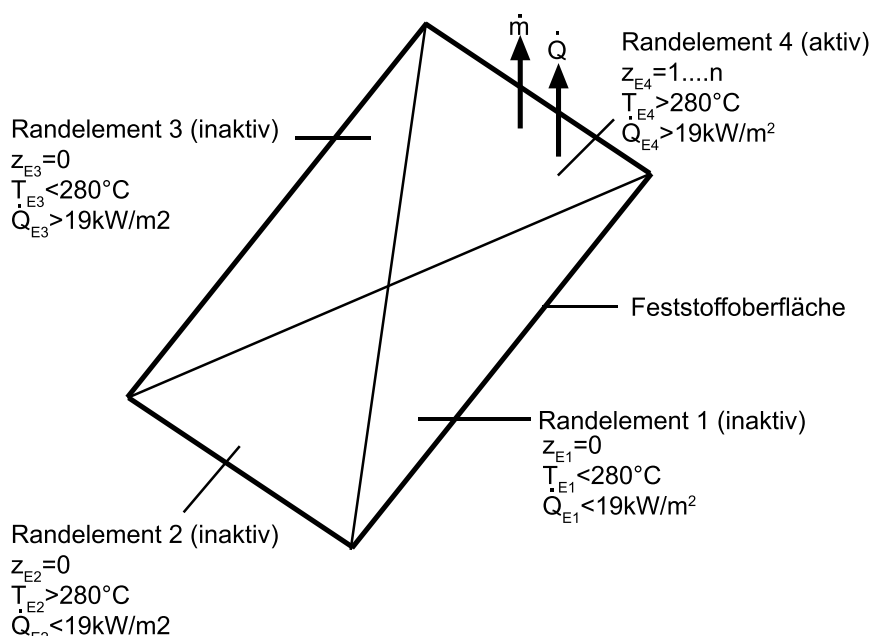


Abbildung 8.2: Grenzkriterien für aktiven bzw. inaktiven Zustand der Randelemente am Beispiel einer Papieroberfläche

Um den Koeffizient  $K_M$  zu bestimmen, wurde die tatsächliche Massenverlustrate  $\dot{m}_{cone M}$  über die Zeit integriert und so die flächenspezifische verbrannte Masse  $m'_{burned}$  bestimmt. Die untere Integrationsgrenze  $t_0$  beschreibt den Zeitpunkt, an dem der Versuch im Cone Kalorimeter gestartet wurde. Die obere Integrationsgrenze  $t_1$  beschreibt den Zeitpunkt, an dem der Brand von einer stabilen Brandphase in die abklingende Brandphase übergeht. Als Merkmal, wann ein Brand von der stabilen Brandphase zur Abklingphase wechselt, wurde die Veränderung der Massenverlustrate herangezogen. Wenn die tatsächliche Massenverlustrate um mehr als 50% von der mittleren Massenverlustrate abgewichen ist, ist der Brand in die Abklingphase übergegangen.

$$m'_{burned} = \int_{t_0}^{t_1} \dot{m}_{cone M} dt \quad (8.2)$$

Der Versuchsbeginn  $t_0$  entspricht in der Simulation dem Zähler  $z_0$  für den aktiven Zustand des Randlementes und  $z_1$  entspricht  $t_1$ . Es gilt dann

$$m'_{burned} = \int_{t_0}^{t_1} \dot{m}_{cone M} dt = \int_{z_0}^{z_1} \dot{m}_{Sim M} dz \quad (8.3)$$

Durch Einsetzen der Gleichung 8.3 in Gleichung 8.1 und Umformung kann  $K_M$  freigestellt und berechnet werden.

Tabelle 8.3: Materialabhängige Konstanten für den flächenspezifischen Massenstrom

Material M	$\dot{m}_{MLR M}$	$K_M$
<b>Papier</b>	$5 \cdot 10^{-3}$	0,2
<b>Holztreppe</b>	$8 \cdot 10^{-3}$	0,08
<b>PE</b>	$1,3 \cdot 10^{-2}$	0,02
<b>PP</b>	$2,9 \cdot 10^{-3}$	0,03
<b>PUR</b>	$1,5 \cdot 10^{-2}$	0,3
<b>PVC</b>	$7,8 \cdot 10^{-3}$	0,2
<b>Funier</b>	$7,0 \cdot 10^{-3}$	0,08

## 8.3 Reaktionsgleichungen

Wird ein Feststoff erwärmt, so setzt eine irreversible chemische Zersetzung ein. Infolge der Zersetzung werden gasförmige Stoffe freigesetzt. Diese gasförmigen Stoffe werden als Pyrolysegase bezeichnet. Um in der Brandsimulation Reaktionsgleichungen nutzen zu können wurden Ein-Schritt-Reaktionen der Pyrolysegase aufgestellt. Das Verfahren nachdem die Reaktionsgleichungen aufgestellt wurden ist in [69] beschrieben und wird hier nicht weiter erläutert. Zur Aufstellung der Reaktionsgleichungen wurden folgende Literaturstellen herangezogen:

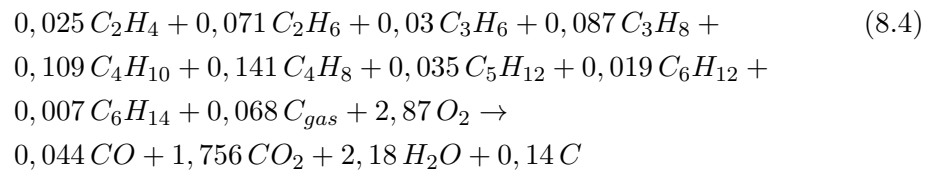
- Polyethylen (PE) [70, 71, 65, 72, 73, 74, 75, 76, 77]
- Polypropylen PP [72, 78, 79, 80, 81, 82, 83, 71, 84, 85]
- Ppolyurethan (PUR) [70, 71, 65, 86, 87, 88, 89, 90, 91, 92, 93, 94, 95, 96, 97]
- Polyvinylchlorid (PVC) [71, 65, 82, 86, 98, 99, 100, 101, 102, 103, 104, 105, 106, 107, 108, 109]

- Furnier und Hartholz [110, 111, 112, 113, 114, 115, 116, 117, 118, 119].

Auf Grundlage der oben genannten Literaturstellen, wurde für jeden Feststoff eine Reaktion definiert. Als Edukt geht in die Reaktion nicht der Feststoff, sondern die Pyrolysegase ein, die der Feststoff unter thermischer Beaufschlagung freisetzt. Die Stoffmengen auf der Produktseite gehen zurück auf Yield-Werte, die während der Verbrennung des Feststoffes gemessen wurden. Da die Pyrolysegase und die Produkte der aufgestellten Reaktionsgleichungen aus unterschiedlichen Quellen stammen, wurde zur stöchiometrischen Verbrennung auf der Eduktseite Kohlenstoff ( $C_{gas}$ ) ergänzt. Die Bildung von Ruß wurde durch atomeren Kohlenstoff auf der Produktseite berücksichtigt.

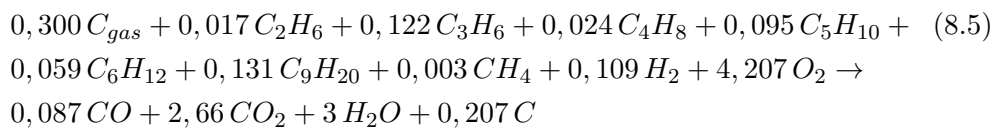
PE wird durch die Polymerisation von Ethylen erzeugt [120]. Die vereinfachte Strukturformel von Polyethylen kann dargestellt werden durch  $-[CH_2 - CH_2]-$  [120]. Während der Pyrolyse entweichen aus PE Ethen, Ethan, Propan, Butan, Pentan, Hexan, Hexen, Cyclopropan und Cyclobutan. Die Verbrennungsprodukte aus der folgenden Reaktionsgleichung gehen zurück auf die Versuche in [73].

#### PE



Der Kunststoff PP wird durch die Wiederholeinheit  $-[(HCCH_3) - CH_2]$  gebildet [6]. Als Pyrolysegase entstehen aus PP Methan, Ethan, Pentan, Hexan und Nonan [85].

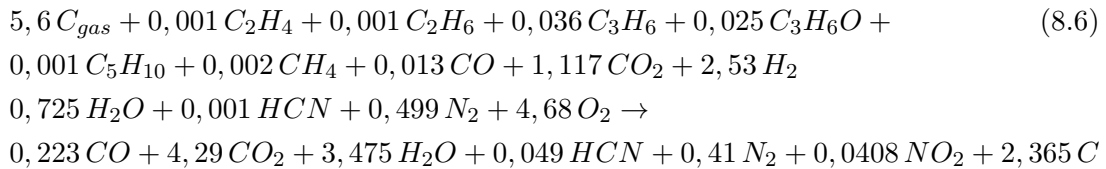
#### PP



Für PUR ist die Urethangruppe  $-[NH - CO - O]-$ , die sich im Polymer wiederholt charakteristisch [120]. Während des Pyrolyseprozesses werden Ethen, Ethan, Cyclopropan, Ethanol, Pentan, Methan, Kohlenmonoxid, Kohlendioxid, Wasserdampf, Cyanwasserstoff und Stickstoff aus dem Feststoff freigesetzt. Auf der Produktseite kommt es zur

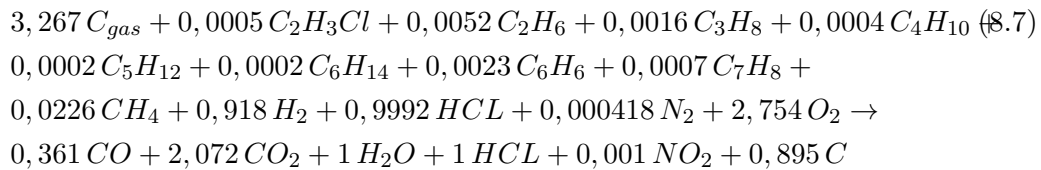
Bildung von Kohlenmonoxid, Kohlendioxid, Wasserdampf, Cyanwasserstoff, Stickstoff und Stickstoffdioxid [73].

### PUR



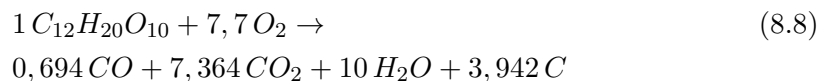
Durch die Wiederholung der Struktureinheit  $-[CH_2 - CHCl]-$  wird das Polymer Polyvinylchlorid gebildet. Wird PVC thermisch aufbereitet so entstehen, Vinylchlorid, Ethan, Propan, Butan, Pentan, Hexan, Benzol, Toluol, Methan, Wasserstoff, Chlorwasserstoff und Stickstoff. Auf der Produktseite werden Kohlenmonoxid, Kohlendioxid, Wasserdampf, Chlorwasserstoff und Stickstoffdioxid gebildet.

### PVC



Papier besteht aus Faserstoffen. Für die chemische Reaktion von Papier wurde nur die Cellulose betrachtet. Chemisch kann Cellulose durch die Wiederholung der Summenformel  $-[C_{12}H_{20}O]-$  beschreiben werden. Die Cellulose reagiert zu Kohlenmonoxid, Kohlendioxid, Wasserdampf und Ruß.

### Papier



Cellulose, Hemizellulose und Lignin sind die wesentlichen Bestandteile von Holz [121]. Die Elementaranalyse von Holz zeigt, dass neben Kohlenstoff, Wasserstoff, Sauerstoff

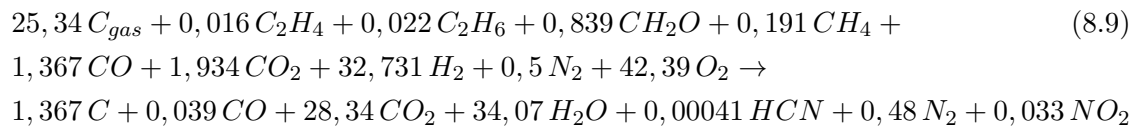
und Wasser auch kleine Mengen Stickstoff und Schwefel im Holz gebunden sind [122]. In [122] wird die Elementarzusammensetzung von Holz wie in Tabelle 8.4 dargestellt angegeben. Holz nimmt auf Grund seiner Struktur Wasser auf, weshalb sich bei Addition der prozentualen Massenanteile ein Wert über 100% ergibt.

Tabelle 8.4: Elementarzusammensetzung von Holz

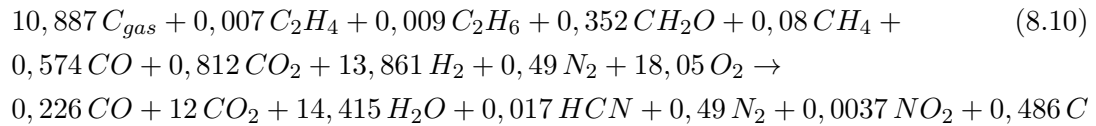
Element	C	H	O	H <sub>2</sub> O	S	N
Masse %	50-59	6	40-45	15	<0,1	<0,1

Aus den Literaturquellen [110, 111, 112, 113, 114, 115, 116, 117] können für Hartholz und Furnier die nachfolgenden Reaktionsgleichung aufgestellt werden:

#### Hartholz



#### Furnier



Jedem Material wurde eine Extinktions- und maximale Flammentemperatur zugeordnet (s.h. Tabelle 8.5). Die Temperaturen sind in Anlehnung an die oben aufgeführten Literaturstellen gewählt.

Tabelle 8.5: Extinktions- und maximale Flammentemperatur für unterschiedliche brennbare Materialien

Material	Extinktionstemperatur [°C]	max. Flammentemperatur [°C]
Papier	300	1.200
Hartholz	330	1.100
PE	350	1.200
PP	410	1.000
PUR	430	1.000
PVC	455	1.000
Funier	330	1.200

## 8.4 Rechengitter zur Untersuchung des Brandverlaufs bei kombiniertem Zu- und Abluftsystem

Das Rechengitter entspricht in seiner Ausdehnung dem Rechengitter zur Untersuchung der Luftströmung bei Belüftung durch ein kombiniertes Zu- und Abluftsystem (vgl. Kapitel 6.1, Tabelle 6.1). Für die Brandsimulation wurden zusätzlich zum Fluidgebiet auch die Feststoffe vernetzt. Daher erhöht sich die Anzahl der Knoten und Elemente. Das vernetzte Volumen beträgt einschließlich der Feststoffe 375,8 m<sup>3</sup>. Die Tabelle zeigt die Anzahl der Knoten, der Elemente sowie die minimale und maximale Kantenlänge zwischen benachbarten Knoten.

Tabelle 8.6: Angaben zum Rechengitter Brandsimulation mit kombiniertem Zu- und Abluftsystem

Anzahl der Knoten	675.976
Anzahl der Elemente (Tetraeder)	3.213.526
Vernetztes Volumen	375,8 m <sup>3</sup>
Mindestanzahl an Kontrollvolumen nach Gleichung 2.152	422.539
Min. Kantenlänge zwischen benachbarten Knoten [cm]	1
Max. Kantenlänge zwischen benachbarten Knoten [cm]	8

Die nachfolgenden Tabellen zeigen die Qualität des Gitters.

Tabelle 8.7: Gitterqualität in % am Beispiel des Seitenverhältnisses des Gitterelements

Seitenverhältnis	< 10.000	10.000 < 100.000	> 100.000
Gitterqualität	100%	0%	0%

Tabelle 8.8: Gitterqualität in % für die Abweichung vom optimalen Winkel

<b>Abweichung vom optimalen Winkel</b>	$> 50^\circ$	$20^\circ < x < 50^\circ$	$< 20^\circ$
<b>Gitterqualität</b>	99%	1%	0%

Tabelle 8.9: Gitterqualität in % für die Distanz zwischen Kontrollvolumenknoten und Kontrollvolumengrenzen für die Gitter 1, 2 und 3

<b>Distanz</b>	$< 5$	$5 < x < 20$	$> 20$
<b>Gitterqualität</b>	85%	15%	$< 1\%$

## 8.5 Rechengitter zur Untersuchung des Brandverlaufs bei Fensterlüftung

In der Tabelle 8.10 sind die Angaben zum Rechengebiet zusammen gestellt. Die Länge des Rechengebiets in x-, y-, und z-Richtung ist identisch mit der Ausdehnung des Rechengitters zur Untersuchung der Luftströmung bei Fensterlüftung (vgl. Kapitel 6.2 Tabelle 6.6). Zur Analyse des Brandes bei Fensterlüftung wurde das Gitter zur Untersuchung der Luftströmung mit der Skalierung 1 erweitert. D.h. es wurden zusätzlich zum Fluidgebiet auch die Feststoffe vernetzt. Infolgedessen ist das vernetzte Volumen, die Anzahl der Knoten und die Anzahl der Elemente größer als zur Untersuchung der Luftströmung. Die Anzahl der Elemente und Knoten sowie das vernetzte Volumen kann der Tabelle 6.6 entnommen werden.

Tabelle 8.10: Angaben zum Rechengitter für die Brandsimulation mit Fensterlüftung

<b>Maximale Ausdehnung des Rechengebietes in x-Richtung</b>	11,25 m
<b>Maximale Ausdehnung des Rechengebietes in y-Richtung</b>	7,3 m
<b>Maximale Ausdehnung des Rechengebietes in z-Richtung</b>	9,05 m
<b>Vernetztes Volumen</b>	400,5 m <sup>3</sup>
<b>Anzahl der Knoten</b>	1.036.340
<b>Anzahl der Elemente (Tetraeder)</b>	5.111.216
<b>Min. Kantenlänge zwischen benachbarten Knoten [cm]</b>	1
<b>Max. Kantenlänge zwischen benachbarten Knoten [cm]</b>	6

Vor den offenen Fenstern und vor den Überströmöffnungen wurde das Gitter lokal verfeinert. Die Lage der offenen Fenster ist in Kapitel 6.2 und 7.6 beschrieben.



Tabelle 8.11: Gitterqualität in % am Beispiel der Vergrößerung des Gitterelements für die Gitter 1, 2 und 3

<b>Vergrößerung</b>	< 10.000	10.000 < 100.000	> 100.000
<b>Gitterqualität</b>	100%	01%	0%

Tabelle 8.12: Winkelgröße der Kontrollvolumen und Gitterqualität in % für die Gitter 1, 2 und 3

<b>Winkelgröße</b>	> 50°	20° < x < 50°	< 20°
<b>Gitterqualität</b>	100%	< 1%	0%

Tabelle 8.13: Gitterqualität in % für die Distanz zwischen Kontrollvolumenknoten und Kontrollvolumengrenzen für die Gitter 1, 2 und 3

<b>Distanz</b>	< 5	5 < x < 20	> 20
<b>Gitterqualität</b>	87%	13%	< 1%

## 8.6 Parametereinstellungen im Rechengebiet zur Untersuchung des Brandverlaufs

Die Tabelle 8.14 zeigt die Einstellungen für das Fluidgebiet zum Simulationssetup „Brand“. Das Fluid wurde als reaktionsfähiges Gemisch implementiert. In die Reaktionsliste wurden die Reaktionen der einzelnen brennbaren Materialien eingetragen. Es wurde die Wärmeübertragung aktiviert. Die Verbrennung wurde mit dem Eddy-Dissipation Modell dargestellt. Mit dem P1-Modell wurde die Wärmeübertragung durch Strahlung realisiert. Zur Modellierung der Turbulenz wurde das k- $\epsilon$  Modell eingesetzt, nach dem eine Vergleichsrechnung mit dem SST Modell durchgeführt wurde. Die Ergebnisse der Vergleichsrechnung sind in Kapitel 9.1 dargestellt.

Tabelle 8.14: Einstellungen im Rechengebiet für das Simulationssetup „Brand mit kombiniertem Zu- und Abluftsystem“

<b>Parameter</b>	<b>Einstellung</b>
<b>Rechentyp</b>	transient
<b>Fluid</b>	Material Mix
<b>Fluid Definition</b>	Material Bibliothek
<b>Auftriebsmodell</b>	ja
<b>Auftriebsreferenzdichte</b>	1,2 kg/m <sup>3</sup>
<b>Gravitation in y-Richtung</b>	-g
<b>Referenzposition</b>	automatisch
<b>Referenzdruck</b>	1 atm
<b>Verbrennungsmodell</b>	Eddy-Dissipation Modell
<b>Wärmeübertragung</b>	Energiegleichung
<b>Strahlungsübertragungsmodell</b>	P1
<b>Spektrales Modell</b>	Gray
<b>Turbulenzmodell</b>	k-ε Modell
<b>Wandfunktion</b>	skalierbar

## 8.7 Untersuchungsform und Lösungsverfahren zur Untersuchung des Brandverlaufs

Im Lösungsverfahren wurde festgelegt, dass im Ergebnis die ersten 10 Minuten des Brandereignisses numerisch approximiert werden. Der Zeitschritt wurde an die maximale Courant Nummer angepasst. Die Einstellungen für das Lösungsverfahren sind in Tabelle 8.15 dargestellt. Die Höhe der maximalen Residuen und der Bilanzdifferenz gehen auf die Untersuchungen in Kapitel 7.4 zurück.

Tabelle 8.15: Lösungsverfahren für die numerische Simulation des Brandes

<b>Untersuchungsform</b>	transient
<b>Dauer</b>	600 s
<b>Zeitschritt</b>	adaptiv
<b>Initialer Zeitschritt</b>	0,001 s
<b>Zeitschritt Anpassung</b>	Max. Courant Nummer 50
<b>Advektionsschema</b>	High Resolution
<b>Zeitdiskretisierung</b>	Rückwärts-Euler-Verfahren 2. Ordnung
<b>Turbulenz</b>	High Resolution
<b>Konvergenzkriterium</b>	10 <sup>-3</sup>
<b>Bilanzdifferenz</b>	10 <sup>-2</sup>

## 8.8 Randbedingungen für Ein- und Ausströmränder

Die Randbedingungen der Ein- und Ausströmränder sind für die Lüftung durch kombiniertes Zu- und Abluftsystem in Kapitel 6.6 erläutert. Es wurde die Variante 3 der untersuchten Randbedingungen für die Brandsimulation genutzt. Bei der Fensterlüftung wurden die Randbedingungen für die Ein- und Ausströmränder wie in Kapitel 6.7 beschrieben verwendet.

## 8.9 Randbedingungen für das Dach, Außenwände und Fenster

Für die Bauteile der Gebäudehülle wurde ein Wärmedurchgangskoeffizient vorgegeben. Ausgehend von 20 realisierten Passivhaus-Projekten [123] konnte ein mittlerer Wärmedurchgangskoeffizient von  $0,09 \text{ W/m}^2\text{K}$  mit einer Standardabweichung von 1% für die Außenwände abgeleitet werden. Für die Verglasungen ergab sich ein Wärmedurchgangskoeffizient von  $0,65 \text{ W/m}^2\text{K}$  mit einer Standardabweichung von 7%. Für das Dach wurde ein Wärmedurchgangskoeffizient von  $0,24 \text{ W/m}^2\text{K}$  angenommen [124]. Außerdem wurde der Wert für die Emissivität des Daches und der Außenwände mit 0,93 vorgegeben [125]. Bei den Fenstern handelt es sich um Fenster mit niedriger Energieabstrahlung (engl. low emissivity). Die ENEC [126] schreibt vor, dass beim Tausch einer unbeschichteten Einzelscheibe gegen eine beschichtete Scheibe die Emissivität des neuen Glases kleiner oder gleich 0,2 sein muss. Daher wurde für die Emissivität der Fenster der Wert 0,2 gesetzt. Die Parameter, welche für die Berechnung des Wärmestroms durch die umfassenden Bauteile erforderlich sind, sind in Tabelle 8.16 dargestellt.

Tabelle 8.16: Parameter zur Berechnung des Wärmestroms über das Dach, die Außenwände und die Fenster

<b>Dach, Außenwand</b>	
Wärmedurchgangskoeffizient (Dach)	$0,24 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$
Wärmedurchgangskoeffizient (Außenwand)	$0,09 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$
Außentemperatur	$10 \text{ }^\circ\text{C}$
Emissivität	0,93
Diffusivität	1
<b>Fenster</b>	
Wärmedurchgangskoeffizient	$0,65 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$
Außentemperatur	$10 \text{ }^\circ\text{C}$
Emissivität	0,2
Diffusivität	1

Die Berechnung des Wärmestroms  $q_W$  wird nach Gleichung 8.11 vorgenommen.

$$q_W = h_c(T_0 - T_W) = q_{rad} + q_{cond} \quad (8.11)$$

In der Gleichung entspricht  $h_c$  dem Wärmeübergangskoeffizienten und  $T_0$  der Außentemperatur.  $T_W$  entspricht der Wandtemperatur im Inneren und wird in turbulenten Strömungen über eine Oberflächenenergiebilanz berechnet. Durch den Gesamtwärmestrom  $q_W$  wird die Wärmeenergie durch Wärmestrahlung  $q_{rad}$  und durch Wärmeleitung  $q_{cond}$  erfasst.

## 8.10 Einstellungen für Grenzflächen zwischen Feststoff und Fluid

Die Tabelle zeigt die Einstellungen für die Fluid-Feststoff Grenzflächen im Rechengebiet. Für den Wärmekontakt des Feststoffes mit dem umgebenden Fluid wurde eine dünne Schicht des Materials angenommen.

Tabelle 8.17: Einstellungen für Fluid-Feststoff Grenzfläche im Rechengebiet

<b>Schnittstellentyp</b>	Fluid-Feststoff
<b>Schnittstellen Modell</b>	General Connection
<b>Wärmeübertragung</b>	Conservative Interface Flux
<b>Dünnes Material</b>	Material des Feststoffes
<b>Gitterverbindung</b>	General Grid Interface

Für die Verbrennung wird aus den Oberflächen der brennbaren Gegenstände, die auf den Fluid Seiten liegen, ein Massen- und ein Wärmestrom vorgegeben. Der Massen- bzw. Wärmestrom wurde durch UDF vorgegeben und sind in Kapitel 8.3 näher erläutert.

## 8.11 Einstellungen für geöffnete Fenster

Die Einstellungen für geöffnete Fenster entsprechen den Einstellungen in Kapitel 6.5 Tabelle 6.17.

## 8.12 Randbedingungen für den Initialbrand

Der Initialbrand befindet sich zwischen dem Regal und einem Stapel Papier auf dem Fußboden des Hauswirtschaftsraumes (vgl. Kapitel 8.1 Abbildung 8.1). Der Initialbrand ist  $0,01 \text{ m}^2$  groß und vom Randtyp Wand. Ein Wärmetransport von der Brandfläche über die Grenze des Rechengebietes in die Umgebung wird nicht berücksichtigt. Die

Einstellungen für die Randbedingungen des Initialbrandes sind in Tabelle 8.18 zusammengefasst.

Tabelle 8.18: Definition der Randbedingungen für Initialbrand

<b>Typ</b>	Wand
<b>Wärmetransport</b>	kein Wärmetransport über die Grenzen des Rechengebiets
<b>Masse und Impuls</b>	Wandhaftbedingung
<b>Diffusivität</b>	1
<b>Emissivität</b>	0,93
<b>Wandrauhigkeit</b>	glatt
<b>Quellfunktion für flächenspezifischen Massenstrom</b>	UDF
<b>Quellfunktion für flächenspezifischen Wärmestrom</b>	UDF

Auf die Fläche des Initialbrandes wurde mit Hilfe einer Quellfunktion (UDF) ein flächenspezifischer Massenstrom definiert. Als Material wurde für den Massenstrom Cellulose bzw. Papier ( $C_{12}H_{20}O_{10}$ ) gewählt. In der Abbildung 8.3 ist der Cellulosemassenstrom, der sich bei einer Brandfläche von  $0,1 \text{ m}^2$  ergibt, über der Zeit aufgetragen.

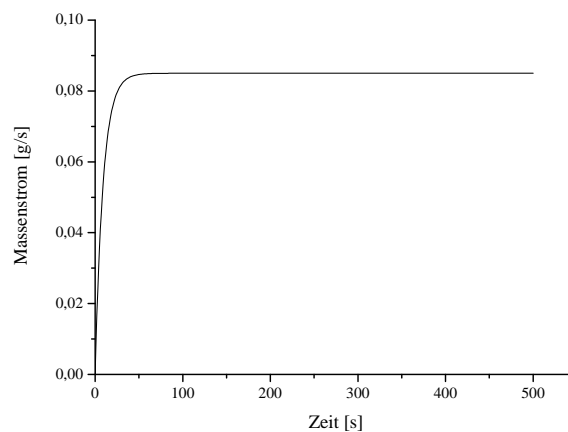


Abbildung 8.3: Massenstrom über der Zeit, der aus der Initialbrandfläche ausströmt

Die Abbildung 8.4 zeigt den zeitlichen Verlauf der Wärmefreisetzung bezogen auf die Brandfläche von  $0,1 \text{ m}^2$ . Die Wärmefreisetzung wurde durch eine UDF für die Oberfläche

des Initialbrandes definiert. Der Initialbrand beginnt mit dem Start der Simulation, den Massen- und Wärmestrom freizusetzen.

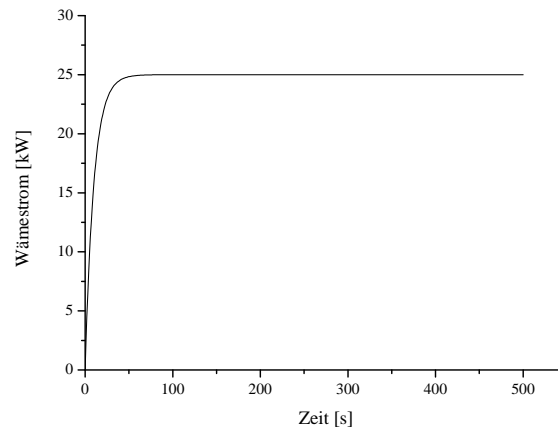


Abbildung 8.4: Wärmefreisetzung über der Zeit, der aus der Initialbrandfläche freigesetzt wird

## 9 Ergebnisse der Brandsimulation mit kombiniertem Zu- und Abluftsystem

Im Folgenden werden die Ergebnisse der Brandsimulation für die Lüftung mit kombiniertem Zu- und Abluftsystem vorgestellt. Dabei wird zunächst auf eine Voruntersuchung eingegangen, die den Einfluss des  $k$ - $\epsilon$  Modells und des SST-Modells auf die Brandausbreitung darstellt (Kapitel 9.1). Im Anschluss daran werden die Ergebnisse der numerischen Simulation aufgezeigt. Dabei wird die zeitliche Brandausbreitung über die brennbaren Gegenstände, der Temperaturverlauf im Brandraum und in den angrenzenden Räumen sowie die Rauchausbreitung und die zeitliche Entwicklung der Fractional Effective Dose vorgestellt. Besonderes Augenmerk wird auf die Entwicklung der Raumdrücke während des Brandes gelegt. Experimentell ermittelte Daten aus Brandversuchen in Gebäuden moderner Bauweise mit kombiniertem Zu- und Abluftsystem (Passiv-, und Niedrigenergiehäuser) stehen zur Absicherung der Ergebnisse nicht zur Verfügung. Daher erfolgt eine Plausibilitätsprüfung für die numerisch berechneten Rauchschichttemperaturen (s.h. Kapitel 9.8) und den Eintritt des Flashovers (s.h. Kapitel 9.9).

### 9.1 Voruntersuchung zum Einfluss des Turbulenzmodells auf die Brandausbreitung

Die Strömungsgeschwindigkeit, die sich parallel zu den Wänden einstellt, unterliegt dem logarithmischen Wandgesetz. Das bedeutet, dass sich eine dünne viskose Unterschicht ausbildet in der die Geschwindigkeit linear ansteigt. Je größer der Abstand zur Wand wird, desto mehr geht die Geschwindigkeit in ein logarithmisches Profil über. In der Unterschicht ist die molare Viskosität des Fluids für die Impuls- und Wärmeübertragung verantwortlich. In der logarithmischen Schicht dominiert die Turbulenz den Mischungsprozess.

Setzt man voraus, dass das logarithmische Profil die Geschwindigkeitsverteilung an der Wand gut approximiert, kann die Schubspannung an der Wand als Funktion der Geschwindigkeit, in einem gegebenen Abstand zur Wand, berechnet werden.

In ANSYS CFX wird die Geschwindigkeit im wandnahen Bereich im  $k$ - $\epsilon$  Modell durch folgende Wandfunktion für den logarithmischen Teil der Grenzschicht angepasst [20]:

$$u_* = G_\mu^{1/4} K^{1/2} \quad (9.1)$$

mit

$$u_\tau = \frac{u_t}{\frac{1}{K} \ln(y^*) + G} \quad (9.2)$$

und

$$\tau_{\omega} = \rho u * u_{\tau} \quad (9.3)$$

sowie

$$y^* = (\rho u * \Delta y) / \mu \quad (9.4)$$

Das SST-Modell berechnet die viskose Schicht der wandnahen Strömung automatisch mit dem k- $\omega$  Modell. In allen anderen Bereichen wird die Geschwindigkeit der Strömung mit dem k- $\epsilon$  Modell berechnet.

Unter der Voraussetzung, dass das Rechengitter die Anforderungen hinsichtlich des  $y^*$ -Wertes erfüllt, sind im Inneren des Strömungsgebiets keine nennenswerten Abweichungen zwischen den Ergebnissen der Turbulenzmodelle zu erwarten. Besondere Aufmerksamkeit muss allerdings der Wärmeübertragung zukommen, da diese hauptsächlich in der viskosen Unterschicht stattfindet (vgl. [20]).

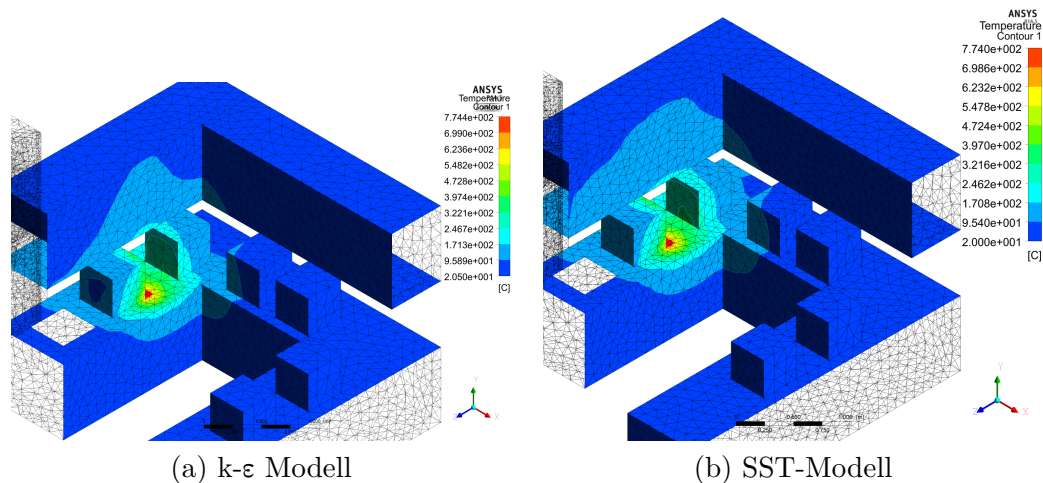
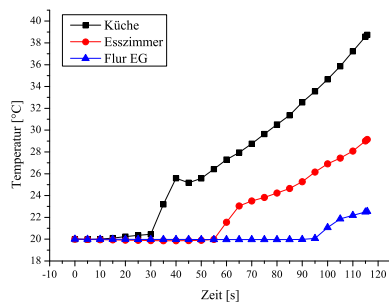
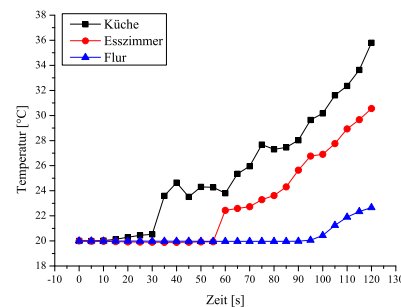


Abbildung 9.1: Temperatur Küchenschrank 115 Sekunden nach Brandausbruch (a) k- $\epsilon$  Modell (b) SST-Modell

Die Abbildung 9.1 zeigt die Oberflächentemperatur des Küchenschrankes und der angrenzenden Gegenstände 115 Sekunden nach Brandausbruch. In der Abbildung (a) wurde als Turbulenzmodell das k- $\epsilon$  Modell gewählt. Die Abbildung (b) zeigt das Ergebnis des SST-Turbulenzmodells. Aus den Abbildungen ist zu erkennen, dass die Temperaturen auf der Arbeitsplatte in der hinteren Ecke des Küchenschrankes (-X,-Z) in der Berechnung mit dem SST-Modell etwa 70 °C höher sind, als bei der Berechnung mittels k- $\epsilon$



Modell. Außerdem ist die Konturfläche an den Oberschränken mit Temperaturen über  $95^\circ\text{C}$  in der Berechnung mit dem SST-Modell größer. Daraus lässt sich schlussfolgern, dass der Wärmeübertragungsprozess mittels SST-Modell im wandnahen Bereich genauer approximiert wird. Allerdings folgen die Approximationen des  $k\text{-}\epsilon$  Modells dem Trend des SST-Modells. Starke Abweichungen unter den Modellen konnten nicht festgestellt werden.

(a)  $k\text{-}\epsilon$  Modell

(b) SST-Modell

Abbildung 9.2: Temperatur in 1,80 m Höhe über der Fußbodenoberkante an den Auswertepunkten Küche, Esszimmer, Flur EG für (a)  $k\text{-}\epsilon$  Modell (b) SST-Modell

Die Abbildung 9.2 zeigt den Temperaturverlauf über der Zeit in 1,8 m Höhe über der Fußbodenoberkante. Zur Darstellung wurde die Temperatur an den Auswertepunkten in der Küche, im Esszimmer und im Flur EG verwendet. Die Temperaturen, die in der Heißgasschicht am Auswertepunkt in der Küche gemessen wurden, sind im  $k\text{-}\epsilon$  Modell nach rund 100 Sekunden um  $5^\circ\text{C}$  höher als die Temperaturen, die mit dem SST-Modell berechnet werden. Es ergeben sich für die anderen Auswertepunkte keine signifikanten Abweichungen, so dass anzunehmen ist, dass die Temperaturen in der Heißgasschicht mittels  $k\text{-}\epsilon$  Modell annähernd genau approximiert werden, wie mittels SST Modell. Für die weiteren Berechnungen wurde daher das  $k\text{-}\epsilon$  Modell verwendet.

## 9.2 Brandausbreitung bei Belüftung mittels kombiniertem Zu- und Abluftsystem

Zur Beschreibung der Brandausbreitung wurde der Zustand der Randelemente aller brennbaren Oberflächen im Haus betrachtet. Im dies zu erreichen wurde eine benutzerspezifische Variable definiert, die anzeigt, ob sich das Randelement der Oberfläche in einem aktiven Zustand befindet oder inaktiv ist. Im aktiven Zustand werden vom Randelement flächenspezifische Massen- und Wärmeströme freigesetzt (vgl. Kapitel 8.2). In der Abbildung 9.3 ist der Hauswirtschaftsraum und die darin vorhandene Brandlast dargestellt. Die Oberflächenelemente, die in einem aktiven Zustand sind (d. h. Massen- und Wärmeströme freisetzen), sind in der Abbildung rot eingefärbt. Die inaktiven Randelemente der brennbaren Oberflächen sind blau eingefärbt. Von diesen Randelementen werden keine Massen- und Energieströme freigesetzt.

Von der Brandausbruchsstelle breitet sich das Feuer auf den angrenzenden Papierstapel aus (Abbildung 9.3 a). 180 Sekunden nach Brandausbruch entzündet sich die untere linke Ecke des Regals (Abbildung b). Von dort breitet sich der Brand über die Seitenwand des Regals nach oben aus (Abbildung c). 360 Sekunden nach Brandausbruch ist ein Großteil der brennbaren Stoffe, die im Regal gelagert sind, am Brand beteiligt (Abbildung d). Das Regal ist nach 365 Sekunden im Vollbrand (Abbildung e). Nach 370 Sekunden kommt es im Hauswirtschaftsraum zu einem Flashover. Danach sind alle Randelemente der brennbaren Oberflächen aktiv, der Hauswirtschaftsraum steht im Vollbrand (Abbildung f). Durch den Flashover entzündet sich auch der Fußboden im Brandraum, der aus Parkett besteht (Hartholz).

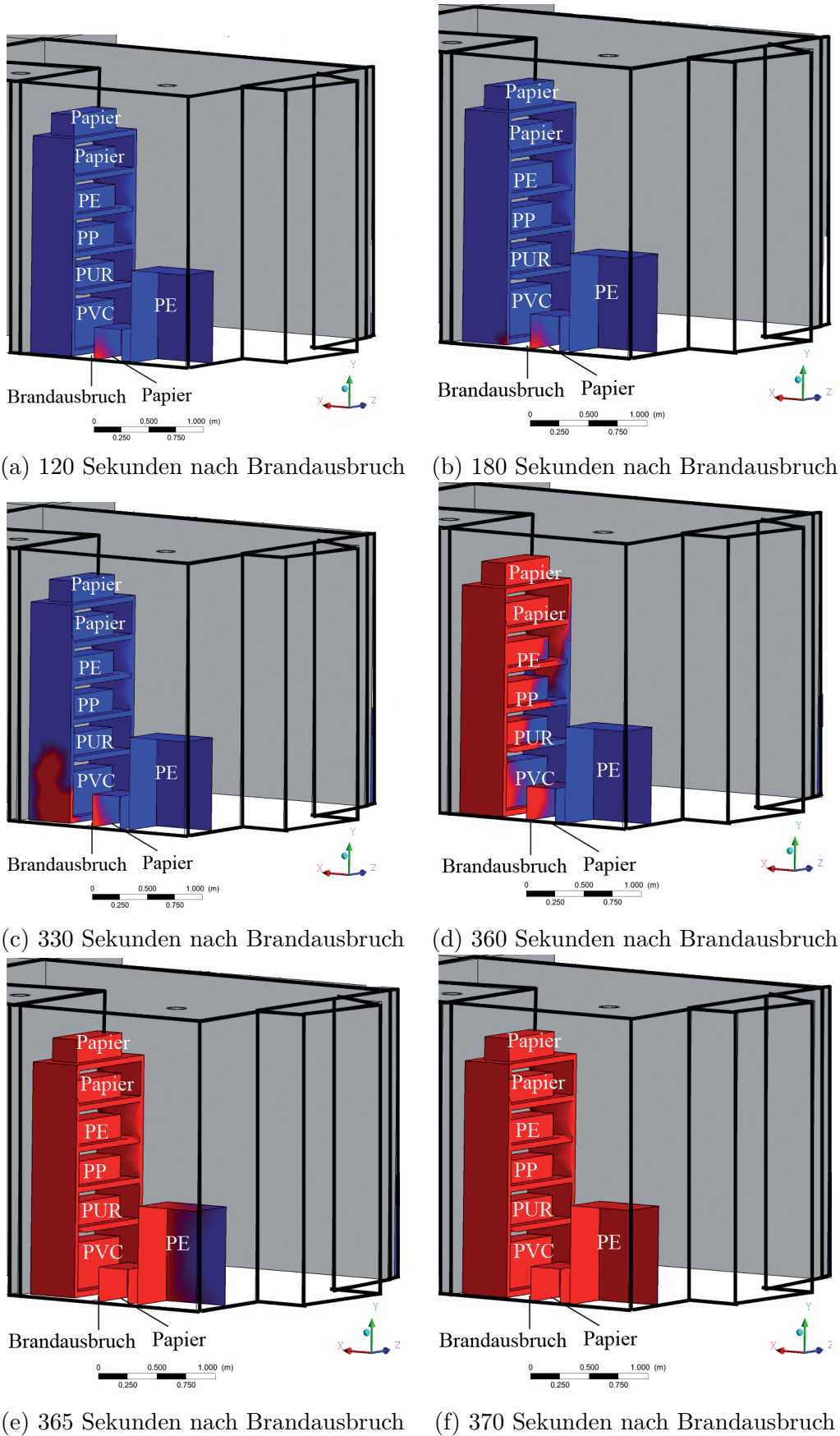


Abbildung 9.3: Zeitlicher Verlauf der Brandausbreitung im Simulationssetup „Kombiniertes Zu- und Abluftsystem“

### 9.3 Zeitlicher Verlauf der Temperaturentwicklung bei Belüftung mittels kombiniertem Zu- und Abluftsystem

Zur Darstellung der Temperaturentwicklung wurde die mittlere Temperatur über alle Kontrollvolumen im Fluid des jeweiligen Raumes berechnet. Die mittlere Temperatur im Hauswirtschaftsraum steigt während der ersten 300 Sekunden auf etwa 180 °C an. Dann folgt ein sehr schneller Temperaturanstieg auf Werte bis zu 1000°C, die nach etwa 380 Sekunden erreicht werden. In der Abbildung 9.4 ist die zeitliche Entwicklung der mittleren Temperatur im Hauswirtschaftsraum, im angrenzenden Flur und in der Gästetoilette für die ersten 7 Minuten nach der Brandentstehung dargestellt.

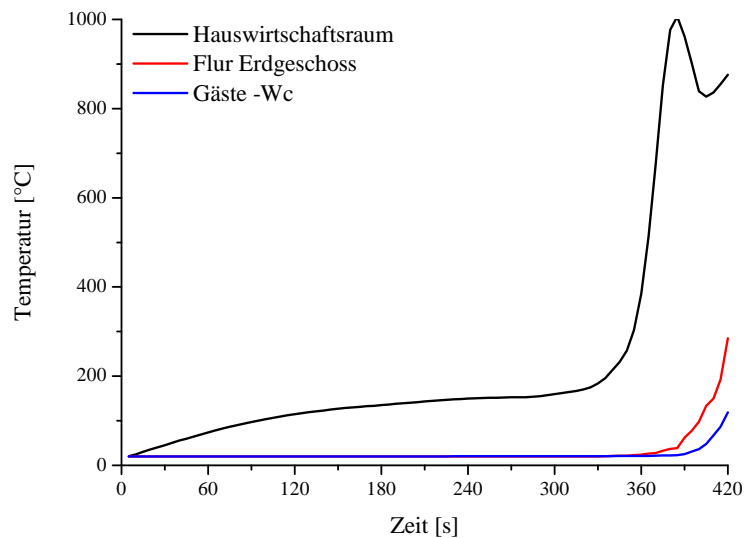


Abbildung 9.4: Temperaturentwicklung im Fluidvolumen des Hauswirtschaftsraumes, des Flurs im Erdgeschoss und der Gästetoilette für die ersten 7 Minuten der Brandentwicklung

Die mittlere Temperatur im Flur steigt erst nach 400 Sekunden auf Werte über 100°C an. Der späte Temperaturanstieg im Flur kann auf die Berechnung der mittleren Temperatur zurückgeführt werden. Die mittlere Temperatur wurde, wie oben beschrieben, über alle Kontrollvolumen innerhalb des Fluids des Flures gebildet. Dabei wurde das Fluidvolumen vom Fußboden an bis zu einer Höhe von 2,5 m betrachtet. Die Gästetoilette liegt direkt neben dem Hauswirtschaftsraum. Die beiden Räume haben zwei gemeinsame Wände. In der Gästetoilette steigt die Temperatur 410 Sekunden nach Brandausbruch langsam auf Werte über 100°C an.

Die Abbildung 9.6 zeigt die Temperaturkontur auf einer XY-Ebene. Die XY-Ebene schneidet das Rechengebiet bei  $Z = 2,4$  m und liegt, wie in der Abbildung 9.5 dargestellt, im Rechengebiet.

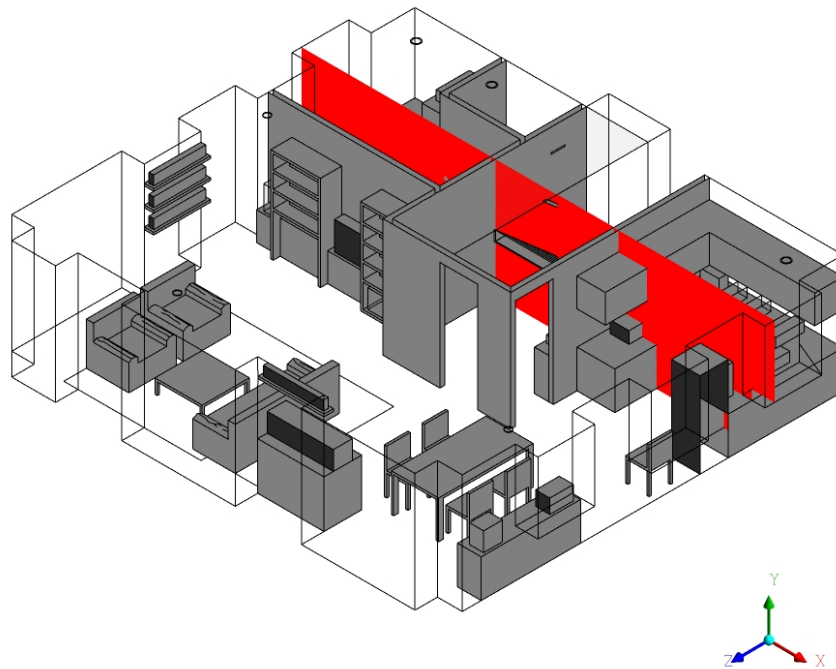


Abbildung 9.5: Lage der XY-Ebene im Rechengebiet zur Darstellung der Temperaturkontur

Die Ebene wurde so gelegt, dass sie mittig durch die Überströmöffnung des Hauswirtschaftsraumes führt und sich in einer Entfernung von 2 m zum Brandort befindet. In den ersten 300 Sekunden liegt die Temperatur im Brandraum unter  $200^{\circ}\text{C}$ . Auf der Abbildung a ist zu erkennen, wie kalte Luft durch die Überströmöffnung in den Hauswirtschaftsraum einströmt. In diesem Bereich liegt die Temperatur noch unter  $100^{\circ}\text{C}$ . In der Deckenmitte des Hauswirtschaftsraumes ist die Temperatur lokal erhöht. Betrachtet man die Rauchausbreitung, so ist zu erkennen, dass an dieser Stelle der Decke die Rauchfahne entlangzieht. 350 Sekunden nach Brandausbruch hat sich der Bereich unter der Decke mit Temperaturen bis zu  $400^{\circ}\text{C}$  weiter vergrößert. Die Temperaturen in der verbleibenden oberen Raumhälfte des Hauswirtschaftsraums betragen  $200^{\circ}\text{C}$  bis  $300^{\circ}\text{C}$ . Vom Flur aus strömt keine kalte Luft mehr in den Hauswirtschaftsraum ein. 380 Sekun-

den nach Brandausbruch ist bereits zu erkennen, wie sich die Luft hinter der Überströmöffnung im Flur erwärmt. Außerdem zeigen die Temperaturkonturen, dass sich über die Vertikale kein Temperaturgradient mit der Höhe des Raumes ausbildet. Croce [127] untersuchte die vertikale Temperaturverteilung über die Höhe des Brandraumes. Drysdale [7] greift die Ergebnisse von Croce auf und stellt den typischen vertikalen Temperaturverlauf über der Brandraumhöhe schematisch, wie in Abbildung 9.7 gezeigt, dar.

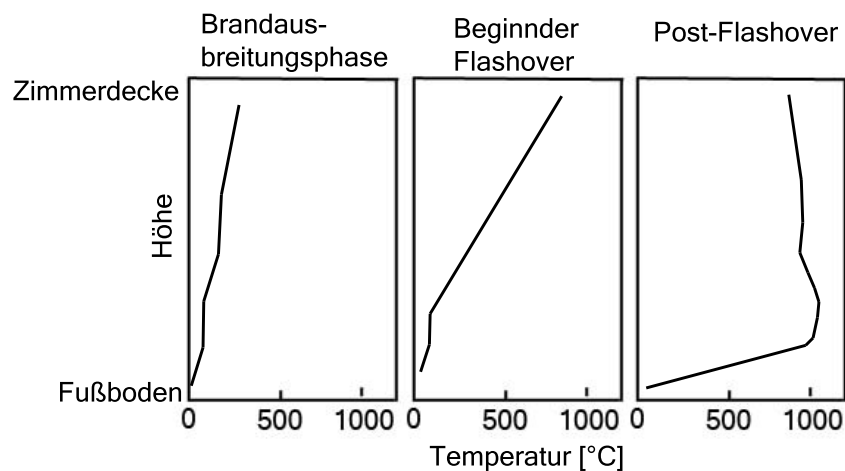


Abbildung 9.7: Schematische Darstellung der vertikalen Temperaturverteilung über die Höhe des Brandraums [7, 127]

In der numerischen Simulation des Brandes mit kombiniertem Zu- und Abluftsystem entspricht das vertikale Temperaturfeld, für den beginnenden Flashover und die Post-Flashover Phase, nicht den Ausführungen von Drysdale [7] und Croce [127]. Die Abbildung 9.8 zeigt den vertikalen Temperaturverlauf, der sich auf einer Linie im Brandraum ( $X = 1 \text{ m}$ ,  $0 \text{ m} < Y < 2,5 \text{ m}$ ,  $Z = 2,3 \text{ m}$ ) zu unterschiedlichen Zeitpunkten einstellt. Stellvertretend für die Brandausbreitungsphase ist der vertikale Temperaturverlauf zum Zeitpunkt  $t=100$  Sekunden gewählt und für die Post-Flashover-Phase der Zeitpunkt, der 420 Sekunden nach Brandausbruch liegt. Aus der Abbildung ist zu entnehmen, dass die vertikale Temperaturverteilung aus der numerischen Simulation nicht der schematischen Darstellung folgt. Durch die Lüftung des Brandraumes mit kombiniertem Zu- und Abluftsystem bildet sich keine Temperaturschichtung aus. Zwischen der Decke und dem Fußboden besteht ein Temperaturgradient von etwa  $40^\circ\text{C}$ . In der numerischen Berechnung entstehen durch die Luftvolumenströme, die vom kombiniertem Zu- und Abluftsystem bewegt werden, Turbulenzen, die zusammen mit der Auftriebsströmung in der Plume dafür sorgen, dass sich die gasförmige Phase im Brandraum durchmischt.

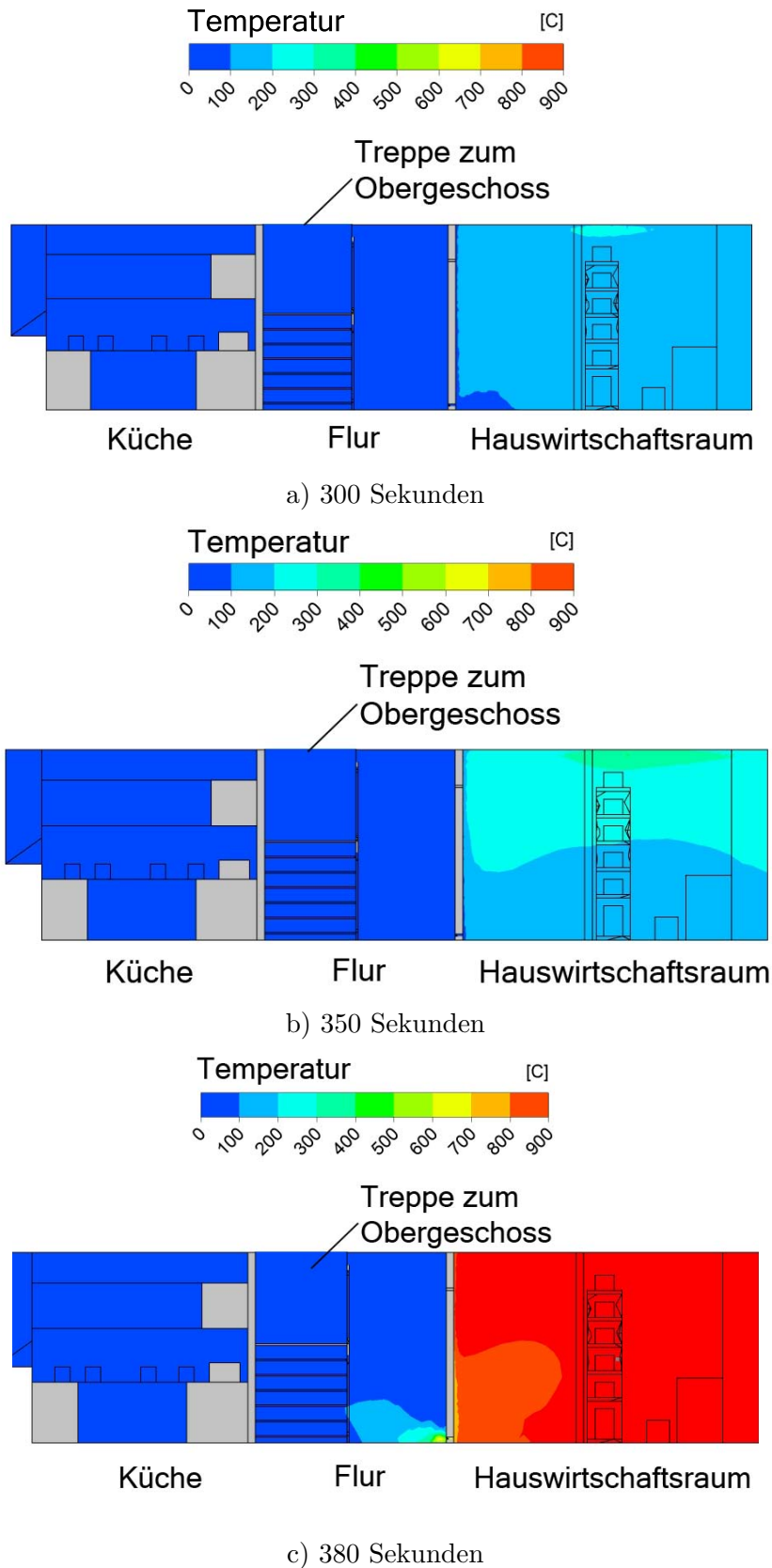


Abbildung 9.6: Temperaturkontur auf der XY-Ebene bei  $Z = 2,4$  m im Erdgeschoss zu den Zeitpunkten 300 Sekunden, 350 Sekunden und 380 Sekunden

Das heißt, dass sich infolge der Turbulenzen keine Temperaturschichtung wie bei der typischen brandinduzierten Auftriebsströmung ausbilden.

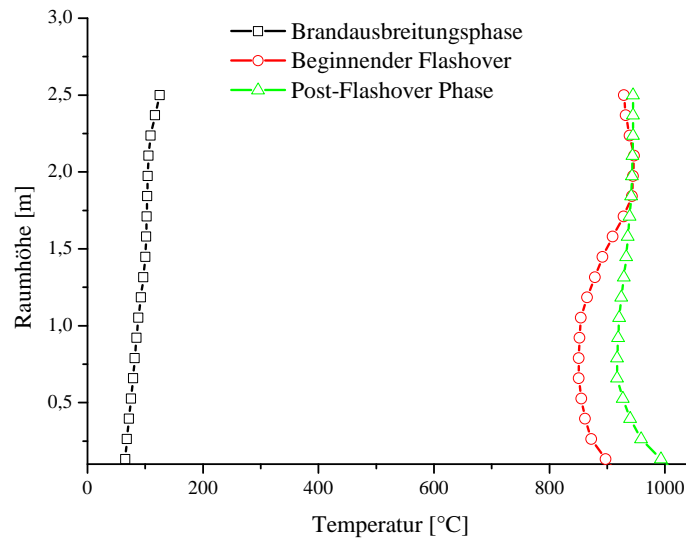


Abbildung 9.8: Vertikaler Temperaturverlauf im Hauswirtschaftsraum im Intervall zwischen 100 und 420 Sekunden nach Brandausbruch

## 9.4 Rauchausbreitung bei Belüftung mittels kombiniertem Zu- und Abluftsystem

Zur Darstellung der Rauchausbreitung wurde eine benutzerdefinierte Variable aufgestellt. In der Variablen wurde die Summe über die Massenanteile der Verbrennungsprodukte gebildet. Die Darstellung des Rauchgases ist konservativ und gibt den Trend der Rauchausbreitung an, da die Massenanteile von Stickstoff als Verbrennungsprodukt nicht im Rauchgas berücksichtigt wurden. In den folgenden Abbildungen ist das Volumen, in dem sich eine Rauchgaskonzentration größer oder gleich 1% der summierten Massenanteile ergibt, grau eingefärbt. Die Darstellung der Rauchausbreitung erfolgt erst für die horizontale Rauchausbreitung im Erdgeschoss, dann für die vertikale Ausbreitung über den Treppenraum und im Anschluss daran wird die Rauchausbreitung in den Zimmern im Obergeschoss beschrieben.



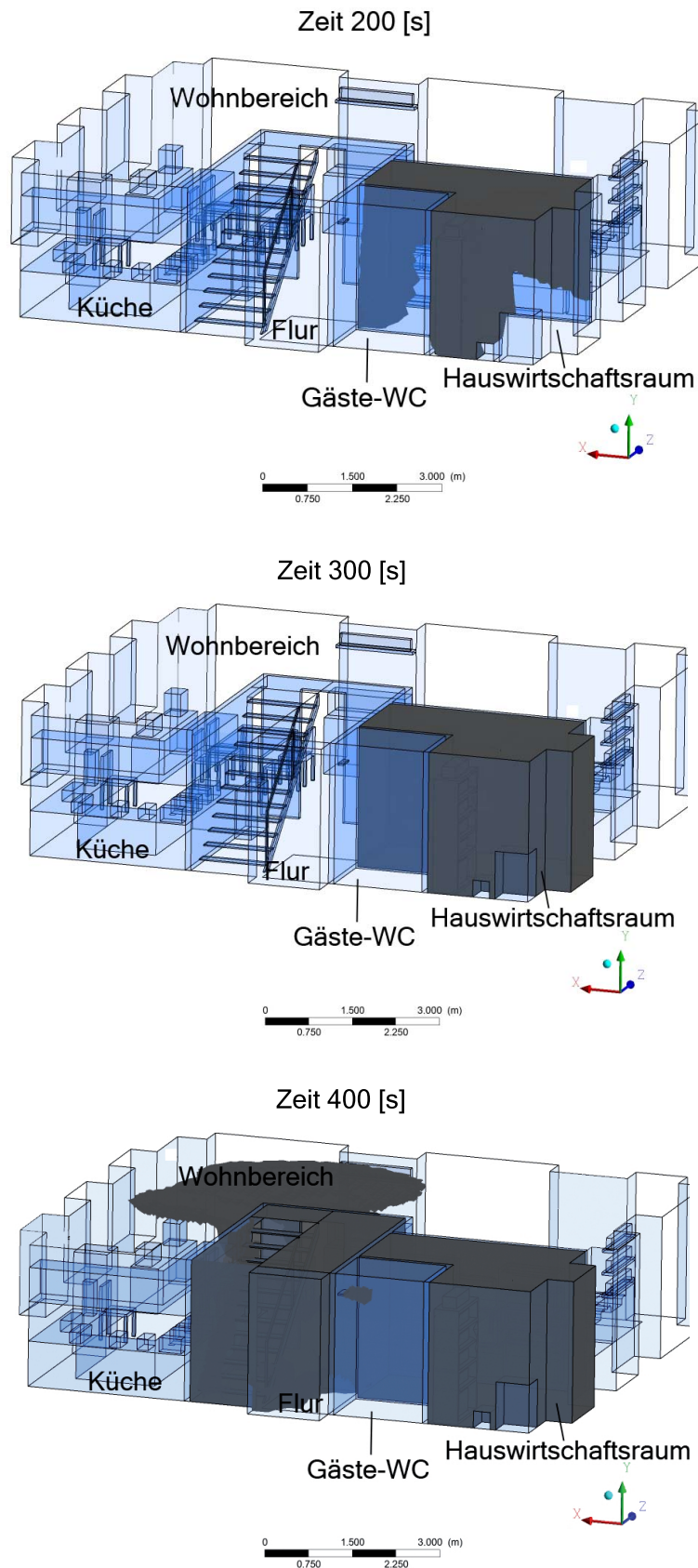


Abbildung 9.9: Rauchausbreitung im Erdgeschoss nach 200 Sekunden, 300 Sekunden und 400 Sekunden nach Brandentstehung

Die Abbildung 9.10 zeigt die vertikale Rauchausbreitung über den Treppenraum zu verschiedenen Zeitpunkten. Ab der 350. Sekunde nach Brandausbruch dringt Brandrauch aus dem Hauswirtschaftsraum über die Überströmöffnung in den Flur ein. Der Brandrauch zieht im Treppenraum nach oben und füllt 375 Sekunden, nachdem es zur Entzündung des Brandes kam, bereits etwa bis zur Türsturzhöhe den Flur des Obergeschosses aus. 400 Sekunden nach Brandausbruch bewegt der Brandrauch sich auch in die Gästetoilette und in die Küche. Außerdem strömt über die Überströmöffnung im Badezimmer im Obergeschoss Brandrauch in den Abluftraum ein. In der Küche ist der Brandrauch zum Zeitpunkt  $t=420$  Sekunden bis auf die Hälfte der Raumhöhe abgesunken.

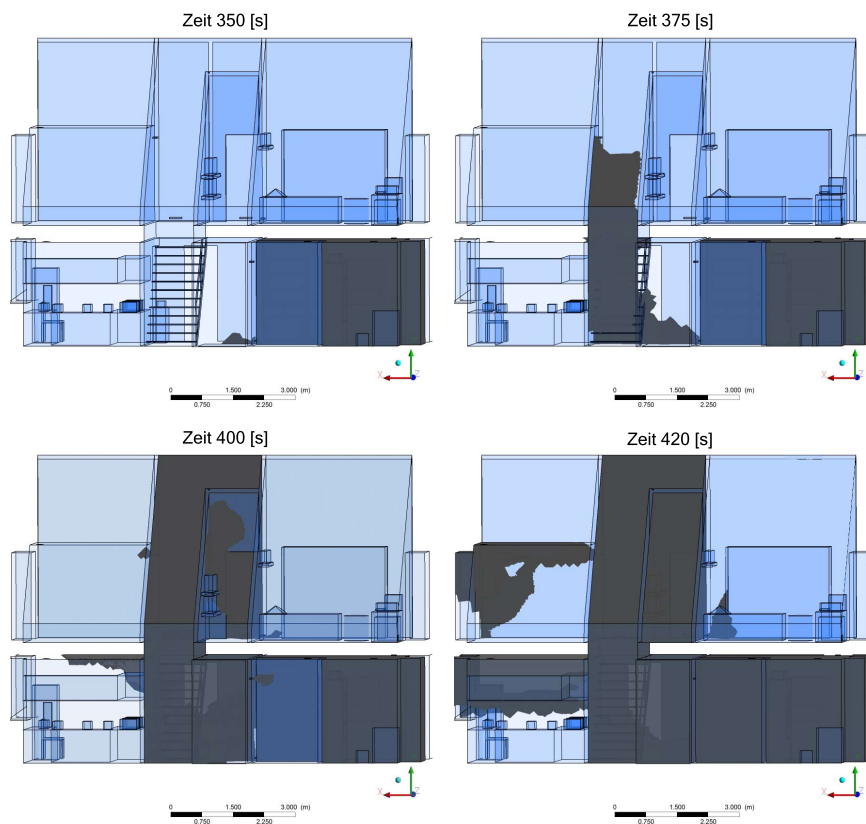


Abbildung 9.10: Rauchausbreitung über den Treppenraum in der Seitenansicht nach 350 Sekunden, 375 Sekunden, 400 Sekunden und 420 Sekunden

Die Abbildung 9.11 zeigt eine Draufsicht des Obergeschosses 420 Sekunden nach Brandausbruch. Auf der Abbildung ist zu erkennen, wie Brandrauch in die Schlafzimmer und ins Arbeitszimmer sowie in das Badezimmer einströmt.

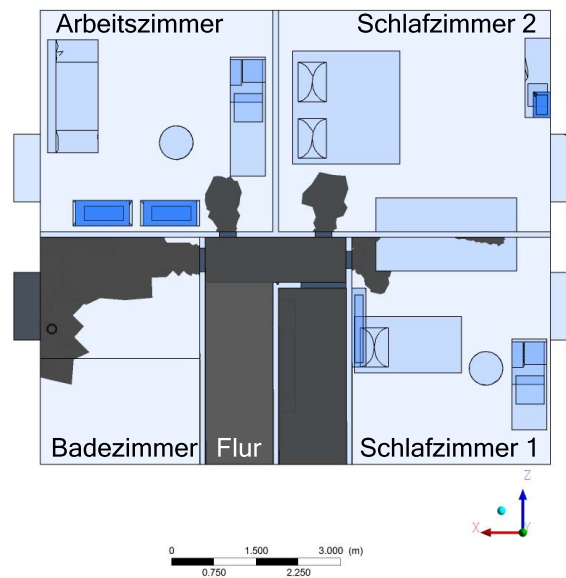


Abbildung 9.11: Draufsicht des Obergeschosses mit Rauchausbreitung für  $t=420$  Sekunden nach Brandausbruch

## 9.5 Trend der Fractional Effective Dose im Brandfall bei Belüftung mittels kombiniertem Zu- und Abluftsystem

Der Berechnungsalgorithmus für die Fractional Effective Dose wurde über UDF und Benutzervariablen in das Programm implementiert. Die dargestellte Fractional Effective Dose gibt den Trend der Rauchgasgefährlichkeit an und wurde nicht validiert, da keine experimentellen Daten eines Brandes in einem Gebäude moderner Bauweise zur Verfügung stehen. Der FED-Wert soll trotzdem genutzt werden, um die Personensicherheit bzw. Gefährdung im Brandfall in Bezug auf den Brandrauch klassifizieren zu können. In der Abbildung 9.12 ist die Rauchgasausbreitung mit einer Konzentration größer oder gleich 1% dargestellt. Das Rauchgasvolumen, das einen FED-Wert kleiner oder gleich 0,3 erreicht, wurde entsprechend des FED-Wertes eingefärbt. 300 Sekunden nach Brandausbruch liegt der FED-Wert im Hauswirtschaftsraum im Mittel bei 0,1. 375 Sekunden nach Brandausbruch stieg der FED im Hauswirtschaftsraum lokal auf kritische Werte, die größer 0,3 sind, an. Nach dem Flashover wurde im gesamten Hauswirtschaftsraum ein FED-Wert größer 0,3 festgestellt. Im angrenzenden Flur und im Wohnbereich wurden keine kritischen FED-Werte erreicht.

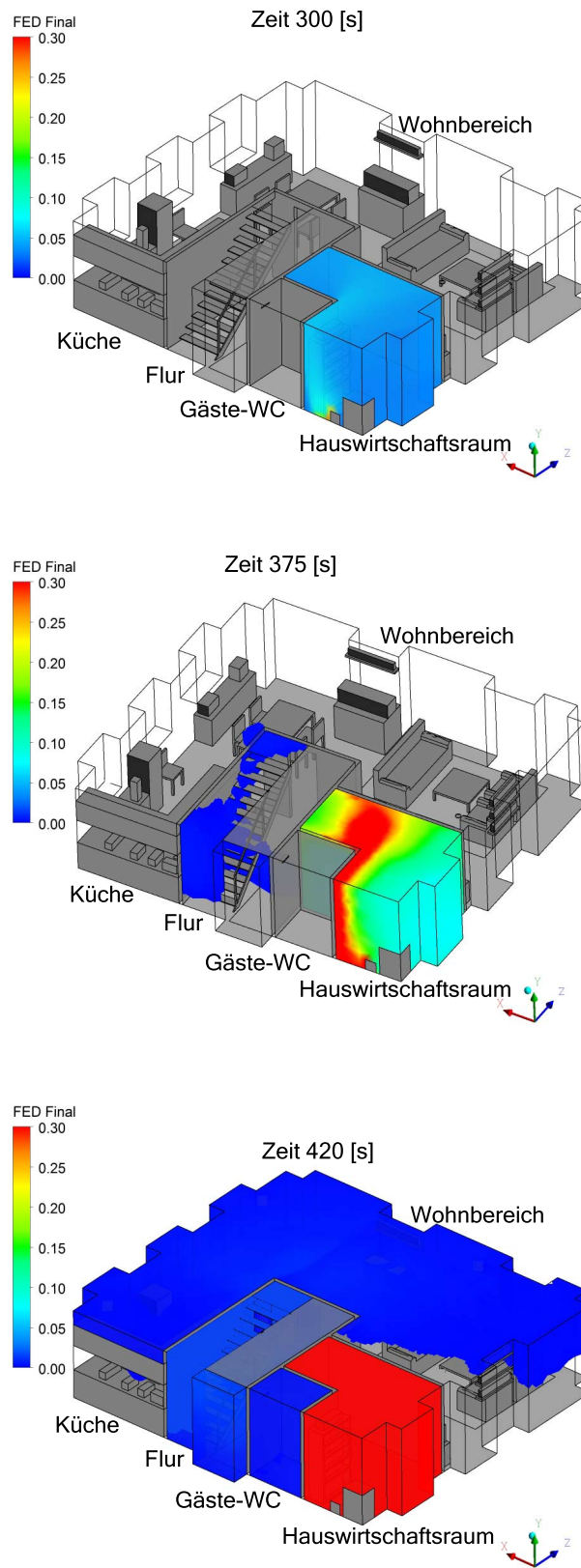


Abbildung 9.12: Prognostizierte FED-Werte im Rauchgas für eine Rauchgaskonzentration größer oder gleich 1% im Erdgeschoss für die Zeitpunkte  $t=300$  Sekunden,  $t=375$  Sekunden und  $t=420$  Sekunden

Die Abbildung zeigt das Gebäude moderner Bauweise in der Ansicht. In der Abbildung ist, wie oben beschrieben der FED-Wert auf dem Rauchgasvolumen eingefärbt. Aus der Abbildung ist ersichtlich, dass nach 420 Sekunden keine kritischen FED-Werte im Treppenraum und in den Räumen des Obergeschosses auftreten.

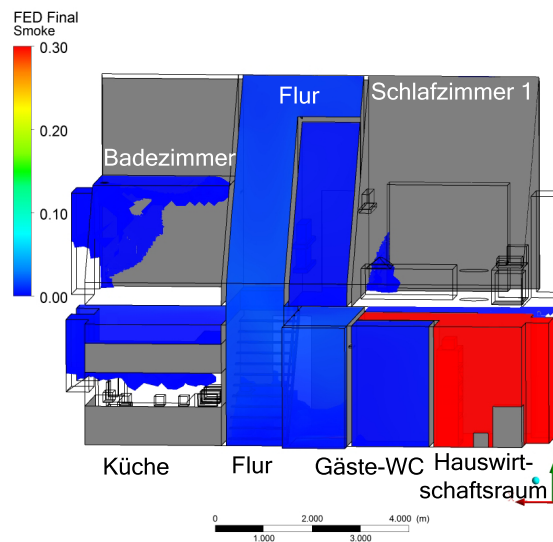


Abbildung 9.13: Seitenansicht des Hauses zum Zeitpunkt  $t=420$  Sekunden mit prognostizierten FED-Werten im Rauchgas für eine Rauchgaskonzentration größer oder gleich 1%

## 9.6 Zeitlicher Verlauf der $O_2$ , $CO$ und $CO_2$ Konzentration im Brandraum bei Belüftung mittels kombiniertem Zu- und Abluftsystem

In der Abbildung 9.14 ist der zeitliche Verlauf der Sauerstoff- und Kohlenstoffdioxidkonzentration und die Temperaturentwicklung im Brandraum dargestellt. Aus dem Diagramm ist zu erkennen, dass bis zur 360. Sekunde die Kohlenstoffdioxidkonzentration langsam steigt, während die Sauerstoffkonzentration langsam abnimmt. Der Sauerstoff wird in der exothermen Reaktion der ausströmenden brennbaren Gase verbraucht. Infolge der chemischen Reaktion steigt die Temperatur langsam an. Nach 360 Sekunden steigt die Temperatur am Auswertepunkt sprunghaft auf Werte von bis zu  $1.000^{\circ}C$ . Der Auswertepunkt liegt in diesem Moment in der Flammenzone, da es im Hauswirtschaftsraum zu einer Rauchgasdurchzündung kommt. Dies erklärt die hohe Temperatur am Auswertepunkt.

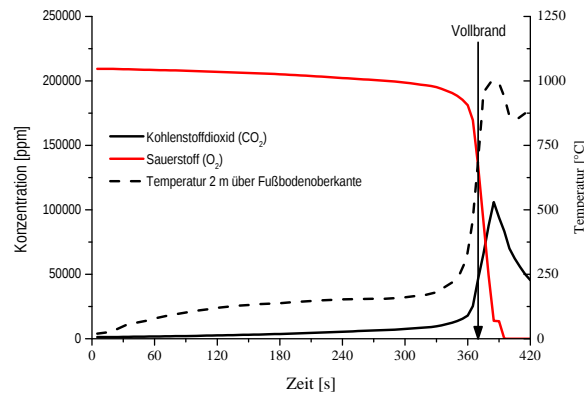


Abbildung 9.14: Zeitlicher Verlauf der Kohlenstoffdioxid und Sauerstoffkonzentration sowie der Temperatur im Brandraum in einer Höhe von 2 m

Durch die sehr schnell ablaufende chemische Reaktion wird der Sauerstoff im Brandraum verbraucht und die Konzentration von Kohlenstoffdioxid steigt stark an. Der Anteil der unvollständigen Verbrennungsprodukte nimmt zu. Die Abbildung zeigt den zeitlichen Verlauf des Quotienten aus Kohlenstoffmonoxid- und Kohlenstoffdioxidkonzentration. Die Kohlenmonoxidkonzentration steigt schneller an als die Konzentration von Kohlenstoffdioxid, was ein Indiz dafür ist, dass der Brand von einem brandlastgesteuerten Szenario in ein ventilationsgesteuertes Szenario wechselt.

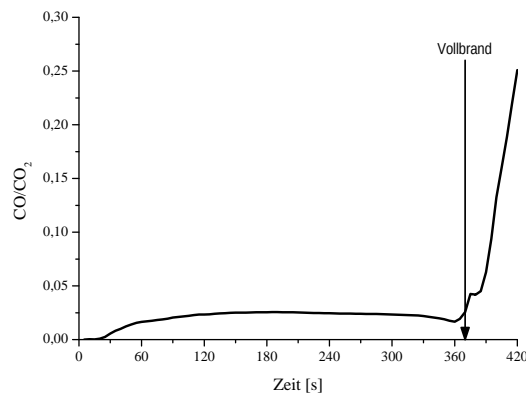


Abbildung 9.15: Zeitlicher Verlauf des  $CO/CO_2$  Verhältnisses an einem Auswertepunkt 2 m über der Fußbodenoberkante in der Mitte des Brandraumes

## 9.7 Entwicklung des Raumdrucks im Brandfall bei Belüftung mittels kombiniertem Zu- und Abluftsystem

Wenn das kombinierte Zu- und Abluftsystem im Normalbetrieb arbeitet besteht, zwischen dem Hauswirtschaftsraum und dem angrenzenden Flur eine Druckdifferenz von 0,34 Pascal (s.h. Kapitel 7.2). Die Abbildung 9.16 zeigt den mittleren Druck, der sich während des Brandes im Hauswirtschaftsraum und im Flur des Erdgeschosses einstellt. Durch das Brandereignis steigt der Druck im Hauswirtschaftsraum an und erreicht bereits nach 120 Sekunden Werte, die den Druck im Flur überschreiten. Dadurch ist es möglich, dass bereits nach 120 Sekunden Rauchgase vom Hauswirtschaftsraum in den angrenzenden Flur eintreten. Ab 320 Sekunden verstärkt sich der Druck im Hauswirtschaftsraum stark. In der Brandausbreitung ist zu erkennen, dass sich der Brand über verschiedene brennbare Gegenstände ausbreitet (vgl. Abbildung 9.3 b-d).

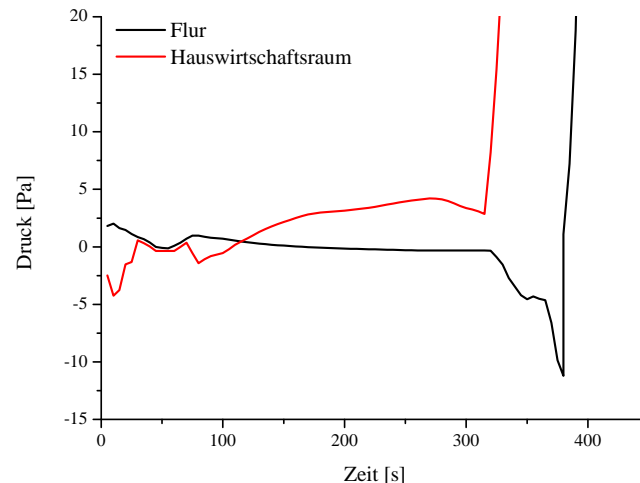


Abbildung 9.16: Zeitliche Entwicklung des Drucks im Hauswirtschaftsraum und im angrenzenden Flur an einem Auswertepunkt 1 m über der Fußbodenoberkante in der Raummitte

Chemisch bedeutet die Brandausbreitung, dass mehr gasförmige Stoffe bereit stehen, um reagieren zu können. Durch die exotherme chemische Reaktion und der damit verbundenen Umsetzung der Edukte zu Produkten, erhöht sich der Druck im Raum stark. Nach dem sprunghaften Druckanstieg im Hauswirtschaftsraum fällt der Druck im Flur für etwa 60 Sekunden ab und steigt danach wieder an. Der Druckanstieg folgt in seiner Form der Drucksteigerung im Hauswirtschaftsraum. Der Druckabfall im Flur ist am ehesten

durch die Impulsbilanz zu erklären. Durch die sehr schnell ablaufende chemische Reaktion und dem damit verbundenen Druck- und Temperaturanstieg erfährt das System eine Auslenkung und reagiert in den folgenden Zeitschritten darauf.

## 9.8 Plausibilitätsprüfung der numerisch berechneten Rauchschttemperaturen bei Belüftung mittels kombiniertem Zu- und Abluftsystem

Um die simulierte Rauchschttemperatur auf Plausibilität zu prüfen, wurden die Temperaturen aus der Simulation mit Temperaturberechnungen aus empirischen Ansätzen verglichen. Die empirische Berechnung erfolgt nach dem Verfahren von Beyler and Deal [128, 129] und basiert auf den von McCaffrey [130] vorgestellten Korrelationen zur Abschätzung der Temperatur in der Heißgasscht. Nach Beyler et al. [128] gilt für die Temperaturerhöhung in der Heißgasscht  $\Delta T_g$

$$\Delta T_g = \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_g c_p + h_k A_T} \quad (9.5)$$

Zur Berechnung des effektiven Wärmeübergangskoeffizienten  $h_k$  haben Beyler und Deal eine dimensionslose Temperaturerhöhung  $\Delta T^*$  und das dimensionslose Verhältnis  $\Delta Y^*$  eingeführt [128, 129]. Durch die Gleichung 9.7 aus [128, 129] wird  $\Delta Y^*$  spezifiziert.  $\Delta Y^*$  beschreibt das Verhältnis des Wärmeverlustes an die umgebenden Oberflächen zum Wärmeverlust durch den austretenden Gasmassenstrom.

$$\Delta T^* = \frac{\Delta T_g \dot{m}_g c_p}{\dot{Q}} \quad (9.6)$$

$$\Delta Y^* = 1 + \frac{h_k A_T}{\dot{m}_g c_p} \quad (9.7)$$

Ausgehend von experimentellen Daten zeichnen Beyler und Deal ein  $\Delta T^*$  zu  $\Delta Y^*$  Diagramm und leiteten daraus für den effektiven Wärmeübergangskoeffizienten  $h_k$  die folgende Gleichung her.

$$h_k = 0,4 \max \left( \sqrt{\frac{\lambda \rho c}{t_{exp}}}, \frac{\lambda}{\delta} \right) \quad (9.8)$$

In der Gleichung entspricht

$\lambda$  dem Wärmeleitkoeffizient der Oberflächen des Raumes in [kW/mK]

$\rho$  der Dichte der Raumboberflächen [kg/m<sup>3</sup>]

$c$  der spezifischen Wärmekapazität des Oberflächenmaterials mit der Einheit [kJ/kgK]

$\delta$  der Schichtdicke des Oberflächenmaterials [m]



$t_{exp}$  der Expositionszeit [s].

Unter Berücksichtigung der umfassenden Bauteilflächen an der Gesamtfläche der umschließenden Bauteile, wurde für die Simulation ein effektiver Wärmeübergangskoeffizient nach Gleichung 9.8 von  $5,2 \text{ W/m}^2\text{K}$  ermittelt. Um den Einfluss des Korrekturfaktors aus Gleichung 9.8 zu überprüfen, wurde der effektive Wärmeübergangskoeffizient außerdem mit einem Korrekturfaktor von 0,25 ( $h_k = 3,3 \text{ W/m}^2\text{K}$ ) und 0,55 ( $h_k = 7,2 \text{ W/m}^2\text{K}$ ) berechnet.

Um die Rauchschichttemperatur in der numerischen Simulation angeben zu können, wurde eine UDF aufgestellt, die die Massenanteile der Brandprodukte summiert. Bei der Summation wurde Stickstoff nicht berücksichtigt, da der Stickstoffanteil der als Reaktionsprodukt entsteht, im Rechengebiet nicht von dem Stickstoff unterschieden werden kann, der im Luftsauerstoff vorhanden ist. Für die Rauchschichttemperatur wurde die mittlere Temperatur in einem Isovolumen mit einer Rauchgaskonzentration größer oder gleich 1% ermittelt. In der Abbildung 9.17 ist der Bereich mit einer Rauchgaskonzentration größer oder gleich 1% rot eingefärbt. Die linke Abbildung zeigt das Rauchgasvolumen nach 150 Sekunden und die rechte Abbildung nach 180 Sekunden. Es ist zu erkennen, dass die Rauchschicht nach 150 Sekunden noch nicht den ganzen Bereich unter der Decke eingenommen hat. Erst ab 180 Sekunden nach Brandausbruch füllt der Brandrauch den oberen Bereich des Raumes fast vollständig aus.

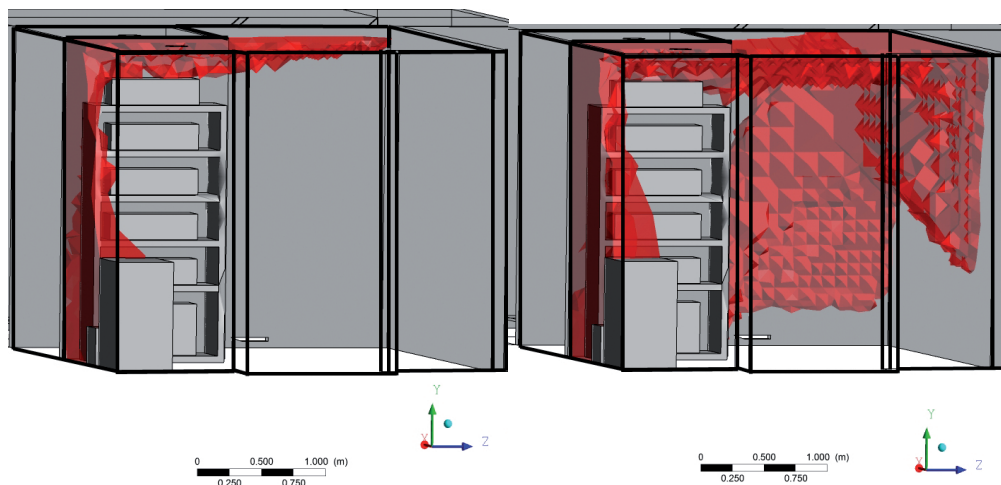


Abbildung 9.17: Rauchschicht mit einer Konzentration der Verbrennungsprodukte größer oder gleich 1%, 150 Sekunden (links) und 180 Sekunden (rechts) nach Brandausbruch

Es zeigt sich, dass die empirisch berechneten Temperaturen in den ersten 150 Sekunden nach Brandausbruch nicht mit den Rauchschichttemperaturen in der Simulation übereinstimmen (vgl. Abbildung 9.18). Diese Tatsache ist darauf zurückzuführen, dass das

empirische Rechenverfahren von Beyler and Deal für eine stabile Rauchschicht innerhalb des Brandraumes gilt [128, 129]. Diese wird in der Simulation erst ab 150 Sekunden erreicht. Im weiteren zeitlichen Verlauf ergibt die Berechnung für  $h_k = 5,2 \text{ W/m}^2\text{K}$  eine sehr gute Übereinstimmung zwischen den numerisch berechneten Temperaturen und den empirisch abgeleiteten.

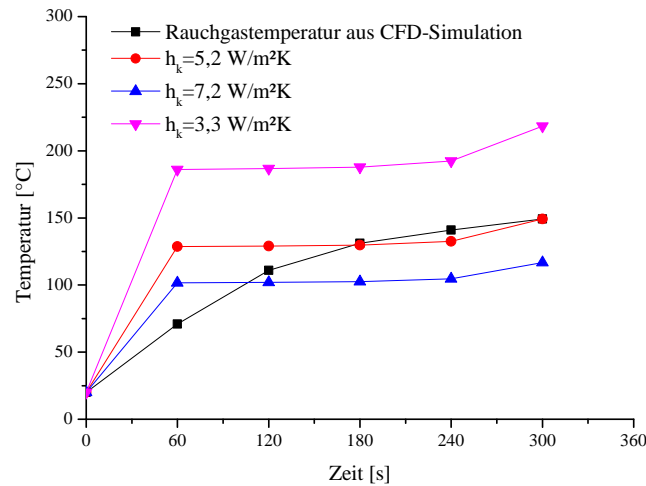


Abbildung 9.18: Zeitlicher Verlauf der Rauchschichttemperaturen aus der CFD Simulation im Vergleich mit empirisch berechneten Temperaturen nach [128]

## 9.9 Plausibilitätsprüfung für den Eintritt eines Flashovers bei Belüftung mittels kombiniertem Zu- und Abluftsystem

Der Nachweis, ob ein Flashover unter den hier vorliegenden Bedingungen während des Brandes auftreten kann, wird nach Thomas geführt [6, 131]. Für die Energiebilanz der Heißgasschicht gilt

$$\dot{Q} = \dot{m}_g c_p (T_g - T_\infty) + \dot{Q}_{loss} \quad (9.9)$$

wobei der Massenstrom aus den Öffnungen des Brandraums approximiert werden kann durch

$$\dot{m}_g \approx 0,5 A_0 \sqrt{H_0} \quad (9.10)$$

und der Wärmeverlust  $\dot{Q}_{loss}$  mit

$$\dot{Q}_{loss} \approx h_c(T_g - T_W) \frac{A_T}{2} + \epsilon\sigma(2T_g^4 - T_{floor}^4) \frac{A_T}{6} \quad (9.11)$$

In der Gleichung 9.11 entspricht  $A_T$  der Fläche der umgebenden Oberflächen [m<sup>2</sup>],  $h_c$  dem konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten [kW/m<sup>2</sup>K],  $T_W$  der oberen Wandtemperatur und  $T_{floor}$  der Fußbodentemperatur. Aus experimentellen Daten führt Thomas für  $\dot{Q}_{loss}$  in [6] die Approximation

$$\dot{Q}_{loss} \approx 7,8A_T \quad (9.12)$$

ein. Setzt man wie in [6] voraus, dass  $\Delta T_g$  600°C beträgt und  $c_p$  mit 1,26 kJ/kgK angenommen werden kann, dann kann die minimale Energierate, die freigesetzt werden muss, damit es zu einem Flashover kommt, berechnet werden durch

$$\dot{Q} = 7,8A_T + 378A_0\sqrt{H_0} \quad (9.13)$$

Für die Simulation mit Belüftung durch ein kombiniertes Zu- und Abluftsystem ergibt sich nach Thomas [6, 131] eine Energiefreisetzungsrate von  $\dot{Q} = 402,6$  kW. In der Abbildung ist die Wärmefreisetzungsrate und die Temperatur unter der Decke für den Brandraum dargestellt. Nach 360 Sekunden beträgt die Wärmefreisetzungsrate in der Simulation 402 kW. Die numerisch berechnete Temperatur liegt bei 320°C. Erst bei einer Simulationszeit von 370 Sekunden werden Temperaturen erreicht, die über 600°C liegen. Die Ergebnisse der Simulation werden alle 10 Sekunden vom SOLVER in einer Datei gespeichert, was dazu führt, dass der Temperaturanstieg, der durch die erhöhte Wärmefreisetzungsrate verursacht wird, erst bei der nächsten Speicherung (10 Sekunden später) zu erkennen ist. Durch das Approximationsverfahren nach Thomas konnte gezeigt werden, dass der Flashover, der in der Simulation eintritt, in der Realität tatsächlich auftreten kann.

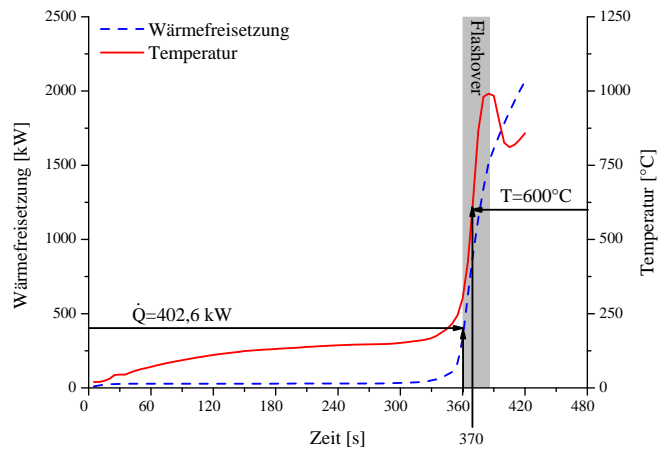


Abbildung 9.19: Wärmefreisetzung und Temperatur in der Heißgasschicht für das Simulationssetup bei Belüftung mittels kombiniertem Zu- und Abluftsystem

## 10 Ergebnisse der Brandsimulation mit Fensterlüftung

### 10.1 Brandausbreitung über die brennbaren Gegenstände bei Fensterlüftung

In der Abbildung 10.1 ist der Hauswirtschaftsraum mit dem angrenzenden Flur zu sehen. Die Randelemente der brennbaren Oberflächen sind entsprechend ihrer Aktivität farblich gekennzeichnet. Ein rot eingefärbtes Randelement setzt einen Massen- und Wärmestrom frei. Blau eingefärbte Randelemente sind inaktiv, d.h. sie tragen nicht zum Brandgeschehen bei, da keine Massen- und Wärmeströme freigesetzt werden. In der Abbildung 10.1 ist die Aktivität der Randelemente 180 Sekunden nach Brandausbruch dargestellt. Der Brand hat sich 180 Sekunden nach Brandausbruch vom Brandentstehungsort bis auf den angrenzenden Papierstapel und das Regal ausgebreitet. Im weiteren zeitlichen Verlauf der numerischen Berechnung werden keine weiteren Randelemente in den aktiven Zustand versetzt, der Brand breitet sich nicht weiter aus.

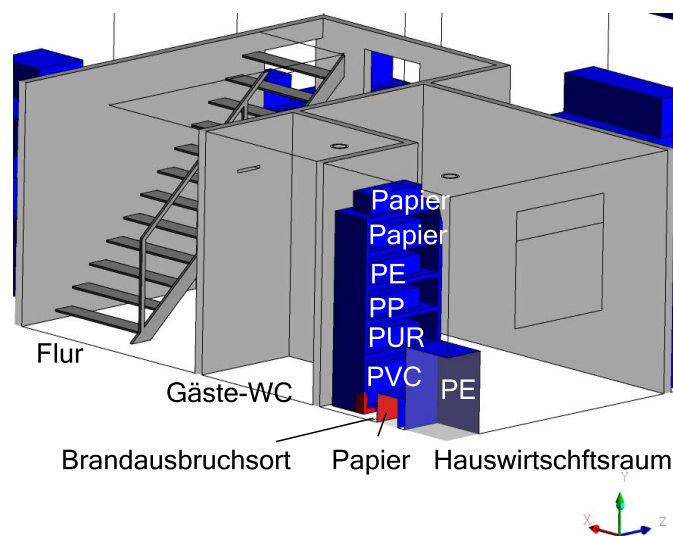


Abbildung 10.1: Brandausbreitung über die Randelemente der brennbaren Oberflächen 180 Sekunden nach Brandausbruch für das Simulationssetup „Brand mit Fensterlüftung“

## 10.2 Temperaturverlauf im Brandfall bei Fensterlüftung

Zur Darstellung des Temperaturverlaufs wurde eine XY-Ebene in das Rechengebiet gelegt. Die Lage der Ebene ist in Abbildung 9.5 in Kapitel 9.3 gezeigt. Im Simulationssetup Fensterlüftung schneidet die Ebene sowohl die Überströmöffnung in der Tür als auch das offene Fenster. Nach etwa 200 Sekunden erreicht die Temperatur unter der Decke Werte bis zu 150°C. Das Temperaturfeld, das auf der Abbildung 10.2 zu sehen ist, ändert sich im zeitlichen Verlauf nicht mehr. Im Flur und in der Umgebung des Rechengebietes kommt es zu keiner Temperaturerhöhung.

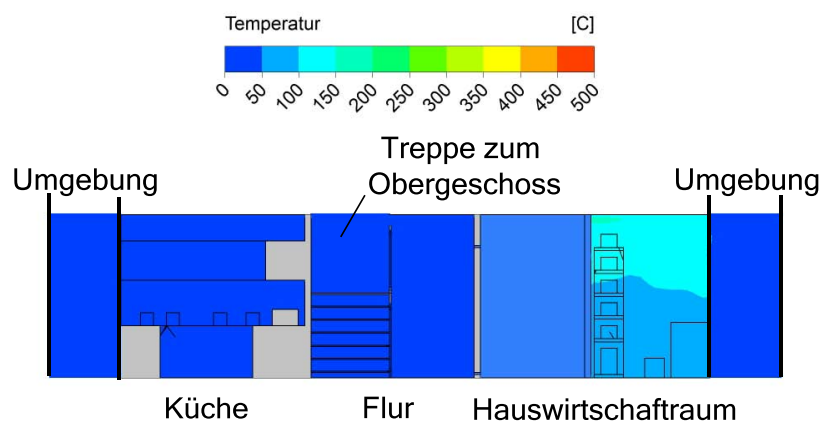


Abbildung 10.2: Seitenansicht des Erdgeschosses mit Temperaturkontur auf einer XY-Ebene bei  $Z = 2,4\text{m}$  zum Zeitpunkt  $t = 200$  Sekunden

Für den zeitlichen Verlauf der Temperaturentwicklung wurde die mittlere Temperatur über die Kontrollvolumen des jeweiligen Raumes gebildet. In der Abbildung 10.3 ist die mittlere Temperatur für den Hauswirtschaftsraum, die Gästetoilette und den Flur dargestellt.

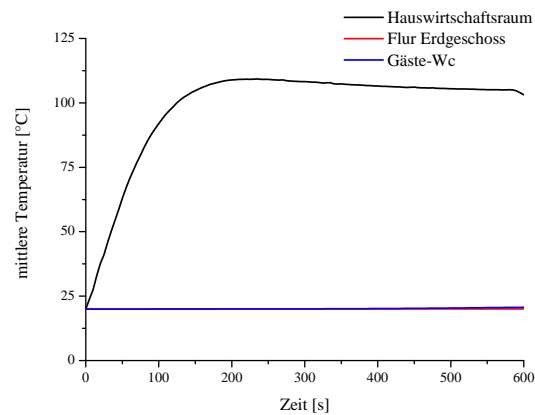


Abbildung 10.3: Temperaturverlauf über der Zeit im Hauswirtschaftsraum, der Gästetoilette und dem Flur im Erdgeschoss

Nachdem sich der Brand nicht weiter ausbreitet (180 Sekunden nach Brandausbruch), stellt sich im Hauswirtschaftsraum eine Temperatur von etwa 100°C ein. Die Raumtemperatur in der Gästetoilette und im Flur erhöht sich während der Simulationszeit nicht.

### 10.3 Rauchgasausbreitung bei Fensterlüftung

Im Folgenden wird als Brandrauch das Volumen aus der Summe aller Massenanteile der Reaktionsprodukte mit einer Konzentration größer oder gleich 1% verstanden. Zur visuellen Darstellung wurde der Brandrauch in Abbildung 10.4 grau eingefärbt. Die Abbildung 10.4 zeigt den Verlauf der Rauchausbreitung zwischen der 200. und 400. Sekunde nach Brandausbruch. 200 Sekunden nach Brandausbruch zieht der Brandrauch an der Decke vom Ort des Brandausbruchs in Richtung Deckenmitte und sinkt an der gegenüberliegenden Wand zum Fußboden ab. Die obere Hälfte des Raumvolumens ist nach etwa 250 Sekunden mit Brandrauch gefüllt. Zwischen Fenster und Brandausbruchsstelle ist die Rauchsicht noch nicht so tief heruntergezogen, wie in den anderen Teilen des Raumes. Das Absinkverhalten der Rauchsicht resultiert aus einer Luftströmung, die sich vom Fenster in den Raum hinein in Richtung Brandherd bewegt. Nach 300 Sekunden ist noch deutlicher zu sehen, dass die Rauchsicht (vom Fenster aus links gesehen) noch nicht so weit abgesunken ist, wie an den anderen Stellen des Hauswirtschaftsraumes. In der Abbildung, die  $t=300$  Sekunden zeigt, strömt an der oberen linken Ecke des Fensters Rauch aus dem Hauswirtschaftsraum in die Umgebung hinaus. Das Ausströmen der Luft ist in der gewählten Ansicht nur dadurch erkennbar, dass der Rahmen des Fensters dort nicht mehr zu sehen ist. Gleiches gilt für die Abbildung  $t=400$  Sekunden. Nach

400 Sekunden füllt der Brandrauch mit einer Massenfraktion größer oder gleich 1% den Brandraum vollständig aus. Während der gesamten Simulationszeit von 600 Sekunden ist keine Strömungsbewegung des Brandrauches aus dem Hauswirtschaftsraum in den Flur zu verzeichnen.

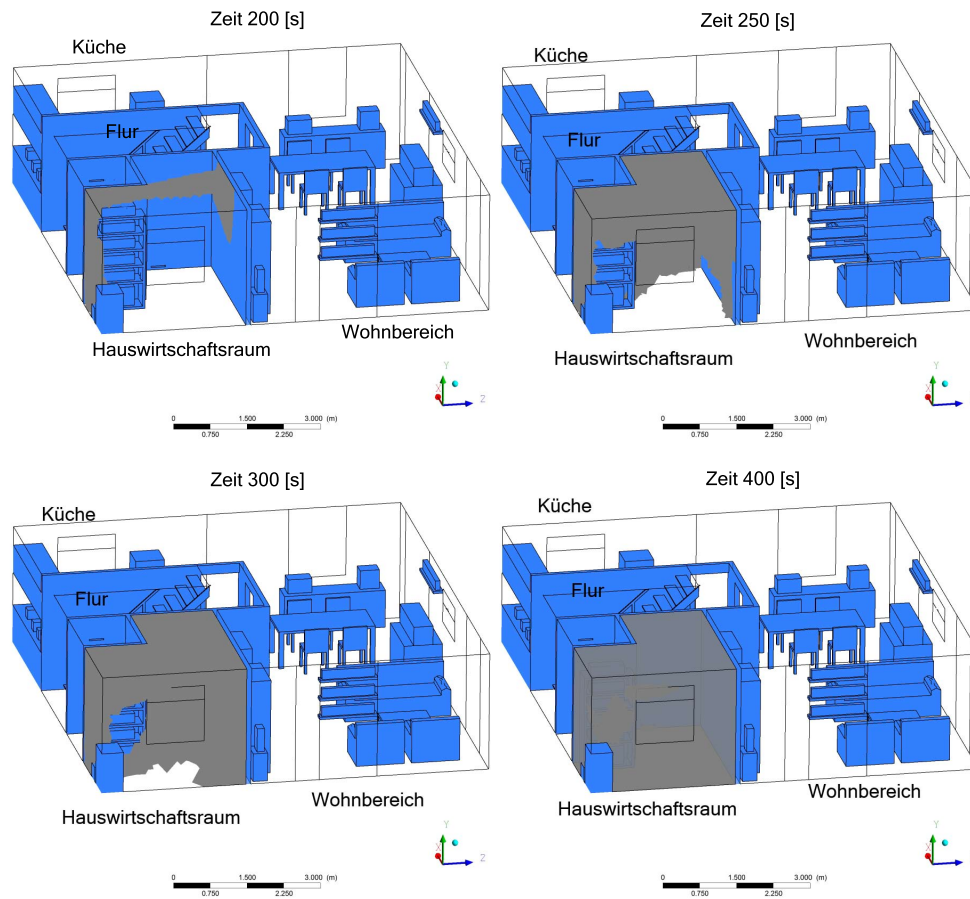


Abbildung 10.4: Ausbreitung der Rauchgase (Massenfraktion  $\geq 1\%$ ) im Hauswirtschaftsraum bei Fensterlüftung zwischen der 200. Sekunde und 400. Sekunde nach Brandausbruch



## 10.4 Vorhersage der Fractional Effective Dose im Brandfall bei Fensterlüftung

Die Abbildungen 10.5 und 10.6 zeigen die Entwicklung des FED-Wertes in den ersten 600 Sekunden nach der Brandentstehung. Der FED-Wert wurde auf dem Rauchgasvolumen mit einem Massenanteil der Reaktionsprodukte größer oder gleich 1% eingefärbt. Die Definition des Rauchgases ist in Kapitel 9.4 beschrieben. Aus den Abbildungen ist zu erkennen, dass der Brandrauch den Hauswirtschaftsraum nicht verlässt. 300 Sekunden nach Brandausbruch wird im Hauswirtschaftsraum ein FED-Wert von etwa 0,15 erreicht (vgl. Abbildung 10.5).

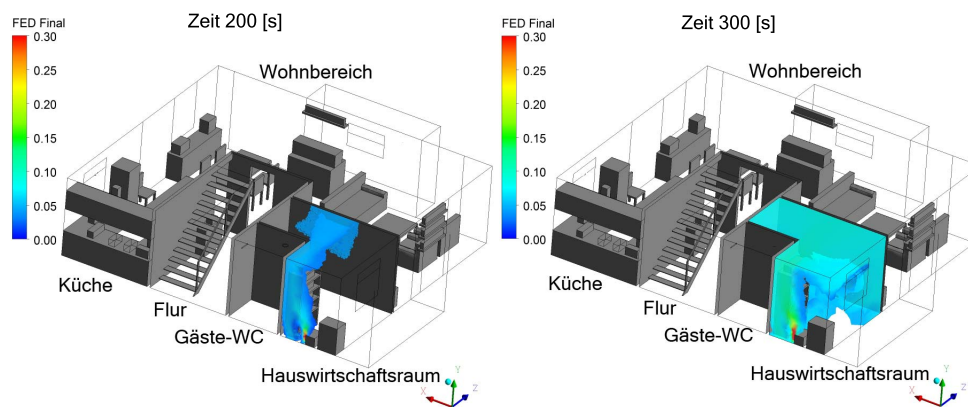


Abbildung 10.5: Entwicklung der Fractional Effective Dose im Rauchgasvolumen 200 Sekunden und 300 Sekunden nach Brandausbruch

Im zeitlichen Verlauf steigt der FED-Wert weiter an und nimmt 600 Sekunden nach Brandausbruch in großen Teilen des Raumes Werte an, die unter 0,25 liegen. Über dem Brandausbruchsort wird im Fluidvolumen ein FED Wert größer oder gleich 0,3 erreicht. An dieser Stelle befindet sich die Flamme, mit der das Feuer brennt (vgl. Abbildung 10.6). Dort wo sich Frischluft in Richtung Brandherd bewegt, ist der FED-Wert nicht größer als 0,1 (s.h. Abbildung 10.7).

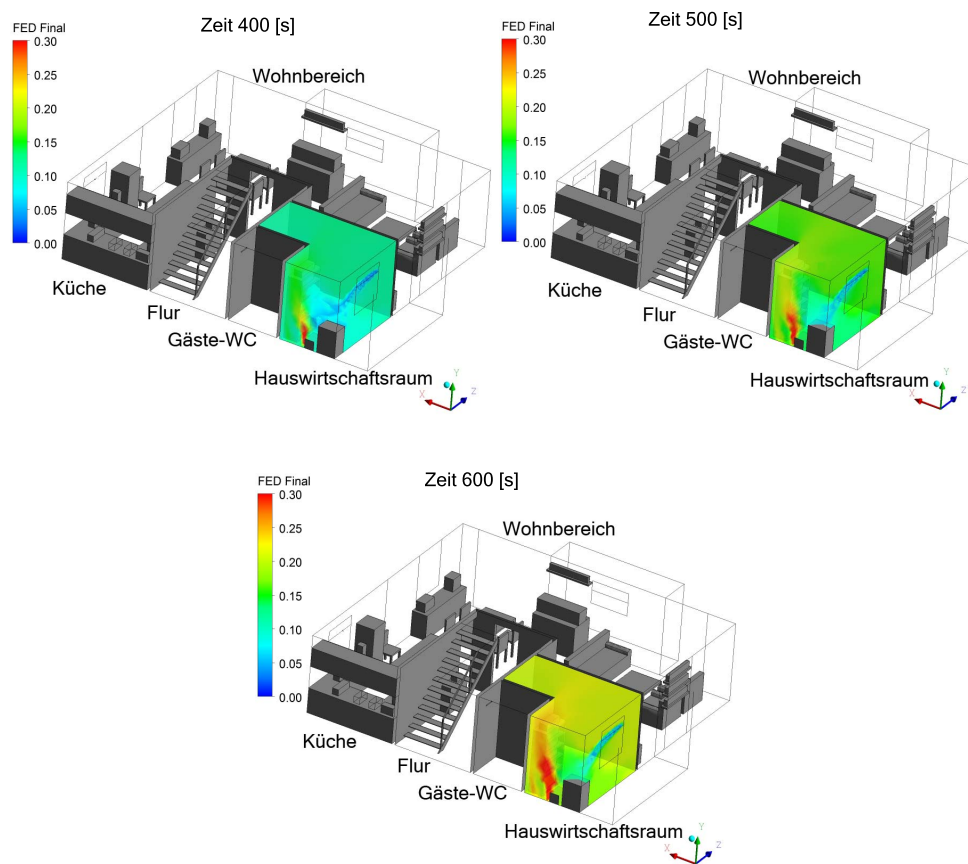


Abbildung 10.6: Zeitliche Entwicklung der Fractional Effective Dose zwischen der 400. und 600. Sekunde nach Brandausbruch

In der Abbildung 10.7 ist das Geschwindigkeitsfeld der Luftströmung durch Vektoren dargestellt. Im Wohnbereich tritt die Luft in das Wohnzimmer ein und strömt von dort Richtung Flur. Dieser Bereich ist in Abbildung 10.7 durch den Begriff „Wind“ gekennzeichnet, da das Haus aus dieser Richtung vom Wind angeströmt wird. Im Hauswirtschaftsraum ist zu erkennen, wie sich am Brandherd eine Auftriebsströmung ausgebildet hat. Außerdem tritt Luft vom Flur in den Hauswirtschaftsraum ein. Im oberen Bereich des geöffneten Fensters im Hauswirtschaftsraum bewegt sich die Luft aus dem Raum hinaus in die Umgebung. Die Luftbewegung in die Umgebung ist in der Abbildung 10.7 nicht dargestellt. Am unteren Teil des Fensters strömt Luft in den Brandraum hinein und bewegt sich in Richtung des Brandherdes.

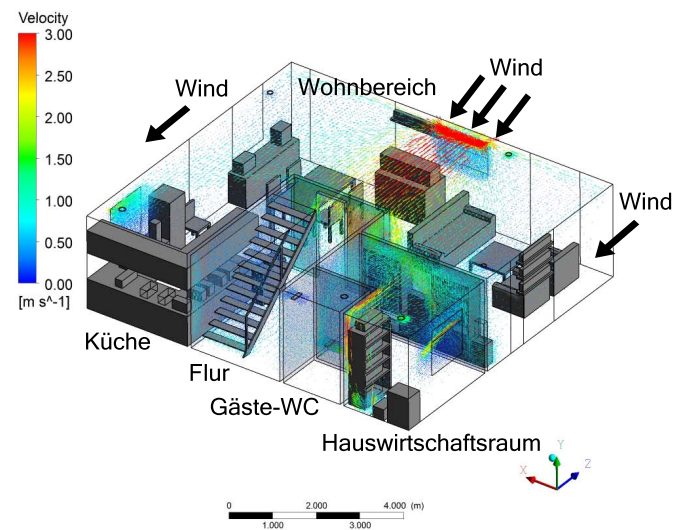


Abbildung 10.7: Geschwindigkeitsvektoren in der Luftströmung zum Zeitpunkt  $t = 400$  Sekunden

## 10.5 Druckverlauf bei einem Brand mit Fensterlüftung

Der Druck im Wohnbereich, im Schlafzimmer 2, im Arbeitszimmer und den Fluren beträgt, wie in den Abbildungen 7.11 und 7.12 in Kapitel 7.7 dargestellt, auf dem Gitter F1 und F2 etwa 3,6 Pascal. Im Hauswirtschaftsraum stellt sich im Verlauf des Brandes ein konstanter Druck von etwa -1,3 Pascal ein. In der numerischen Berechnung der Luftströmung stellt sich im Hauswirtschaftsraum auf den Gittern F1 und F2 ein Druck von 0 Pascal ein. Nachdem die Brandausbreitung abgeschlossen ist und sich der Brand in einem quasi stationärem Zustand befindet, fällt der Druck im Hauswirtschaftsraum auf -1,3 Pascal ab. Zu diesem Zeitpunkt ist der Volumenstrom, der durch das offene Fenster nach außen tritt, größer als die Summe des Rauchgasvolumenstroms aus den Produkten der chemischen Reaktion und dem Volumenstrom der nachströmenden Frischluft durch die Überströmöffnung.

## 10.6 Zeitlicher Verlauf der $O_2$ , $CO$ und $CO_2$ Konzentration im Brandraum mit Fensterlüftung

Die Konzentrationen von Sauerstoff, Kohlenstoffmonoxid und Kohlenstoffdioxid variieren im Brandverlauf nur um wenige Massenprozent. Die Abbildung 10.8 zeigt die Konzentrationen der drei Gase in Massenprozent, die sich über der Zeit im Volumen des Brandraumes einstellt. Es zeigt sich, dass der Massenanteil des Sauerstoffs etwas abnimmt, während der Massenanteil von Kohlendioxid und Kohlenmonoxid leicht ansteigen. Das Kohlenmonoxid, welches entsteht, ist das Produkt aus den Reaktionsgleichungen aus Kapitel 8.3. Aus den Literaturstellen, mit denen die Reaktionsgleichungen erarbeitet wurden (vgl. Kapitel 8.3), ging hervor, dass auch bei stöchiometrischen Reaktionsbedingungen geringe Mengen Kohlenstoffmonoxid als Reaktionsprodukt entstehen.

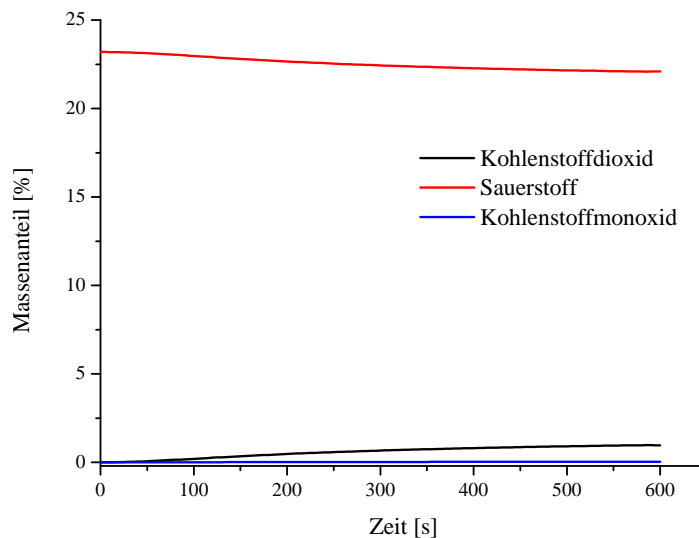


Abbildung 10.8: Konzentrationsverlauf von Kohlenstoffmonoxid, Kohlenstoffdioxid und Sauerstoff im Brandraum

## 10.7 Plausibilitätsprüfung der numerisch berechneten Rauchschichttemperaturen im Brandfall mit Fensterlüftung

Zur Berechnung der mittleren Temperatur in der Heißgasschicht kann das Verfahren nach McCaffrey [130, 132, 133] angewendet werden. McCaffrey et al. approximieren in [6] die Temperaturerhöhung  $\Delta T_g$  mit

$$\Delta T_g = 6,85 \left( \frac{\dot{Q}^2}{A_0 \sqrt{H_0} h_k A_T} \right)^{1/3} \quad (10.1)$$

Die Gleichung (10.1) gilt für eine Umgebungstemperatur von 20°C. Brände in Ecken oder in der Nähe von Wänden sind in der von Mowrer und Williamsson [134] modifizierten Gleichung (10.1) durch einen Vorfaktor, der die Lage der Brandquelle einbezieht, berücksichtigt. Für Brände in der Nähe von Wänden führten Mowrer und Williamsson in [134] den Korrekturfaktor 1,3 ein (s.h. Gleichung (10.2)). Nach [134] muss für Brände in Raumecken der Faktor 1,7 ( Gleichung (10.3)) berücksichtigt werden.

$$\Delta T_g = 1,3 \cdot 6,85 \left( \frac{\dot{Q}^2}{A_0 \sqrt{H_0} h_k A_T} \right)^{1/3} \quad (10.2)$$

$$\Delta T_g = 1,7 \cdot 6,85 \left( \frac{\dot{Q}^2}{A_0 \sqrt{H_0} h_k A_T} \right)^{1/3} \quad (10.3)$$

Die Abbildung 10.9 zeigt die Temperaturen in der Heißgasschicht aus der CFD Simulation im Vergleich zu den empirisch berechneten Temperaturen aus den Gleichungen 10.1 bis 10.3 nach [134]. Ab 120 Sekunden stimmen die Temperaturen in der Simulation mit den empirisch berechneten Werten für einen Brand in Wandnähe (Gleichung 10.2) gut überein. Auch die empirische Gleichung zur Berechnung der Temperatur bei einer Brandquelle in der Raummitte zeigt eine gute Näherung. Der relative Fehler, der sich im Betrachtungszeitraum ab 120 Sekunden für die Berechnung nach Gleichung 10.1 und 10.2 ergibt, liegt bei etwa 4%.

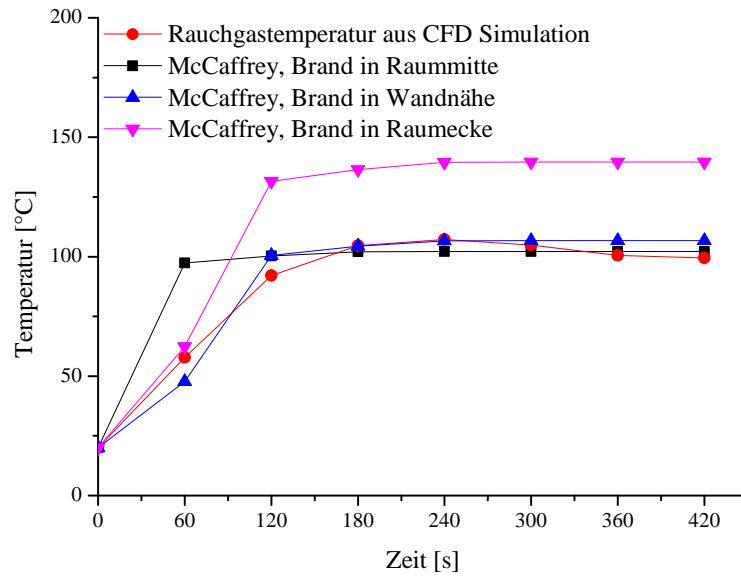


Abbildung 10.9: Zeitlicher Verlauf der Temperatur in der Rauchschicht aus der CFD Simulation im Vergleich mit empirisch berechneten Temperaturen [134]

# 11 Diskussion und Ausblick

## 11.1 Zusammenfassung und Diskussion der Ergebnisse

Die vorliegende Arbeit gliedert sich in zwei Teile. Im ersten Teil der Arbeit wurde die Luftströmung untersucht, die sich in einem Wohngebäude durch Fensterlüftung und durch die Belüftung mit einem kombinierten Zu- und Abluftsystem ergibt. Der zweite Teil untersucht den Brandverlauf, der sich in einem Abluftraum infolge der unterschiedlichen Lüftungsformen einstellt. Nachfolgend werden die Ergebnisse der beiden Teiluntersuchungen zusammengefasst und die Unterschiede, die sich durch die Lüftungsform ergeben, dargestellt.

### Ergebnisse zur Untersuchung der Luftströmung

In der Tabelle 11.1 sind die Druckdifferenzen, die sich zwischen einem Raum und dem angrenzenden Flur infolge der Luftströmung einstellen, für die beiden Lüftungsformen zusammengefasst. Die Druckdifferenzen, die sich im Simulationssetup „Kombiniertes Zu- und Abluftsystem“ ergeben, gehen zurück auf die Variante 3 der Randbedingungen. Im Ergebnis sind die Druckdifferenzen, die sich zwischen den Räumen im Simulationssetup „Fensterlüftung“ ausbilden, etwa um den Faktor 9 größer als die Druckdifferenzen bei Lüftung mit kombiniertem Zu- und Abluftsystem.

Tabelle 11.1: Druckdifferenzen der verschiedenen Räume und des Flurs für die Lüftung mit kombiniertem Zu- und Abluftsystem sowie Fensterlüftung

Raum	Druckdifferenz zum Flur	
	Kombiniertes Zu- und Abluftsystem	Fensterlüftung
<b>Wohnbereich</b>	0 Pa	0 Pa
<b>Hauswirtschaftsraum</b>	0,4 Pa	3,5 Pa
<b>Gästetoilette</b>	0,4 Pa	-
<b>Schlafzimmer 1</b>	0,4 Pa	0 Pa
<b>Schlafzimmer 2</b>	0,4 Pa	0 Pa
<b>Arbeitszimmer</b>	0,4 Pa	3,5 Pa
<b>Bad OG</b>	0,6 Pa	3,5 Pa

Die Abbildungen 11.1 zeigen die Geschwindigkeitsvektoren der Luftströmung in einer Höhe von 2 m. Wie aus der Gegenüberstellung der beiden Abbildungen zu entnehmen ist, liegt die Luftströmungsgeschwindigkeit bei Fensterlüftung deutlich über der Geschwindigkeit, die sich durch das kombinierte Zu- und Abluftsystem ergibt. Die Hauptströmungsrichtung ist für beide Lüftungsformen identisch. Außerdem konnte gezeigt werden, dass die Luftwechselzahl der jeweiligen Lüftungsform entspricht.

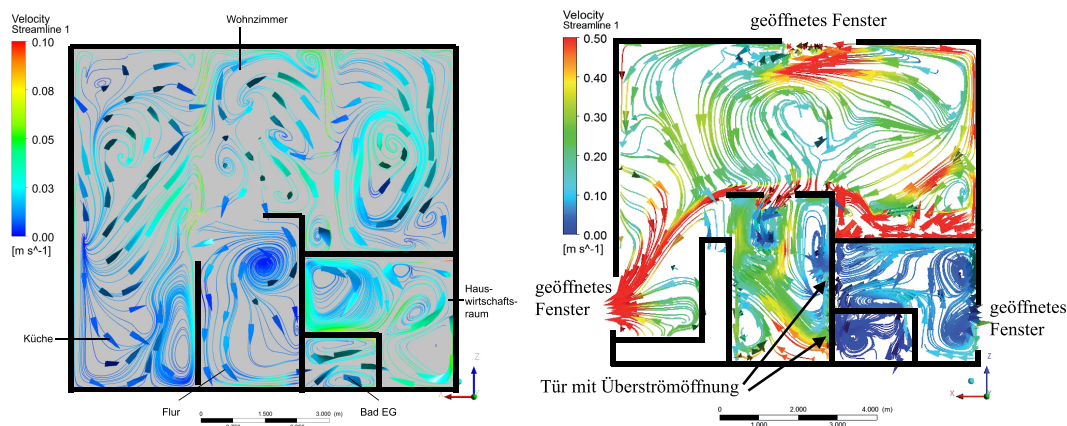


Abbildung 11.1: Geschwindigkeitsvektoren der Luftströmung auf einer XZ-Ebene ( $Y=2\text{m}$ ) für die Lüftung mit kombiniertem Zu- und Abluftsystem (links) und Fensterlüftung (rechts)

### Ergebnisse zur Untersuchung des Brandverlaufs

Durch die Untersuchung des Brandverlaufs bei unterschiedlichen Lüftungsformen konnte gezeigt werden, dass sich zwei verschiedene Brandverläufe einstellen. In den ersten 180 Sekunden nach der Brandentstehung breitet sich der Brand im Simulationssetup „Fensterlüftung“ zunächst schneller über die Randlelemente der brennbaren Oberflächen aus, als bei der Lüftung mit kombiniertem Zu- und Abluftsystem. Danach vergrößert sich die am Brand beteiligte Fläche im Simulationssetup „Fensterlüftung“ nicht mehr. Die Brandausbreitung stagniert und es stellt sich ein quasi stationärer Zustand ein. Die Abbildung 11.2 zeigt, dass die Brandausbreitung in den beiden unterschiedlichen Lüftungsarten bis zur 180. Sekunde im Brand mit Fensterlüftung etwas weiter fortgeschritten ist, als bei der Lüftung mit kombiniertem Zu- und Abluftsystem. Durch die fortschreitende Brandausbreitung im Simulationssetup „Kombiniertes Zu- und Abluftsystem“ kommt es 370 Sekunden nach Brandausbruch im Hauswirtschaftsraum zu einem Flashover.



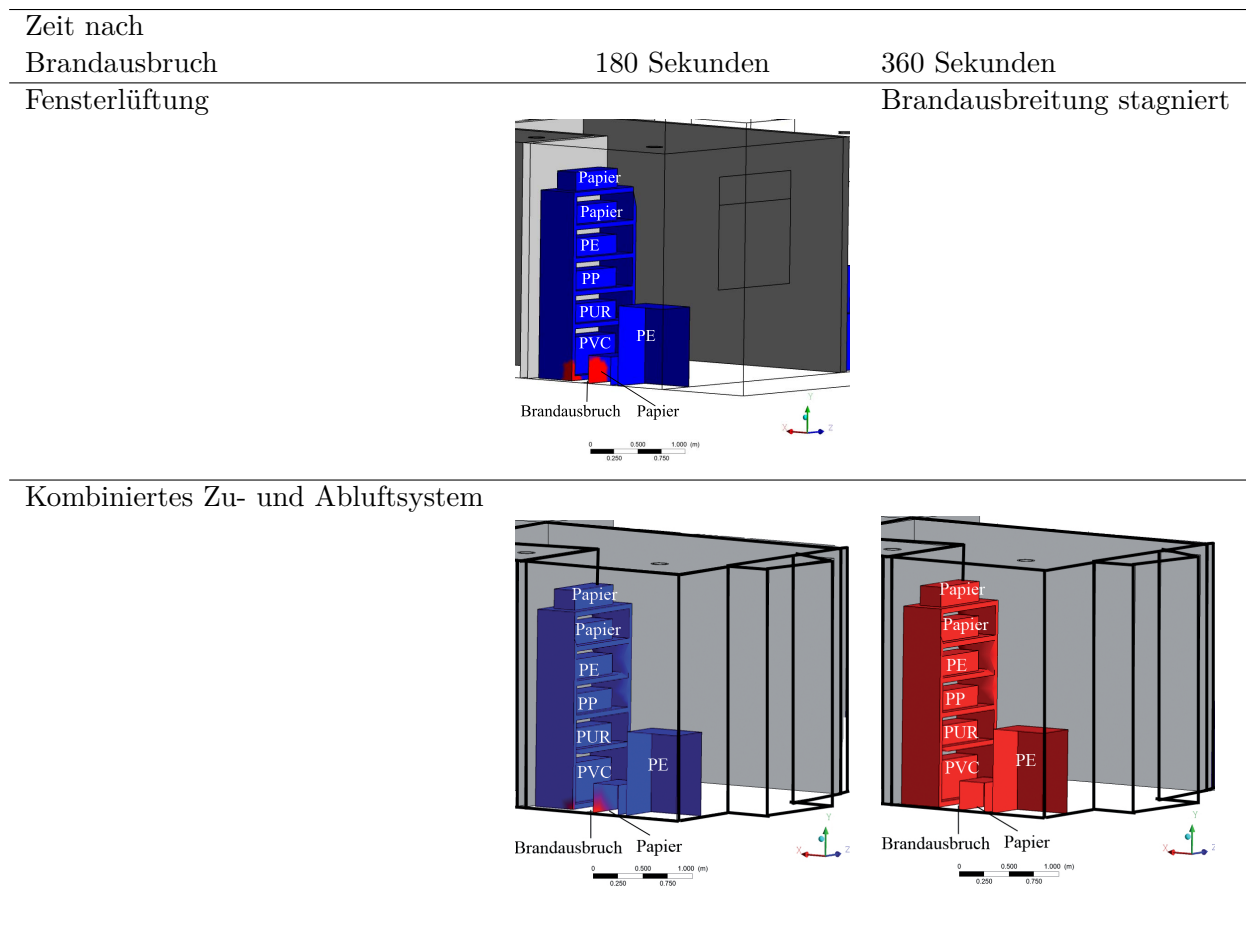


Abbildung 11.2: Brandausbreitung über die Randelemente der brennbaren Gegenstände nach 180 Sekunden und 360 Sekunden

Der Eintritt des Flashovers konnte durch den Vergleich mit einer Überschlagsrechnung, die auf der Grundlage von experimentellen Daten beruht, abgesichert werden (vgl. Kapitel 9.9). Im Simulationssetup „Fensterlüftung“ wurde kein Brandphänomen wie Flashover, Backdraft oder Rollover nachgewiesen. Im Brandverlauf mit kombiniertem Zu- und Abluftsystem übersteigt nach 120 Sekunden der Druck im Brandraum den Druck im angrenzenden Flur und es können heiße Gase und Dämpfe in den Flur strömen. Der Druck im Brandraum mit Fensterlüftung liegt während der gesamten Simulationszeit unter dem Druck des angrenzenden Flures (s.h. Abbildung 11.3).

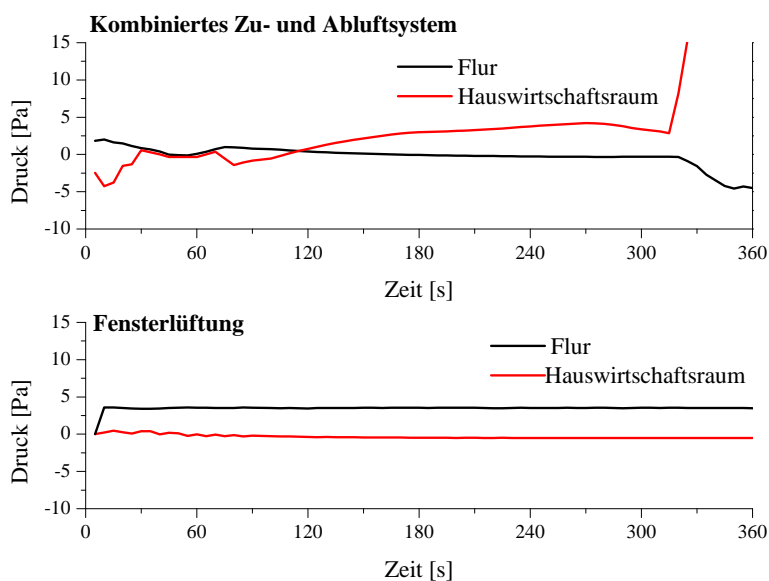


Abbildung 11.3: Druckentwicklung über die Zeit im Brandraum und im angrenzenden Flur für das Simulationensetup „Kombiniertes Zu- und Abluftsystem“ und „Fensterlüftung“

Für die Temperaturen, die in der Heißgasschicht entstehen, wurde eine Plausibilitätsprüfung durchgeführt. Die Rechenverfahren, die der Plausibilitätsprüfung zu Grunde liegen, sind in Kapitel 9.8 und Kapitel 10.7 erläutert. Die Prüfung zeigt, dass die numerisch berechneten Temperaturen in der Heißgasschicht für beide Lüftungsformen gut mit der Überschlagsrechnung übereinstimmen, wenn sich die Rauchschicht vollständig unter der Decke ausgebildet hat. Die vertikale Temperaturverteilung kann in der Brandausbreitungsphase für die Lüftung mit kombiniertem Zu- und Abluftsystem und für den gesamten Brandverlauf mit Fensterlüftung, schematisch, wie von Drysdale und Croce [127, 7] vorgeschlagen, dargestellt werden (vgl. Kapitel 9.3 Abbildung 9.7). Für den Beginn des Flashovers und die Postflashover Phase ist zu überprüfen, in wie weit die schematische Darstellung aus der Abbildung 11.4 Gültigkeit hat und ob sie allgemeingültig ist, da eine Rauchschichtung, wie sie für andere Brandverläufe mit freier Lüftung typisch ist, sich in der numerischen Berechnung für das kombinierte Zu- und Abluftsystem nicht nachweisen lässt.

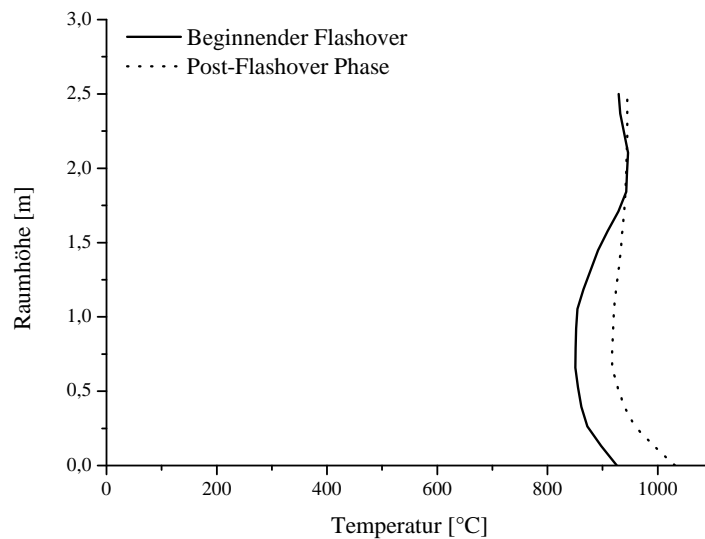


Abbildung 11.4: Schematische Darstellung des vertikalen Temperaturprofils im Brandraum bei Lüftung mit kombiniertem Zu- und Abluftsystem für den Beginn des Flashovers und die Post-Flashover Phase

Für die Brandsimulation mit kombiniertem Zu- und Abluftsystem konnte sowohl eine horizontale als auch eine vertikale Ausbreitung der Rauchgase nachgewiesen werden. Die Abbildung 11.5 zeigt die Ausbreitung des Rauchgases (Massenanteile der Reaktionsprodukte mit einer Konzentration größer oder gleich 1%) 420 Sekunden nach Brandausbruch. Auf dem Rauchgas ist der FED-Wert eingefärbt. Im Brandszenario mit kombiniertem Zu- und Abluftsystem wird im Brandraum der kritischer FED-Wert 0,3 erreicht. Außerdem ist der Brandrauch 420 Sekunden nach Brandausbruch bis in den Wohnbereich eingezogen, während im Brandszenario mit Fensterlüftung die Rauchausbreitung lokal auf den Brandraum begrenzt ist. Der FED-Wert im Brandraum mit Fensterlüftung liegt im Mittel bei 0,2. Eine horizontale Rauchausbreitung aus dem Brandraum hinaus, konnte im Brand mit Fensterlüftung bis zum Simulationsende (600 Sekunden) nicht nachgewiesen werden. Es ist zu überprüfen, in wie weit die Überströmöffnung, die in der Tür zwischen Flur und Hauswirtschaftsraum liegt, die Rauchausbreitung eingedämmt bzw. verzögert hat.

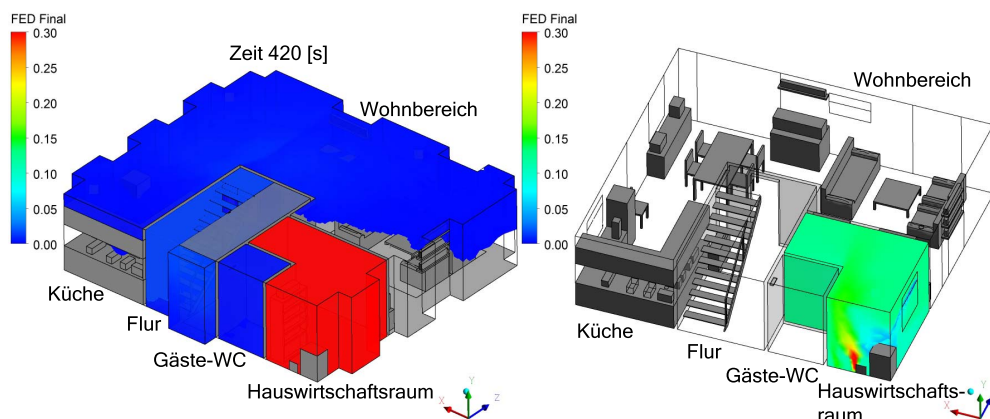


Abbildung 11.5: Horizontale Rauchausbreitung im Erdgeschoss 420 Sekunden nach Brandausbruch für die Lüftung mit kombiniertem Zu- und Abluftsystem (links) und für die Fensterlüftung (rechts)

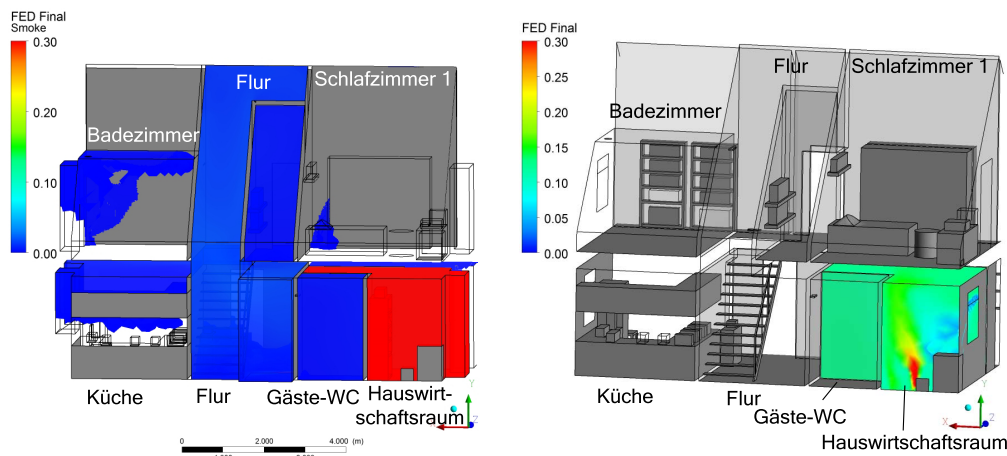


Abbildung 11.6: Seitenansicht des Hauses (links kombiniertes Zu- und Abluftsystem, rechts Fensterlüftung) mit vertikaler Rauchausbreitung und farblicher Darstellung des FED-Werts kleiner 0,3 für die Zeit 420 Sekunden nach Brandentstehung

In der Simulation mit kombiniertem Zu- und Abluftsystem Lüftung breitet sich der Brandrauch über den Treppenraum auch ins Obergeschoss aus. Die Abbildung 11.6 zeigt die Seitenansicht des Hauses mit der vertikalen Rauchausbreitung über den Treppen-

raum und den Raucheintrag in die angrenzenden Räume für die Belüftung mit kombiniertem Zu- und Abluftsystem (linke Seite). Auf der rechten Seite der Abbildung ist zum Vergleich die Seitenansicht für das Brandszenario mit Fensterlüftung dargestellt. Beide Abbildungen zeigen die Rauchausbreitung 420 Sekunden nach Brandausbruch. Zu diesem Zeitpunkt bewegt sich der Brandrauch im Simulationssetup mit kombiniertem Zu- und Abluftsystem ins Badezimmer, Schlafzimmer und in die Küche. Der Flur ist vollständig verraucht. Der FED-Wert außerhalb des Brandraumes liegt noch unter 0,1. Ein FED-Wert unter 0,1 bedeutet, dass keine kritischen Werte auftreten. Allerdings ist im Brandrauch die Temperatur gegenüber der Umgebungstemperatur erhöht und außerdem tritt durch die Rauchgase eine Sichtbehinderung ein. Die Sichtbehinderung und die erhöhten Temperaturen erschweren zum einen die Selbstrettung von Personen oder macht diese unmöglich. Zum anderen erschwert und verlangsamt die verminderte Sicht den Angriff der Feuerwehr. Eine taktische Ventilation, wie sie standardmäßig zur Entrauchung der Angriffswege der Feuerwehr durchgeführt wird, ist in einem Gebäude moderner Bauweise meist nicht durchführbar, da Öffnungsflächen (wie z.B. Dachfenster) in den Dächern aus energetischen Gründen nicht verbaut werden.

In der Tabelle 11.2 sind die Ereignisse im Brandverlauf zusammen gestellt. Dabei wurde zwischen den beiden Lüftungsformen unterschieden. Der Brandverlauf, der sich in der numerischen Berechnung bei Lüftung mit kombiniertem Zu- und Abluftsystem einstellt, ist kritischer zu bewerten, als der Brandverlauf bei Fensterlüftung (s.h. Tabelle 11.2).

Tabelle 11.2: Ereignisse im Brandverlauf der numerischen Berechnung in Bezug auf die Personensicherheit unter Berücksichtigung der Lüftungsform

	<b>Kombiniertes Zu- und Abluftsystem</b>	<b>Fensterlüftung</b>
<b>Rauchausbreitung außerhalb des Brandraumes</b>	ja	-
<b>Temperaturerhöhung in angrenzenden Räumen</b>	ja	-
<b>Ereignis eines Brandphänomens</b>	Flashover bei 370 s	-
<b>Max. Temperatur im Brandraum</b>	960°C	100°C
<b>Ventilationsbedingungen im Brandraum</b>	ab 370 s unterventiliert	brandlastgesteuert
<b>FED <math>\geq</math> 0,3</b>	ja	nein

## 11.2 Einordnung der Ergebnisse in den aktuellen Stand der Wissenschaft

Bisher sind in Deutschland im Hinblick auf die Besonderheiten bei Bränden in Gebäuden mit energieeinsparpotential nur die Brandschutzforschungsberichte der Länder Nr. 154 [4] und Nr. 164 [135] bekannt, die sich mit der „Feuerwehreinsatztaktischen Problemstellung bei der Brandbekämpfung in Gebäuden moderner Bauweise“ befassen. Der Forschungsbericht Nr. 164 [4] behandelt das Verhalten von Verglasungen bei thermischer Beanspruchung und beim Feuerwehreinsatz sowie die mechanische und explosive Zerstörung von Verglasungen. Der Brandverlauf wurde weder in [4] noch in [135] untersucht. Auf Einsatz- und Erfahrungsberichten der Feuerwehren aufbauend wurden in [4] Thesen aufgestellt, die als Ausgangspunkt für die weitere Betrachtung in [4] und [135] dienen. Zur Einordnung der Brandsimulationsergebnisse in den aktuellen Stand der Wissenschaft werden Thesen aus dem Brandschutzforschungsbericht Nr. 154 [4] aufgegriffen und in Bezug zur vorliegenden Arbeit gesetzt. Auf Seite 13 des Berichtes [4] heißt es:

„Die wesentlichen Probleme, die bei Bränden moderner Bauweise auftreten, scheinen durch folgende Faktoren zu entstehen:

- Luftdichtheit (nach außen)
- Wärmedämmung.“

Die numerische Berechnung wurde so aufgesetzt, dass die Randbedingungen für die umfassenden Bauteile für beide Lüftungsformen identisch waren. Die Ergebnisse der numerischen Berechnung deuten darauf hin, dass die Energie, die mit dem Brandrauch aus einem offenen Fenster hinaustritt, einen viel größeren Einfluss auf den Brandverlauf hat, als die Wärmeabgabe der umfassenden Bauteile. Des Weiteren zeigen die Ergebnisse, dass sich durch das kombinierte Zu- und Abluftsystem nur sehr kleine Druckdifferenzen, von etwa 0,4 Pascal, zwischen den einzelnen Räumen ausbilden. Infolge der kleinen Druckdifferenzen kann das Druckfeld durch einen Brand viel eher gestört werden. Durch die Störung können sich Strömungsrichtungen umkehren.

Hinsichtlich der Regelbarkeit des Lüftungsgerätes sind in dem Bericht [4] die folgenden Aussagen getätigt:

„Auf Grund dieser Regelbarkeit des Lüftungsgerätes ist eine Lüftungsart 'Brand', die z.B. über einen Rauch- oder Feuermelder gesteuert wird, denkbar. [...] Denkbar ist die Möglichkeit der Abschaltung, um keinen Sauerstoff zuzuführen...“

In Kapitel 9.8 ist gezeigt, wie sich die Rauchschiicht mit einer Massenfraktion der Reaktionsprodukte größer oder gleich 1% unterhalb der Decke aufbaut. In der Abbildung 9.17 ist die Rauchschiicht gezeigt, die sich nach 150 und 180 Sekunden einstellt. Es ist

zu erkennen, dass erst nach 180 Sekunden die Rauchsicht den Bereich unter der Decke vollständig ausfüllt. Erst wenn sich unter der Decke eine vollständige Rauchsicht gebildet hat, ist gewährleistet, dass ein optischer Rauchmelder sicher auslöst. Angenommen, der Rauchmelder löst aus und stoppt das Ventilationssystem führt dies nicht dazu, dass in den Brandraum keine Luft mehr eindringen kann, da die Überströmöffnung nicht verschlossen wurde. Eine Abschaltung des kombinierten Zu- und Abluftsystems hätte im betrachteten Fall, dem Brand in einem Abluftraum, nur zur Folge, dass der Volumenstrom der Abluft nun im Raum verbleibt und die Rauchgase aus dem Brandraum zu einem früheren Zeitpunkt austreten.

Im Fazit zu Überströmöffnungen des Brandschutzforschungsberichtes kommen die Verfasser zu der Aussage (S.33, [4]):

„Die Ausbreitung kann durch den von der Lüftungsanlage erzeugten Luftstrom verstärkt werden.“

Die Strömungsgeschwindigkeit mit der sich die Luft in einem Gebäude moderner Bauweise mit kombiniertem Zu- und Abluftsystem bewegt, ist für den hier gezeigten Fall kleiner als 0,1 m/s. Größere Geschwindigkeiten treten nur an den Überströmöffnungen auf und sind demzufolge lokal begrenzt. Die Rauchausbreitung in einem Gebäude moderner Bauweise wird also nicht durch den erzeugten Luftstrom verstärkt. Durch die numerische Berechnung konnte aber gezeigt werden, dass die geringen Strömungsgeschwindigkeiten und die kleinen Druckdifferenzen zwischen den Räumen dazu beitragen, dass sich der Brandrauch nicht immer mit der erwarteten Strömungsrichtung ausbreitet (vgl. Eintrag des Brandrauchs vom Flur in die Küche und den Wohnbereich bzw. die Schlafzimmer und das Arbeitszimmer dargestellt in Kapitel 9.4).

In der Zusammenfassung und dem Ausblick des Forschungsberichtes (S.77 [4]) erklären die Verfasser zum Einfluss der Wärmedämmung auf den Brandverlauf:

„Bei einem ausreichend ventilierten Brand wird durch die bessere Wärmedämmung von Passivhäusern die Wärmebilanz im Raum so beeinflusst, dass infolge des hierdurch verursachten Temperaturanstiegs der Flashover zu einem früheren Zeitpunkt eintritt, wobei allerdings das Maß der Verringerung des genannten Zeitraums nicht bekannt ist.“

Wie bereits oben beschrieben, wurden in der numerischen Berechnung die Randbedingungen für die umfassenden Bauteile nicht verändert. An dieser Stelle ist durch weitere numerische Untersuchungen nachzuweisen, ob der Einfluss der Wärmedämmung wirklich eine Rolle in der Brandentwicklung spielt. Die Ergebnisse der Brandsimulation lassen vermuten, dass die Wärmebilanz im Raum auch durch den thermisch aufbereiteten Rauchgasvolumenstrom, der sich aus dem Fenster hinaus in die Umgebung bewegt, beeinflusst wird. Auf gleiche Weise beeinflusst der Luftvolumenstrom in den Brandraum hinein die Wärmebilanz.

## 11.3 Konsequenzen aus dem Brandverlauf für die Feuerwehren

Die Vorplanung von Feuerwehren zur Brandschutzbedarfsplanung beruhen auf den Ausführungen der Arbeitsgemeinschaft der Berufsfeuerwehren [136, 137], die als technischer Standard etabliert sind [137]. Als dimensionierendes Schadensereignis für die Brandschutzbedarfsplanung wird dort der Wohnungsbrand im Obergeschoss eines mehrgeschossigen Gebäudes benannt. Neben Feuer und Rauch in der betroffenen Nutzungseinheit kommt es zu Raucheintrag in den Treppenraum. Es sind Personen aus der betroffenen Wohnung und aus angrenzenden Wohnungen über Leitern und über den Treppenraum zu retten. Außerdem muss die Brandausbreitung verhindert und der Brand gelöscht werden [137]. Ausgehend von diesem sogenannten „kritischen Wohnungsbrand“ werden für den Brandschutzbedarfsplan Hilfsfrist und Funktionsstärke der Feuerwehren abgeleitet [137]. Feuerwehren sollten bei 90% der Einsätze innerhalb einer Hilfsfrist von 9,5 Minuten am Einsatzort sein [137]. In [137] setzt sich die Hilfsfrist von 9,5 Minuten aus 1,5 Minuten für die Gesprächs- und Dispositionszeit und 8 Minuten für die Ausrück- und Anfahrtzeit zusammen.

Die zeitkritische Aufgabe bei einem kritischen Wohnungsbrand ist die Menschenrettung [137]. Nach 370 Sekunden kommt es in dem hier gezeigten Brand zu einem Flashover. Infolge der schnellen Brandausbreitung ist bei einer Hilfsfrist von 9,5 Minuten davon auszugehen, dass der Flashover bereits stattgefunden hat, wenn die Feuerwehr eintrifft. Die Überlebenschancen von vermissten Personen nimmt durch den Flashover stark ab. Auch für Einsatzkräfte stellt der Flashover eine große Gefahr dar. Ausgehend von den Ergebnissen der Brandsimulation, die zeigen, dass der Flashover in einem Gebäude moderner Bauweise deutlich früher auftritt, als in einem konventionellem Wohngebäude, kann abgeleitet werden, dass eine Diskrepanz zwischen der empfohlenen Hilfsfrist von 9,5 Minuten und der zeitkritischen Aufgabe der Menschenrettung besteht. Vor dem Hintergrund, dass die Anzahl energieeffizienter Gebäude in den nächsten Jahren weiter steigen wird [1], muss die Hilfsfrist von 9,5 Minuten neu überdacht und ggf. verkürzt werden. Aber nicht nur in der Bedarfsplanung sind Anpassungen notwendig. Aus dem Brandverlauf, der in Kapitel 9 beschrieben ist, lassen sich für den Innenangriff die folgenden Schwierigkeiten und Herausforderungen ableiten:

- Sichtbehinderung durch die starke Rauchentwicklung
- Verrauchung auch außerhalb des Brandraumes
- Gefahr der Rauchgasdurchzündung, bedingt durch die unterventilierte Brandphase
- ausbleibende Temperaturschichtung

Um Personen in einem Brandraum schneller aufzufinden, werden seit einigen Jahren von den Feuerwehren Wärmebildkameras eingesetzt [138]. Der Einsatz einer Wärmebildkamera ist, auf Grund der extremen Sichtbehinderung durch den Brandrauch, auch in



einem Gebäude moderner Bauweise zu empfehlen. Durch die Bildgebung erleichtert die Wärmebildkamera dem vorgehenden Trupp die Orientierung im Raum. Überdies hinaus ist es möglich, die Temperatur im Brandraum mit Hilfe der Wärmebildkamera zu überprüfen. Die Wärmebildkamera zählt nicht zur Standardbeladung eines genormten Feuerwehrfahrzeugs. Eine Auflistung der genormten Fahrzeugtypen ist im Anhang D zu finden. Die Wärmebildkamera sollte auf den Löschfahrzeugen, die als erst eintreffende Fahrzeuge bei der Brandbekämpfung eingesetzt werden, verlastet sein. Aus diesem Grund sollte die Wärmebildkamera für die aufgeführten Fahrzeugtypen zur Normbeladung gehören:

- Löschstaffelfahrzeuge
  - Tragkraftspritzenfahrzeug (TSF)
  - Tragkraftspritzenfahrzeug mit Wasser (TSF-W)
  - Kleinlöschfahrzeug (KLF)
  - Mittleres Löschfahrzeug (MLF)
- Löschgruppenfahrzeuge
  - Löschgruppenfahrzeug 10 (LF 10) und 20 (LF 20)
  - Hilfeleistungslöschfahrzeug 10 (HLF 10) und 20 (HLF 20)
  - Löschgruppenfahrzeug 20 für den Katastrophenschutz (LF 20 KatS)

Bei Bränden ohne Zwangsbelüftung kommt es, wie in Kapitel 9.3 beschrieben, zu einer vertikalen Temperaturschichtung, die im Gebäude moderner Bauweise ausbleibt. Zur Eigensicherung werden Einsatzkräfte darauf geschult den Brandrauch an der Decke zu kühlen. Dadurch sollen Rauchgaskündungen vermieden werden. Aufgrund der Tatsache, dass es keine vertikale Temperaturschichtung beim Brand mit kombiniertem Zu- und Abluftsystem gibt, bietet die Rauchgaskühlung nicht den gewünschten Schutz. Um die Temperaturen im Brandraum effektiv zu senken, muss der Brandrauch im gesamten Raum gekühlt werden. Einsatztaktisch bedeutet dies, die Einsatzkräfte müssen eine Raumkühlung und keine Rauchkühlung vornehmen. Des weiteren ist zu bedenken, dass die Einsatzkräfte im Innenangriff durch die fehlende Temperaturschichtung höheren Temperaturen ausgesetzt sind, was zu einer größeren körperlichen Belastung führt. In der Konsequenz führt dies zu kürzeren Einsatzzeiten der eingesetzten Einsatzkräfte.

Doch wie viele Einsatzkräfte sind überhaupt notwendig, um einen Wohnungsbrand mit Menschenrettung in einem Wohngebäude moderner Bauweise abzuarbeiten? Die Feuerwehr muss an der Einsatzstelle sowohl die Menschenrettung, als auch die Brandbekämpfung einleiten. Das Referat 5 des Verein Förderung Deutscher Brandschutz empfiehlt in [139] bei einem Brand mit Menschenrettung in einem Einfamilienhaus mit ausgebautem Dachgeschoss 9 Einsatzkräfte einzusetzen. Die Aufgabenverteilung der Einsatzkräfte

ist in der Tabelle 11.3 dargestellt. Die Einsatzkräfte, welche die Aufgaben des Sicherheitstrupps wahrnehmen, sind auch gleichzeitig für den Aufbau der Wasserversorgung zuständig.

Tabelle 11.3: Aufgabenverteilung und Personalbedarf der Feuerwehr bei einem Brand mit Menschenrettung in einem konventionellem Einfamilienhaus [139]

<b>Einsatzaufgaben</b>	<b>Anzahl der Einsatzkräfte</b>
<b>Menschenrettung und Brandbekämpfung unter Vornahme eines Rohres unter Atemschutz</b>	2
<b>Rettung von Personen aus Fenstern über Leitern</b>	2+(1)*
<b>Bedienen von Pumpe und Aggregaten, Fahren des Einsatzfahrzeugs</b>	1
<b>Sicherheitstrupp und Herstellung der Wasserversorgung</b>	2
<b>Atemschutzüberwachung</b>	(1)*
<b>Einsatzleiter (bis erweiterte Gruppe)</b>	1
<b>Durchführung der taktischen Ventilation</b>	(2)*
<b>Summe</b>	9

\* kann in Personalunion wahrgenommen werden

Der Kräfteansatz berücksichtigt nicht, dass verrauchte Räume, die nicht direkt vom Brand betroffen sind, durchsucht werden müssen. Außerdem wird vorausgesetzt, dass die Einsatzkräfte, die zur Menschenrettung vorgehen auch die Brandbekämpfung durchführen. In einem Gebäude moderner Bauweise mit kombiniertem Zu- und Abluftsystem muss auf Grund der weitläufigen Rauchausbreitung der Kräfteansatz höher gewählt werden, da verrauchte Bereiche abgesucht werden müssen. Der Kräftebedarf in einem Gebäude moderner Bauweise entspricht dem Personalansatz, der für einen Zimmerbrand in einem 3-geschossigem Mehrfamilienhaus aufgestellt wurde [139]. Die Tabelle 11.4 zeigt den Kräfteansatz und die Aufgabenverteilung nach [139].

Tabelle 11.4: Aufgabenverteilung und Personalbedarf der Feuerwehr bei einem Brand mit Menschenrettung in einem Mehrfamilienhaus [139]

Einsatzaufgaben	Anzahl der Einsatzkräfte in Abhängigkeit der Eintreffzeit	
	8 min	13 min
Menschenrettung unter Vornahme eines Rohres unter Atemschutz	2	-
Brandbekämpfung unter Vornahme eines Rohres unter Atemschutz	-	2
Rettung von Personen aus Fenstern über Leitern In Sicherheit bringen von Personen unter Atemschutz und/oder	2 +(1)*	
Durchsuchen von Räumen mit Bedrohung durch Brandrauch	2	
Bedienen von Pumpe und Aggregaten, Führen des Einsatzfahrzeugs	1	1
Sicherheitstrupp	2	
Einsatzleiter (bis erweiterte Gruppe)	1	1
Einsatzleiter (bisweiterter Zug)	-	1+1
Herstellung der Wasserversorgung		2
Durchführung der taktischen Ventilation	(2)*	
<b>Summe</b>	10	8

\* kann in Personalunion wahrgenommen werden

## 11.4 Ausblick

Die Ergebnisse der Arbeit können als Grundlage für weitere Untersuchungen zum Brandverlauf in Gebäuden moderner Bauweise dienen. Der Fokus zukünftiger Forschung wird auf der Wärmebilanz, die sich für einen Brandraum in einem Gebäude moderner Bauweise einstellt, liegen. Dabei ist vor allem der Einfluss des abgeführten Wärmestrom, aus dem Fenster in Bezug zur Gesamtwärmebilanz des Raumes und der umfassenden Bauteile zu setzen. Die Untersuchung der Gesamtwärmebilanz kann mittels CFD mit ANSYS CFX erfolgen. Allerdings muss der Vergleich der numerischen Berechnung mit experimentellen Daten zur Absicherung der mathematischen Approximation sichergestellt werden. Es ist erforderlich, Versuchsreihen im Originalmaßstab in energieeffizienten Wohngebäuden durchzuführen. Die Versuchsreihen müssen so angelegt sein, dass sie reproduzierbare Ergebnisse liefern. In den Versuchsreihen ist die Temperatur in einer Höhe

von etwa 0,70 m und 2,00 m aufzuzeichnen. Außerdem müssen bidirektionale Sonden vor den Überströmöffnungen und im Treppenraum installiert sein. Die bidirektionalen Sonden geben Aufschluss über die Strömungsrichtung und über die Strömungsgeschwindigkeit, die sich im Inneren des Hauses einstellt. Des Weiteren muss die Zusammensetzung des Brandrauchs mittels Fourier-Transformations-Infrarotspektrometer (FTIR) untersucht werden. Dem FTIR sollten Rauchgase aus dem Brandraum zugeführt werden. Weitere Stellen zur Untersuchung der Brandrauchzusammensetzung könnten vor den Überströmöffnungen liegen. In Zulufräumen muss im jeweiligen Raum vor der Überströmöffnung ein Messpunkt angeordnet sein, während in Ablufträumen der Messpunkt vor der Überströmöffnung im Flur liegen muss. So kann der Zeitpunkt bestimmt werden, an dem Brandrauch in den jeweiligen Raum ein- bzw. ausströmt. Zur Verbesserung der Personensicherheit in einem Gebäude moderner Bauweise soll in der Zukunft untersucht werden, inwieweit eine Brandfallsteuerung der Fenster oder anderer Öffnungsflächen in der Gebäudehülle den Brandverlauf in einem Gebäude moderner Bauweise abschwächen. Im Hinblick auf die Problemstellungen, die sich bei der Brandbekämpfung in einem Gebäude moderner Bauweise für die Feuerwehren ergeben, wird zur Zeit in dem vom Bundesministerium für Bildung und Forschung geförderten Projekt „AERIUS: Alternatives Löschmittel Druckluftschäum – komplexe Großschadenslagen vermeiden“ (Förderkennzeichen 13N13630 bis 13N13633) überprüft, inwieweit Druckluftschäum effizienter als andere Löschmittel im Innenangriff eingesetzt werden kann. Im Projekt wird unter anderem untersucht, ob Druckluftschäum in der Lage ist, Wärme schneller zu binden als Mittel- oder Schwertschäum und Netzwasser. Außerdem wird der Inertisierungseffekt durch verdampfendes Wasser in Versuchsreihen ermittelt. Die Ergebnisse des AERIUS Projektes können nach Projektende zusammen mit den Ergebnissen dieser Arbeit genutzt werden, um Handlungsempfehlungen für den Innenangriff auszuarbeiten.

## Literaturverzeichnis

- [1] BUNDESREGIERUNG DER BUNDESREPUBLIK DEUTSCHLAND ; BUNDESREGIERUNG DER BUNDESREPUBLIK DEUTSCHLAND (Hrsg.): *Energiekonzept für eine umwelt-schonende, zuverlässige und bezahlbare Energieversorgung*. 28.Oktober
- [2] KfW: *Kfw-Förderreport 2017*
- [3] GROBE, Carsten: *Passivhäuser planen und bauen: Grundlagen - Bauphysik - Konstruktionsdetails - Wirtschaftlichkeit*. München : Callwey, 2002. – ISBN 3-7667-1515-1
- [4] KUNKELMANN, J. ; BREIN, D.: *Feuerwehreinsatztaktische Problemstellung bei der Brandbekämpfung in Gebäuden moderner Bauweise-Teil 1*. November 2010
- [5] DIN DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG E.V.: *DIN 1946-6 Raumlufttechnik – Teil 6: Lüftung von Wohnungen – Allgemeine Anforderungen, Anforderungen zur Bemessung, Ausführung und Kennzeichnung, Übergabe/Übernahme (Abnahme) und Instandhaltung*. Berlin, Mai 2009
- [6] DINENNO, Philip J. (Hrsg.): *SFPE handbook of fire protection engineering*. 4. Quincy Mass : NFPA National Fire Protection Association [u.a.], 2008. – ISBN 0-87765-821-8
- [7] DRYSDALE, Dougal: *An introduction to fire dynamics*. 3. Hoboken and NJ : Wiley, 2011. – ISBN ISBN 978-0-470-31903-1
- [8] FERZIGER, Joel H. ; PERIĆ, Milovan: *Computational methods for fluid dynamics*. 3. Berlin [u.a.] : Springer, 2002. – ISBN 3-540-42074-6
- [9] FERZIGER, Joel H. ; PERIĆ, Milovan: *Numerische Strömungsmechanik*. Berlin and Heidelberg : Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2008 <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-540-68228-8>. – ISBN 978-3-540-68228-8
- [10] MOUKALLED, F. ; MANGANI, L. ; DARWISH, M.: *Fluid Mechanics and Its Applications*. Bd. 113: *The Finite Volume Method in Computational Fluid Dynamics: An Advanced Introduction with OpenFOAM and Matlab*. 1st ed. 2016. Cham and s.l : Springer International Publishing, 2016 <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-319-16874-6>. – ISBN 978-3-319-16873-9
- [11] ALTENBACH, Holm: *Kontinuumsmechanik: Einführung in die materialunabhängigen und materialabhängigen Gleichungen*. 2. Berlin : Springer Vieweg, 2012 <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-642-24119-2>. – ISBN 978-3-642-24118-5

- [12] FAY, James A.: *Introduction to fluid mechanics*. 2. Cambridge and Mass : MIT Press, 1998. – ISBN 0–262–06165–1
- [13] BIRD, Robert B. ; STEWART, Warren E. ; LIGHTFOOT, Edwin N.: *Transport phenomena*. 2. New York : Wiley, 2002 <http://www.loc.gov/catdir/description/wiley036/2001023739.html>. – ISBN 0–471–41077–2
- [14] LECHELER, Stefan: *Numerische Strömungsberechnung: Schneller Einstieg durch anschauliche Beispiele*. 2. Wiesbaden : Vieweg+Teubner Verlag / Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH Wiesbaden, 2011 (Studium). <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-8348-8181-6>. – ISBN 978–3–8348–1568–2
- [15] VERSTEEG, H. K. ; MALALASEKERA, W.: *An introduction to computational fluid dynamics: The finite volume method*. [Nachdr.]. Harlow : Pearson/Prentice Hall, 2005. – ISBN 0582218845
- [16] LUCAS, Klaus: *Thermodynamik: Die Grundgesetze der Energie- und Stoffumwandlungen*. 7. Berlin and Heidelberg : Springer-Verlag, 2008 (Springer-Lehrbuch). <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-540-68648-4>. – ISBN 978–3–540–68645–3
- [17] BAUMANN, W. ; BUNGE U. ; FREDERICH O. ; SCHATZ U. ; THIELE F.: *Finite Volumen Methode in der numerischen Thermofluidynamik: Manuskript zur Vorlesung im Fachgebiet Numerische Methoden der Thermofluidynamik*. Technische Universität Berlin, 2006
- [18] GERLINGER, Peter: *Numerische Verbrennungssimulation: Effiziente numerische Simulation turbulenter Verbrennung*. Berlin and Heidelberg : Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2005 <http://dx.doi.org/10.1007/3-540-27535-5>. – ISBN 3–540–23337–7
- [19] SCHWARZE, Rüdiger: *CFD-Modellierung: Grundlagen und Anwendungen bei Strömungsprozessen*. Berlin and Heidelberg : Springer, 2013 <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-642-24378-3>. – ISBN 978–3–642–24377–6
- [20] ANSYS, Inc: *ANSYS CFX Solver Theory Guide*. Canonsburg, 2011
- [21] D.B. SPALDING: Mixing and chemical reaction in steady confined turbulent flames. In: *Symposium (International) on Combustion* 13 (1971), Nr. 1, 649–657. <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S008207847180067X>
- [22] D. B. SPALDING: Mathematical Models of Turbulent Flames; A Review. In: *Combustion Science and Technology* 13 (1976), Nr. 1-6, 3–25. <http://dx.doi.org/10.1080/00102207608946727>

- [23] B.F. MAGNUSSEN ; B.H. HJERTAGER: On mathematical modeling of turbulent combustion with special emphasis on soot formation and combustion. In: *Symposium (International) on Combustion* 16 (1977), Nr. 1, 719–729. <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0082078477803664>
- [24] EPPLE, Bernd (Hrsg.) ; LEITHNER, Reinhard (Hrsg.) ; LINZER, Wladimir (Hrsg.) ; WALTER, Heimo (Hrsg.): *Simulation von Kraftwerken und Feuerungen*. 2. Wien and New York : Springer, 2012 (SpringerLink Bücher). <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-7091-1182-6>. – ISBN 978-3-7091-1181-9
- [25] MAGNUSSEN, B.F (Hrsg.): *The Eddy Dissipation Concept A Bridge Between Science And Technology*. 2005
- [26] JOOS, Franz: *Technische Verbrennung: Verbrennungstechnik, Verbrennungsmodellierung, Emissionen : mit 65 Tabellen*. Berlin and Heidelberg : Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2006 <http://dx.doi.org/10.1007/3-540-34334-2>. – ISBN 978-3-540-34333-2
- [27] ANSYS, Inc ; ANSYS (Hrsg.): *ANSYS CFX-Solver Modeling Guide: Release 14.0*. USA, 2011
- [28] KOLMOGOROV, A.: Dissipation of Energy in the Locally Isotropic Turbulence. In: *Proceedings: Mathematical and Physical Sciences* 434 (1991), Nr. 1890, 15–17. <http://www.jstor.org/stable/51981>
- [29] KOLMOGOROV, A.: The Local Structure of Turbulence in Incompressible Viscous Fluid for Very Large Reynolds' Numbers. In: *Akademiia Nauk SSSR Doklady* 30 (1941), S. 301–305
- [30] SAGAUT, Pierre: *Large Eddy Simulation for Incompressible Flows: An Introduction*. Third Edition. Berlin and Heidelberg : Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2006 (Scientific Computation). <http://site.ebrary.com/lib/alltitles/docDetail.action?docID=10130134>. – ISBN 978-3-540-26403-3
- [31] LAUNDER, B. E. ; SPALDING, D. B.: The Numerical Computation of Turbulent Flows. In: *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering* (1974), Nr. 3, S. 269–289
- [32] W.P JONES ; B.E LAUNDER: The prediction of laminarization with a two-equation model of turbulence. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 15 (1972), Nr. 2, 301–314. <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0017931072900762>
- [33] PATEL, Virendra ; RODI, Wolfgang ; SCHEUERER, Georg: Turbulence Models for Near-Wall and Low Reynolds Number Flows: A Review. 23 (1985), S. 1308–1319

- [34] WILCOX, David C.: *Turbulence modeling for CFD*. 2. ed., 1. print. La Cañada and Calif : DCW Industries, 1998. – ISBN 0–9636051–5–1
- [35] MENTER, Florian: Review of the Shear-stress Transport Turbulence Model Experience from an Industrial Perspective. 23 (2009), S. 305–316
- [36] SIEGEL, Robert ; HOWELL, John R. ; LOHRENGEL, Joachim: *Wärme- und Stoffübertragung*. Bd. 3: *Strahlungsübergang in absorbierenden, emittierenden und streuenden Medien: Mit 17 Tabellen*. Berlin : Springer, 1993. – ISBN 3540550828
- [37] GUAN HENG YEOH, Kwok Kit Y.: *Computational fluid dynamics in fire engineering : theory, modelling and practice*. Burlington and MA : Butterworth-Heinemann, c2009. – ISBN 978–0–08–057003–7
- [38] MODEST, Michael F. ; HAWORTH, Daniel C.: *Radiative Heat Transfer in Turbulent Combustion Systems*. Cham : Springer International Publishing, 2016. – ISBN 978–3–319–27289–4
- [39] HERWIG, Heinz: *Strömungsmechanik: Eine Einführung in die Physik und die mathematische Modellierung von Strömungen; mit ... 48 Tabellen*. 2. Berlin and Heidelberg : Springer, 2006 [http://digitool.hbz-nrw.de:1801/webclient/DeliveryManager?pid=1517769&custom\\_att\\_2=simple\\_viewer](http://digitool.hbz-nrw.de:1801/webclient/DeliveryManager?pid=1517769&custom_att_2=simple_viewer). – ISBN 978–3–540–32441–6
- [40] COSNER, Ray ; OBERKAMPF, Bill ; RUMSEY, Chris ; RAHAIM, Chris ; SHIH, Tom: AIAA Committee On Standards For Computational Fluid Dynamics: Status and Plans. In: *43rd AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit - Meeting Papers* 14 (2006)
- [41] UNBEKANNT: *AIAA guide for the verification and validation of computational fluid dynamics simulations*. Reston and VA : American Institute of Aeronautics and Astronautics, 1998. – ISBN 978–1–56347–285–5
- [42] CELIK, Ismail: Numerical Uncertainty in Fluid Flow Calculations: Needs for Future Research. In: *Journal of Fluids Engineering* 115 (1993), Nr. 2, S. 194
- [43] ROACHE, Patrick J. ; GHIA, Kirti N. ; WHITE, Frank M.: Editorial Policy Statement on the Control of Numerical Accuracy. In: *Journal of Fluids Engineering* 108 (1986), Nr. 1, S. 2
- [44] CELIK, I. ; CHEN, C.J ; ROACHE, P.J ; SCHEURER, G.: *Quantification of Uncertainty in Computational Fluid Dynamics*. Washington and DC, 20.-24.06.1993 (ASME Fluids Engineering Division Summer Meeting)



- [45] CELIK, I. ; KARATEKIN, O.: Numerical Experiments on Application of Richardson Extrapolation with Nonuniform Grids. In: *Journal of Fluid Engineering* 119 (1997), S. 584–590
- [46] ROACHE, P. J.: Conservatism of the GCI in Finite Volume Computations on Steady State Fluid Flow and Heat Transfer. In: *Journal of Fluids Engineering* 125 (2003), S. 731–732
- [47] BROADHEAD, B. L. ; REARDEN, B. T. ; HOPPER, C. M. ; WAGSCHAL, J. J. ; PARKS, C.V: Sensitivity- and Uncertainty-Based Criticality Safety Validation Techniques. In: *Nuclear Science and Engineering* 146 (2004), S. 340–366
- [48] STERN, F. ; WILSON, R. V. ; COLEMAN, H. W. ; PATERSON, E. G.: Comprehensive Approach to Verification and Validation of CFD Simulations: Part 1: Methodology and Procedures. In: *Journal of Fluids Engineering* 123 (2001), S. 793–802
- [49] ROACHE, P.J: A Method for Uniform Reporting of Grid Refinement Studies. In: *Journal of Fluids Engineering* 116 (1994), S. 405–413
- [50] VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE: *Ingenieurverfahren zur Bemessung der Rauchableitung aus Gebäuden*. Berlin, 07.2009
- [51] PURSER, D.A: Assessment of Hazards to Occupants from Smoke, Toxic Gases, and Heat. In: DINENNO, Philip J. (Hrsg.): *SFPE handbook of fire protection engineering*. Quincy Mass : NFPA National Fire Protection Association [u.a.], 2008. – ISBN 0–87765–821–8
- [52] INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION: *Life threatening components of fire -Guidelines for the estimation of time to compromised tenability in fires*. 15.09.2012
- [53] PURSER, David A. ; MCALLISTER, Jamie L.: Assessment of Hazards to Occupants from Smoke, Toxic Gases, and Heat. Version: 2016. [https://doi.org/10.1007/978-1-4939-2565-0\\_63](https://doi.org/10.1007/978-1-4939-2565-0_63). In: HURLEY, Morgan J. (Hrsg.) ; GOTTUK, Daniel (Hrsg.) ; HALL, John R. (Hrsg.) ; HARADA, Kazunori (Hrsg.) ; KULIGOWSKI, Erica (Hrsg.) ; PUCHOVSKY, Milosh (Hrsg.) ; TORERO, José (Hrsg.) ; WATTS, John M. (Hrsg.) ; WIECZOREK, Christopher (Hrsg.): *SFPE Handbook of Fire Protection Engineering*. New York and NY : Springer New York, 2016. – ISBN 978–1–4939–2565–0, 2308–2428
- [54] DIN DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG E.V.: *Brandschutz - Vokabular (ISO 13943:2008); Deutsche und Englische Fassung EN ISO 13943:2010*. Berlin, 02/2011

- [55] KARLSSON, Björn: *Enclosure fire dynamics*. Boca Raton : CRC Press, 2000 (Environmental and energy engineering series). – ISBN 0–8493–1300–7
- [56] DEUTSCHER BUNDESTAG: *Wohnflächenverordnung: WoFIV*
- [57] PREGIZER, Dieter: *Grundlagen und Bau eines Passivhauses*. 2. Heidelberg : Müller, 2007 [http://deposit.ddb.de/cgi-bin/dokserv?id=2785833&prov=M&dok\\_var=1&dok\\_ext=htm](http://deposit.ddb.de/cgi-bin/dokserv?id=2785833&prov=M&dok_var=1&dok_ext=htm). – ISBN 978–3–7880–7798–3
- [58] *RWE Energie Bau-Handbuch*. 12. Heidelberg : Energie-Verlag, 1998. – ISBN 3–87200–700–9
- [59] INC ANSYS: *ANSYS CFX-PRE User's Guide*. Canonsburg, 2011
- [60] SCHWEIZERISCHER INGENIEUR UND ARCHITEKTENVEREIN SIA: *Brandrisikobewertung, Berechnungsverfahren*. Zürich, 1984
- [61] RICHARD, W. ; BUKOWSKI, P. E.: *Determining Design Fires for Design-level and Extreme Events*. Tokyo, 2006 (SFPE 6th International Conference on Performance-Based Codes and Fire Safety Design Methods)
- [62] MADZYKOWSKI, D. ; KERBER, S. ; U.S. DEPARTMENT OF COMMERCE BUILDING AND FIRE RESEARCH LABORATORY (Hrsg.): *Fire Fighting Tactics Under Wind Driven Conditions*. Gaithersburg and Massachusetts, Januar 2009. (NIST Technical Note 1618)
- [63] DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG E.V.: *Eurocode 1: Einwirkungen auf Tragwerke - Teil 1-2: Allgemeine Einwirkungen - Brandeinwirkungen auf Tragwerke*. Berlin, Dezember 2010
- [64] SCHUBERT ; S. ; SAUPE, A. ; KRAUSE, U.: Vergleich verschiedener Brandszenarien im Hinblick auf die Personengefährdung. In: *4. Magdeburger Brand- und Explosionsschutztag*. Magdeburg, 2015. – ISBN 978–3–00–048960–0
- [65] BABRAUSKAS, Vytenis: *Ignition Handbook: Principles and applications to fire safety engineering, fire investigation, risk management and forensic science*. Issaquah WA : Fire Science Publishers, 2003. – ISBN 0972811133
- [66] SCHNEIDER, Ulrich: *Ingenieurmethoden im Brandschutz*. 2. [Neuwied] : Werner, 2009. – ISBN 3–8041–5238–4
- [67] STEINLEITNER, Hans-Dieter: *Brandschutz- und sicherheitstechnische Kennwerte gefährlicher Stoffe*. Berlin, 1988

- [68] HAHN, Sarah-Katharina: *Entwicklung einer Methodik zur Bestimmung des Verbrennungseffizienzfaktors von Feststoffen*. <http://nbn-resolving.de/urn:nbn:de:gbv:ma9:1-8527>
- [69] SAUPE, A. ; SCHUBERT S. ; KRAUSE, U.: Brandszenarienkatalog TIBRO Realisierung von Brandsimulationen mit Ansys CFX. In: *4. Magdeburger Brand- und Explosionsschutztag*. Magdeburg, 2015. – ISBN 978-3-00-048960-0
- [70] STEINLEITNER H.D.: *Brandschutz- und Sicherheitstechnische Kennwerte gefährlicher Stoffe*. Berlin : Staatsverlag der Deutschen Demokratischen Republik, 1988
- [71] WALTON, W.D ; CARPENTER, D.J ; WOOD, C.B: *SFPE handbook of fire protection engineering, Zone Computer Fire Models for Enclosures*. 4. Quincy and Mass : National Fire Protection Association, 2008
- [72] MITERA, J. ; MICHAL, J. ; KUBELKA, V.: Analysis of Thermo-Oxidation Products of Polypropylene and Polyethylene by Gas Chromatography/Mass Spectrometry. In: *Zeitschrift für Analytische Chemie* (1976), Nr. 281, S. 23–27
- [73] BOETTNER, E.A ; BALL, G.L ; WEISS, B.: *Combustion products from the incineration of plastics*. 1973
- [74] HODGKIN, J. H. ; GALBRAITH, M. N. ; CHONG, Y. K.: Combustion Products from Burning Polyethylene. In: *Journal of Macromolecular Science: Part A - Chemistry* 17 (2006), Nr. 1, S. 35–44
- [75] PAABO, Maya ; LEVIN, Barbara C.: A literature review of the chemical nature and toxicity of the decomposition products of polyethylenes. In: *Fire and Materials* 11 (1987), Nr. 2, S. 55–70
- [76] MADORSKY, Samuel L. ; STRAUS, Sidney ; THOMPSON, Dorothy ; WILLIAMSON, Laura: Pyrolysis of polyisobutene (vistanex), polyisoprene, polybutadiene, GR-S, and polyethylene in a high vacuum. In: *Journal of Polymer Science* 4 (1949), Nr. 5, S. 639–664
- [77] MICHAL, Jan ; MITERA, Jiřía ; TARDON, Stanislav: Toxicity of thermal degradation products of polyethylene and polypropylene. In: *Fire and Materials* 1 (1976), Nr. 4, S. 160–168
- [78] CHIEN, James C. W. ; KIANG, Joseph K. Y.: In: *Die Makromolekulare Chemie* 181 (1980), Nr. 1, 47–57 S.
- [79] PUROHIT, V. ; ORZEL, R. A.: Polypropylene: A Literature Review of the Thermal Decomposition Products and Toxicity. In: *International Journal of Toxicology* 7 (1988), Nr. 2, S. 221–242

- [80] TSUCHIYA, Yoshio ; SUMI, Kikuo: Thermal decomposition products of polypropylene. In: *Journal of Polymer Science Part A-1: Polymer Chemistry* 7 (1969), Nr. 7, S. 1599–1607
- [81] MADORSKY, S.L ; STRAUS, S.: Thermal Degradation of Polymers as a Function of Molecular Structure. In: *Journal of Research of the National Bureau of Standards* 53 (1954)
- [82] MADORSKY, S.L: *Thermal Degradation of Organic Polymers*. New York : John Wiley & Sons Inc, 1964
- [83] CAMINO, G. ; COSTA, L. ; TROSSARELLI, L.: Thermal degradation of polymer-fire retardant mixtures: Part III—Degradation products of polypropylene-chlorinated paraffin mixtures. In: *Polymer Degradation and Stability* 4 (1982), Nr. 2, S. 133–144
- [84] BUFF, Klaus ; GREIM, Helmut: *Zivilschutz-Forschung*. Bd. 25: *Abschätzung der gesundheitlichen folgen von Großbränden: Literaturstudie Teilbereich Toxikologie*. Bonn, 1997
- [85] ALLARA, David L.: *Advances in chemistry series*. Bd. 169: *Stabilization and degradation of polymers: Based on a symposium sponsored by the Division of Polymer Chemistry at the 173rd meeting of the American Chemical Society, New Orleans, Louisiana, March 21 - 25, 1977*. Washington and DC : American Chemical Society, 1978. – ISBN 0–8412–0381–4
- [86] SCHWEDT, Georg: *Experimente rund um die Kunststoffe des Alltags*. 1. Weinheim : Wiley, 2013 <http://lib.myilibrary.com?id=462610>. – ISBN 978–3–527–33503–9
- [87] WOOLEY, W. ; FIELD, P.: A Preliminary Study of the Thermal Decomposition of Polyurethane Foams by Elemental Ultramicroanalysis. In: *Fire Research Note* (1971), Nr. 880
- [88] PAABO, M. ; LEVIN B.C.: A Review of the literature on Gaseous Products and Toxicity Generated from Pyrolysis and Combustion of rigid Polyurethane Foams. In: *Fire and Materials* 11 (1987), S. 1–29
- [89] VOORHEES, K. J. ; HILEMAN, F. D. ; EINHORN, I. N. ; FUTRELL, J. H.: An investigation of the thermolysis mechanism of model urethanes. In: *Journal of Polymer Science: Polymer Chemistry Edition* 16 (1978), Nr. 1, S. 213–228
- [90] WOOLLEY, W. D. ; AMES, S. A. ; FARDELL, P. J.: Chemical aspects of combustion toxicology of fires. In: *Fire and Materials* 3 (1979), Nr. 2, S. 110–120

- [91] MICHAL, Jan: Determination of hydrogen cyanide in thermal degradation products of polymeric materials. In: *Fire and Materials* 6 (1982), Nr. 1, S. 13–15
- [92] BOTT, B. ; FIRTH, J. G. ; JONES, T. A.: Evolution of toxic gases from heated plastics. In: *British Polymer Journal* 1 (1969), Nr. 5, S. 203–204
- [93] ASHIDA, K. ; YAMAUCHI, F. ; KATOH, M. ; HARADA, T.: HCN Generation from Urethane and Isocyanurate Foams. In: *Journal of Cellular Plastics* 10 (1974), Nr. 4, S. 181–185
- [94] WOOLLEY, W.D. Wadley A.I: Field P.: The formation of Nitrogen-Containing Products from the Thermal Decomposition of Flexible Polyurethane Foams. In: *Research notes* (1971), Nr. 881
- [95] WOOLEY, W. ; FARDELL, P. ; BUCKLAND, I.: The Thermal Decomposition Products of Rigid Polyurethane Foams under Laboratory Conditions. In: *Fire Research Note* 1975, Nr. 1039
- [96] LEVCHIK, Sergei V. ; WEIL, Edward D.: Thermal decomposition, combustion and fire-retardancy of polyurethanes—a review of the recent literature. In: *Polymer International* 53 (2004), Nr. 11, S. 1585–1610
- [97] NAPIER, D. H. ; WONG, T. W.: Toxic products from the combustion and pyrolysis of polyurethane foams. In: *British Polymer Journal* 4 (1972), Nr. 1, S. 45–52
- [98] BOETTNER, E. A. ; BALL, Gwendolyn ; WEISS, Benjamin: Analysis of the volatile combustion products of vinyl plastics. In: *Journal of Applied Polymer Science* 13 (1969), Nr. 2, S. 377–391
- [99] URABE, T.: Analysis of thermal decomposition products arising from polyvinyl chloride analogs by supersonic jet/multiphoton ionization/mass spectrometry. In: *Talanta* 52 (2000), Nr. 4, S. 703–709
- [100] O'MARA, M. M.: Combustion of PVC. In: *Pure and Applied Chemistry* 49 (1977), Nr. 5
- [101] WOOLLEY, W. D.: Decomposition products of PVC for studies of fires. In: *British Polymer Journal* 3 (1971), Nr. 4, S. 186–193
- [102] IQBAL, M. ; AWAN, I.A ; FAROOQUI, Z.H ; IFRIHIM, A.F.K: Effect of Gamme irradiation on Tensile Strength and Pyrolysis Behavior of Polyvenyl Chloride. In: *Journal of The Chemical Society of Pakistan* (2006), Nr. 28, S. 110–115
- [103] LEVCHIK, Sergei V. ; WEIL, Edward D.: Overview of the recent literature on flame retardancy and smoke suppression in PVC. In: *Polymers for Advanced Technologies* 16 (2005), Nr. 10, S. 707–716

- [104] GRIMES, Susan M. ; LATEEF, Huma ; JAFARI, Ahmad J. ; MEHTA, Lina: Studies of the effects of copper, copper(II) oxide and copper(II) chloride on the thermal degradation of poly(vinyl chloride). In: *Polymer Degradation and Stability* 91 (2006), Nr. 12, S. 3274–3280
- [105] STROMBERG, Robert R. ; STRAUS, Sidney ; ACHHAMMER, Bernard G.: Thermal decomposition of poly(vinyl chloride). In: *Journal of Polymer Science* 35 (1959), Nr. 129, S. 355–368
- [106] BRAUN, D.: Thermal degradation of polyvinyl chloride. In: *Pure and Applied Chemistry* 26 (1971), Nr. 2
- [107] JAFARI, Ahmad J. ; DONALDSON, John D.: Determination of HCl and VOC Emission from Thermal Degradation of PVC in the Absence and Presence of Copper, Copper(II) Oxide and Copper(II) Chloride. In: *E-Journal of Chemistry* 6 (2009), Nr. 3, S. 685–692
- [108] FOLARIN, O.M ; SADIKU, E.R: Thermal stabilizers for poly(vinyl chloride): A review. In: *International Journal of the Physical Sciences* 18 (2011), Nr. 6, S. 4323–4330
- [109] KLARIĆ, I. ; ROJE, U. ; BRAVAR, M.: Thermooxidative degradation of poly(vinyl chloride)/acrylonitrile-butadiene-styrene blends. In: *Journal of Applied Polymer Science* 61 (1996), Nr. 7, S. 1123–1129
- [110] DEGROOT, W. F. ; PAN, W. ; RAHMAN, M. D. ; RICHARDS, G. N.: First chemical events in pyrolysis of wood. In: *Journal of Analytical and Applied Pyrolysis* 13 (1988), Nr. 3, S. 221–231
- [111] BAJUS, M.: PYROLYSIS OF WOODY MATERIAL. In: *Petroleum and Coal* 3 (2010), Nr. 52, S. 207–214
- [112] KLASS, Donald L.: *Biomass for renewable energy, fuels, and chemicals*. San Diego : Academic Press, 1998 <http://site.ebrary.com/lib/alltitles/docDetail.action?docID=10185761>. – ISBN 9780124109506
- [113] BEALL, F.C ; EICKNER H.W.: *THERMAL DEGRADATION OF WOOD COMPONENTS: a review of the literature: U.S.D.A. FOREST SERVICE*. Madison and Wisconsin and USA, Mai 1970. – U.S.D.A. FOREST SERVICE
- [114] MORIKAWA, T. ; YANAI, E.: Toxic Gases Evolution from Air-Controlled Fires in a Semi-Full Scale Room. In: *Journal of Fire Sciences* 4 (1986), Nr. 5, S. 299–314
- [115] ROY, Ch ; CAUMIA, B. d. ; MÉNAD, H.: The Pyrolysis under Vacuum of Aspen Poplar. In: OVEREND, R. P. (Hrsg.) ; MILNE, T. A. (Hrsg.) ; MUDGE, L. K. (Hrsg.):

- Fundamentals of Thermochemical Biomass Conversion*. Dordrecht : Springer Netherlands, 1985. – ISBN 978-94-010-8685-1, S. 237–256
- [116] BLOMQUIST, Per ; HERTZBERG, Tommy ; DALENE, Marianne ; SKARPING, Gunnar: Isocyanates, aminoisocyanates and amines from fires? a screening of common materials found in buildings. In: *Fire and Materials* 27 (2003), Nr. 6, S. 275–294
- [117] NAKAI, Tasuku ; KARTAL, S. N. ; HATA, Toshimitsu ; IMAMURA, Yuji: Chemical characterization of pyrolysis liquids of wood-based composites and evaluation of their bio-efficiency. In: *Building and Environment* 42 (2007), Nr. 3, S. 1236–1241
- [118] MARUTZKY, Rainer: *WKI-Bericht*. Bd. 26: *Erkenntnisse zur Schadstoffbildung bei der Verbrennung von Holz und Spanplatten: Habilitationsschrift, Techn. Univ. Braunschweig, 1991*. Braunschweig : Wilhelm-Klauditz-Institut (WKI), Fraunhofer-Arbeitsgruppe für Holzforschung, 1991
- [119] SCHRIEVER, E.: Bestimmung von Bindemitteln in Spanplatten mittels Pyrolyse — Gaschromatographie. 1. Mitteilung: Grundlegende Untersuchungen zur qualitativen Analyse. 34 (1980), S. 177–180
- [120] MORTIMER, Charles E. ; MÜLLER, Ulrich ; BECK, Johannes: *Chemie: Das Basiswissen der Chemie*. <http://dx.doi.org/10.1055/b-002-94102>. Version: 11
- [121] BEHR, Arno: *Einführung in die Technische Chemie*. 2. Aufl. 2016. Berlin and Heidelberg : Springer Spektrum, 2016 (SpringerLink : Bücher). <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-662-52856-3>. – ISBN 978-3-662-52856-3
- [122] BÖHMER, Volker (Hrsg.) ; FLÖRKE, Ulrich (Hrsg.): *Chemie für die Sekundarstufe II*. 3. Bonn : Dümmler, 1992 (Dümmlerbuch). – ISBN 3-427-43153-3
- [123] PASSIVHAUS DIENSTLEISTUNG GMBH ; IG PASSIVHAUS DEUTSCHLAND ; INTERNATIONAL PASSIVE HOUSE ASSOCIATION: *Passivhausdatenbank*. 2014
- [124] SCHUBERT, S. (Hrsg.) ; SAUPE, A. (Hrsg.) ; KRAUSE U. (Hrsg.): *Brandszenarien jenseits des kritischen Wohnungsbrandes*. Dortmund, (62. Jahresfachtagung der Vereinigung zur Förderung des Deutschen Brandschutzes e. V.)
- [125] VDI E. V.: *VDI-Wärmeatlas*. Berlin Heidelberg : Springer Berlin Heidelberg, 2013 (VDI-Buch). <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-642-19981-3>. – ISBN 978-3-642-19981-3
- [126] BUNDESREGIERUNG DEUTSCHLAND: *Verordnung über energiesparenden Wärmeschutz und energiesparende Anlagentechnik bei Gebäuden (EnEV)*. 2009

- [127] CROCE, P.A.: *A Study of room fire development: The second full-scale bedroom fire test of the home fire project(July 24, 1974)*. Cambridge - Mass : Harvard University, 1975
- [128] BEYLER, C.: Analysis Of Compartment Fires With Overhead Forced Ventilation. In: *Fire Safety Science* 3 (1991), S. 291–300
- [129] DEAL, S. ; BEYLERT, C.: Correlating Preflashover Room Fire Temperatures. In: *Journal of Fire Protection Engineering* 2 (1990), Nr. 2, S. 33–48
- [130] MCCAFFREY, B. J. ; QUINTIERE, J. G. ; HARKLEROAD, M. F.: Estimating room temperatures and the likelihood of flashover using fire test data correlations. In: *Fire Technology* 17 (1981), Nr. 2, S. 98–119
- [131] THOMAS P.H.: Testing Products and Materials for Their Contribution to Flashover in Rooms. In: *Fire and Materials* 5 (1981), Nr. 3, S. 103–111
- [132] WILLIAM D. WALTON ; PHILIP H. THOMAS ; SPRINGER NEW YORK (Hrsg.): *SFPE Handbook of Fire Protection Engineering: Estimating Temperatures in Compartment Fires*. <http://search.ebscohost.com/login.aspx?direct=true&scope=site&db=nlebk&AN=1078865>. Version: 2008
- [133] BABRAUSKAS, Vytenis: *COMPF2 - a program for calculating post-flashover fire temperatures*. Bd. NBS Technical Note 991. Washington (DC) : National Bureau of Standards (U.S.), 1979
- [134] MOWRER, Frederick W. ; WILLIAMSON, Robert B.: Estimating room temperatures from fires along walls and in corners. In: *Fire Technology* 23 (1987), Nr. 2, S. 133–145
- [135] KUNKELMANN, J. ; BREIN, D.: *Feuerwehreinsatztaktische Problemstellung bei der Brandbekämpfung in Gebäuden moderner Bauweise-Teil 2*. Februar 2013
- [136] AGBF BUND IM DEUTSCHEN STÄDTETAG (Hrsg.): *Qualitätskriterien für die Feuerwehrbedarfsplanung in Städten. 2*. Bonn, September 1998
- [137] AGBF BUND IM DEUTSCHEN STÄDTETAG (Hrsg.): *Qualitätskriterien für die Feuerwehrbedarfsplanung in Städten-Fortschreibung. 2*. Bonn, November 2015
- [138] SÜDMERSEN J. ; CIMOLINO U.: *Standard-Einsatz-Regeln: Brandbekämpfung im Innenangriff*. Heidelberg : ecomed Sicherheit, 2014 <http://gbv.ebilib.com/patron/FullRecord.aspx?p=1781053>. – ISBN 978–3–609–69718–5
- [139] VEREIN FÖRDERUNG DEUTSCHER BRANDSCHUTZ: *Technischer Bericht: Elemente zur risikoangepassten Bemessung von Personal für die Brandbekämpfung bei öffentlichen Feuerwehren*. Altenberge, Januar 2007



# Anhang A

## Lüftungstechnik

Lüftungstechnische Maßnahmen sind dann erforderlich, wenn der Wert des notwendigen Luftvolumenstroms zum Feuchteschutz  $q_{v,ges,NE,FL}$  den Wert des Luftvolumenstroms durch Infiltration überschreitet.

Der Luftvolumenstrom für den Feuchteschutz berechnet sich nach Gleichung A.1. Dabei wurde die besonders gute Wärmedämmung des Gebäudes mit dem Faktor 0,3 berücksichtigt.

$$q_{v,ges,NE,FL} = 0.3 * (-0,001 * A_{NE}^2 + 1,15 * A_{NE} + 20) \quad (A.1)$$

Demnach beträgt  $q_{v,ges,NE,FL}$  48,9 m<sup>3</sup>/h.

Der Außenluftvolumenstrom durch Infiltration  $q_{v,Inf,Komp}$  durch die Gebäudehülle berechnet sich nach Gleichung A.2:

$$q_{v,Inf,wirk} = f_{wirk,Komp} * V_{Ne} * n_{50} * \left( \frac{f_{wirk,Lage} * \Delta p}{50} \right)^n \quad (A.2)$$

Der Korrekturfaktor für den wirksamen Infiltrationsluftanteil  $f_{wirk,Komp}$  für ein ventilatorgestütztes Zu-/Abluftsystem wird mit 0,45 berücksichtigt. Aus der Lage des Gebäudes ergibt sich für den Korrekturfaktor  $f_{wirk,Lage}$  der Wert 1. Für den  $n_{50}$  Wert liegt der Wert bei 0,6 pro h aus der Blower-Door-Test vor. Für  $n$  werden 2/3 angenommen. Das Haus steht in einem windschwachen Gebiet  $\Delta p$  kann daher mit 2 Pa angenommen werden. Für den Außenluftvolumenstrom durch Infiltration  $q_{v,Inf,wirk}$  ergibt sich ein Wert von 11,3 m<sup>3</sup>/h.

Die Berechnung zeigt, dass der Volumenstrom der durch Infiltration in das Gebäude dringt deutlich kleiner ist als der Volumenstrom der zum Feuchteschutz des Gebäudes notwendig wäre.

Für das Gebäude soll ein ventilatorgestütztes, kombiniertes Zu- bzw. Abluftsystem berechnet werden.

## A.1 Grunddaten zur Bestimmung der Luftvolumenströme

Die Tabelle A.1 zeigt die Zuordnung der Räume zur Zuluft-, Abluft- oder Überströmzone und die Fläche des jeweiligen Raumes.

Tabelle A.1: Grunddaten für Luftvolumenströme

	Raumtemperatur °C	Zuluft	Abluft Fläche [m <sup>2</sup> ]	Überströmen
<b>Wohnbereich</b>	20	51,4	-	-
<b>Flur EG</b>	20	-	-	10,3
<b>Gästetoilette</b>	20	-	2,3	-
<b>Haustechnikraum</b>	15	-	8,9	-
<b>Schlafzimmer 1</b>	20	19,2	-	-
<b>Schlafzimmer 2</b>	20	19,5	-	-
<b>Arbeitszimmer</b>	20	16,3	-	-
<b>Bad OG</b>	24	-	12	-
<b>Flur OG</b>	20	-	-	2
	Summe	106,4	23,2	12,3
<b>Gesamtfläche</b>				142 m <sup>2</sup>

Der Gesamt-Außenluftvolumenstrom  $q_{v,ges}$  wird dabei in Abhängigkeit von der Nutzung unterteilt in 4 Lüftungs- Betriebsstufen:

- Lüftung zum Feuchteschutz  $q_{v,ges,FL}$
- Reduzierte Lüftung  $q_{v,ges,RL}$
- Nennlüftung  $q_{v,ges,NL}$
- Intensivlüftung  $q_{v,ges,IL}$

Der Mindestwert der Gesamt-Außenluftvolumenströme für die Nutzungseinheit bei Nennlüftung  $q_{v,ges,NE,NL}$  beträgt 164 m<sup>3</sup>/h (vgl. DIN1946-6, Tabelle 5).

Die Gesamt-Abluftvolumenströme in der Betriebsstufe Nennlüftung bei ventilatorgestütztem Zu- und Abluftsystem für einzelne Räume  $q_{v,ges,R,ab,NL}$  ist in Tabelle A.2 zusammengefasst (vgl. DIN 1946-6, Tabelle 7).

Tabelle A.2: Gesamt-Abluftvolumenströme der einzelnen Räume

Raum	Nennlüftung [m <sup>3</sup> /h]
Küche	45
Gästetoilette	25
Hauswirtschaftsraum	25
Badezimmer	45
$\Sigma$	140

Zur Festlegung des erforderlichen Gesamtaußenluftvolumenstrom der Nennlüftung  $q_{v,ges,NL}$  ist das Maximum aus dem Gesamt-Außenluftvolumenstrom, bestimmt aus der Nutzfläche der Nutzungseinheit oder aus der Summe der Abluftvolumenströme für einzelne Räume maßgeblich (Gleichung A.3).

$$q_{v,ges,NL} = \max \left( q_{v,ges,NE,NL}; \sum q_{v,ges,R,ab,NL} \right) \quad (\text{A.3})$$

Der Gesamtaußenluftvolumenstrom für Nennlüftung  $q_{v,ges,NL}$  entspricht  $q_{v,ges,NE,NL}$  und ist mit 164 m<sup>3</sup>/h anzunehmen.

Die Gesamt-Außenluftvolumenströme für die anderen Betriebsstufen der Lüftung sind in Tabelle A.3 dargestellt.

Tabelle A.3: Außenluftvolumenströme für die Nutzungseinheit in den Betriebsstufen Feuchteschutz, reduzierte Lüftung, Intensivlüftung

Lüftung		Gesamt-Außenluftvolumenstrom [m <sup>3</sup> /h]
<b>Feuchteschutz</b>	$q_{v,ges,NE,FL}$	48
<b>Reduziert</b>	$q_{v,ges,NE,RL}$	114
<b>Intensiv</b>	$q_{v,ges,Ne,IL}$	212

Die Gesamt-Außenluftvolumenströme werden nach den folgenden Gleichungen berechnet:

$$q_{v,ges,FL} = \frac{q_{v,ges,NL}}{q_{v,ges,NE,NL}} * q_{v,ges,NE,FL} \quad (\text{A.4})$$

$$q_{v,ges,RL} = \frac{q_{v,ges,NL}}{q_{v,ges,NE,NL}} * q_{v,ges,NE,RL} \quad (\text{A.5})$$

$$q_{v,ges,IL} = \frac{q_{v,ges,NL}}{q_{v,ges,NE,NL}} * q_{v,ges,NE,IL} \quad (\text{A.6})$$

Tabelle A.4: Gesamt-Außenluftvolumenströme für die Betriebsstufen Feuchteschutz, reduzierte Lüftung, Intensivlüftung

Lüftung		Gesamt-Außenluftvolumenstrom [m <sup>3</sup> /h]
Feuchteschutz	$q_{v,ges,FL}$	48
Reduziert	$q_{v,ges,RL}$	114
Intensiv	$q_{v,ges,IL}$	212

## A.2 Außenluftvolumenströme durch Lüftungstechnische Maßnahmen

Der Außenluftvolumenstrom der durch Lüftungstechnische Maßnahmen sichergestellt werden muss wird nach Gleichung A.7 ermittelt.

$$q_{v,LtM,vg} = q_{v,ges} - (q_{v,Inf,wirk} + q_{v,Fe,wirk}) \quad (A.7)$$

In der Gleichung A.7 entspricht  $q_{v,Fe,wirk}$  dem Außenluftvolumenstrom durch Fensterlüftung. Der Außenluftvolumenstrom durch Fensterlüftung ist zum einen stark vom Verhalten des Nutzers abhängig und zum anderen in Gebäuden moderner Bauweise auf Grund der mechanischen Belüftung nicht vorgesehen. Er wird daher in der Simulation nicht berücksichtigt.

Außerdem wird in der Simulation angenommen, dass die Gebäudehülle luftdicht ist und somit auch kein Luftvolumenstrom durch Infiltration zur Berechnung der Lüftungsanlage berücksichtigt wird. Der Außenluftvolumenstrom durch Lüftungstechnische Maßnahmen  $q_{v,LtM,vg}$  entspricht somit  $q_{v,ges}$  und ist mit 164 m<sup>3</sup>/h anzunehmen.

## A.3 Aufteilung der Luftvolumenströme auf die Räume

Der Abluftvolumenstrom eines Raumes ergibt sich für Zentralventilator- und Einzelventilator-Lüftungsanlagen einschließlich Wohnungs-Lüftungsgeräten aus

$$q_{v,LtM,R,ab} = \frac{q_{v,ges,R,ab,NL}}{\sum_{R,ab} q_{v,ges,R,ab,NL}} * q_{v,LtM,vg,NL} \quad (A.8)$$

Tabelle A.5: Abluftvolumenstrom  $q_{v,LtM,R,ab}$  durch lüftungstechnische Maßnahme für Ablufträume

<b>Raum</b>	<b>Abluftvolumenstrom durch lüftungstechnische Maßnahme</b> $q_{v,LtM,R,ab}$ [m <sup>3</sup> /h]
<b>Küche</b>	52,7
<b>Gästetoilette</b>	29,3
<b>Haustechnikraum</b>	29,3
<b>Badezimmer</b>	52,7
$\sum q_{v,LtM,R,ab}$	164

Die Berechnung der Zuluftströme für die Zulufräume erfolgt nach Gleichung

$$q_{v,LtM,R,zu} = \frac{f_{R,zu}}{\sum_{R,zu} f_{R,zu}} * q_{v,LtM,vg,NL} \quad (\text{A.9})$$

Der Faktor der Aufteilung der Zuluftströme ist in A.6 dargestellt.

Tabelle A.6: Aufteilung der Zuluftvolumenströme

<b>Raum</b>	<b>Faktor zur planweisen Festlegung der raumweisen Luftvolumenströme</b> $f_{R,zu}$	<b>Zuluftvolumenstrom</b> $q_{v,LtM,R,zu}$ [m <sup>3</sup> /h]
<b>Wohnzimmer</b>	3	46,9
<b>Esszimmer</b>	1,5	23,4
<b>Schlafzimmer 1</b>	2	31,2
<b>Schlafzimmer 2</b>	2	31,2
<b>Arbeitszimmer</b>	2	31,2
$\sum f_{R,zu}$	10,5	-
$\sum q_{v,LtM,R,zu}$	-	164

Durch das Lüftungssystem bildet sich ein gerichtetes Strömungsfeld mit Zuluft-, Abluft- und Überstromzonen aus. Die Überstromzonen befinden sich zwischen den Zuluft- und Abluftbereichen. Um das Überströmen zu ermöglichen müssen sogenannte Überstromluftdurchlässe berücksichtigt werden.

Die Überstromluftdurchlässe müssen an den Zuluft- bzw. Abluftvolumenstrom des jeweiligen Raumes angepasst sein und befinden sich in den Türen.

Tabelle A.7: Mindestflächen der Überström-Luftdurchlässe

<b>Raum</b>	<b>Zuluft- volumenstrom</b> $q_{v,LtM,R,zu}$ <b>m<sup>3</sup>/h</b>	<b>Abluft- volumenstrom</b> $q_{v,LtM,R,ab}$ <b>m<sup>3</sup>/h</b>	<b>Überstrom- luftdurchlass</b> ÜLD <b>cm<sup>2</sup></b>
Wohnzimmer	46,9	-	-
Esszimmer	23,4	-	-
Küche	-	52,7	-
Eingangsbereich	-	-	-
Gästetoilette	-	29,3	73,3
Hauswirtschaftsraum	-	29,3	73,3
Schlafzimmer 1	31,2	-	78
Schlafzimmer 2	31,2	-	78
Arbeitszimmer	31,2	-	78
Badezimmer	-	52,7	131,8
Flur OG	-	-	-
<b>Summe der Volumenströme</b>	164	164	-

# Anhang B

## Auswertepunkte

Tabelle B.1: Lage der Auswertepunkte

Messpunkt	x [m]	y <sub>1</sub> bzw. y <sub>2</sub> [m]	z [m]
Bad OG	8	3,25/4,35	3,3/
Bad EG	3,2	0,7/1,8	1,2
Esszimmer 1	5,5	0,7/1,8	6
Flur OG	6	3,25/4,35	4,2
Flur EG	5	0,7/1,8	2
Hauswirtschaftsraum	2,3	0,7/2,8	2,8
Küche	8	0,7/1,8	3
Wohnzimmer 1	2,5	0,7/1,8	6
Schlafzimmer 1	3	3,25/4,35	3,2
Schlafzimmer 2	2,2	3,25/4,35	6
Arbeitszimmer	7	3,25/4,35	6

# Anhang C

## Cone Kalorimeter Test Report

### C.1 PE 4cm 35 kW/m<sup>2</sup>

Report produced with the Fire Testing Technology ConeCalc software

page 1

#### Cone Calorimeter Test Report

Laboratory name	Hochschule Magdeburg-Stendal (FH) / FB Bauwesen		
Operator	Sarah Hahn		
Sponsor			
Manufacturer			
Sample description	PE_4cm_35_Granulat	Report name	
Material name/ID	Polyethylen	Surface area	100 cm <sup>2</sup>
Heat flux	35 kW/m <sup>2</sup>	Retainer frame used?	No
Orientation	Horizontal		

#### Test averages

Test	t(iq) (s)	t(fo) (s)	t(end) (s)	HRR(peak) (kW/m <sup>2</sup> )	tpeak (s)	THR (MJ/m <sup>2</sup> )	HRR(60) (kW/m <sup>2</sup> )	HRR(180) (kW/m <sup>2</sup> )	HRR(300) (kW/m <sup>2</sup> )
<b>Mean</b>	<b>43.3</b>	<b>1476.3</b>	<b>1525</b>	<b>692.41</b>	<b>1376.7</b>	<b>633.14</b>	<b>108.65</b>	<b>200.90</b>	<b>243.50</b>
1	42	1481	1530	696.32	1390	637.69	101.21	203.29	240.28
2	40	1458	1505	693.64	1345	633.07	105.79	194.70	242.82
3	48	1490	1540	687.28	1395	628.68	118.96	204.69	247.39

Test	Flux (kW/m <sup>2</sup> )	t (mm)	Area (cm <sup>2</sup> )	m(l) (g)	m(s) (g)	m(f) (g)	Δm (g)	Ave MLR (g/s·m <sup>2</sup> )	EHC(av) (MJ/kg)
<b>Mean</b>		<b>40</b>		<b>151.8</b>	<b>151.7</b>	<b>2.1</b>	<b>149.6</b>	<b>11.4</b>	<b>42.31</b>
1	35	40	100	151.36	151.1	1.9	149.2	11.4	42.72
2	35	40	100	152.06	152.3	2.4	149.9	11.6	42.24
3	35	40	100	151.84	151.7	1.9	149.8	11.3	41.98

Test	THR(0-300) (MJ/m <sup>2</sup> )	THR(0-600) (MJ/m <sup>2</sup> )	THR(0-1200) (MJ/m <sup>2</sup> )	SPR(av) (m <sup>2</sup> /s)	SEA(av) (m <sup>2</sup> /kg)	Fuel load (MJ/kg)	MARHE (kW/m <sup>2</sup> )
<b>Mean</b>	<b>58.66</b>	<b>175.80</b>	<b>468.29</b>	<b>0.0471</b>	<b>465.43</b>	<b>41.72</b>	<b>428.32</b>
1	58.62	171.73	469.78	0.0452	449.54	42.13	430.29
2	59.65	179.81	475.56	0.0482	471.46	41.63	432.69
3	57.71	175.85	459.52	0.0478	475.30	41.40	421.99

Test	Date	Specimen #	Line colour	Filename
1	29/08/2012	3	—	C:\CCS\DATA\12080019.CSV
2	29/08/2012	2	—	C:\CCS\DATA\12080018.CSV
3	29/08/2012	1	—	C:\CCS\DATA\12080017.CSV

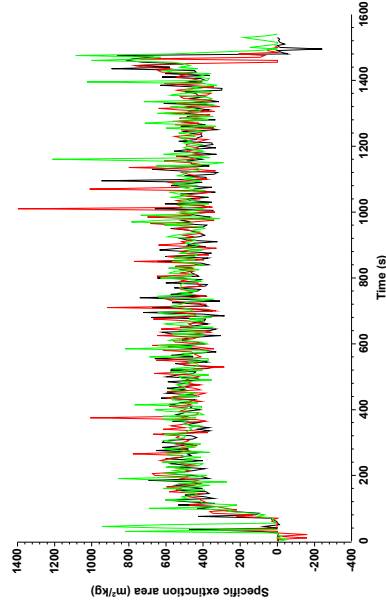
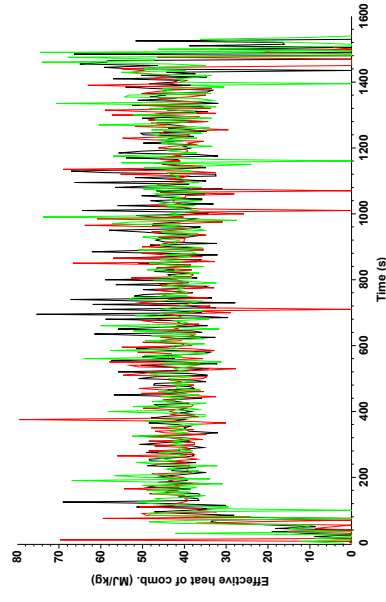
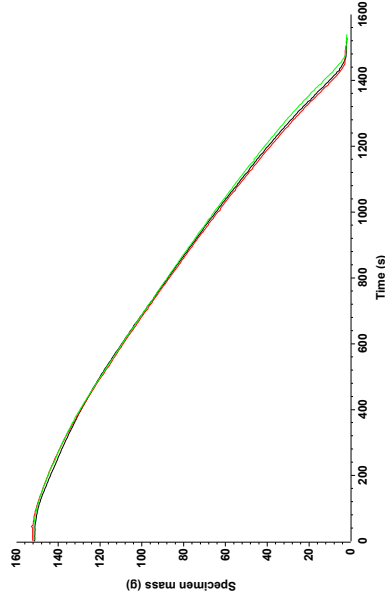
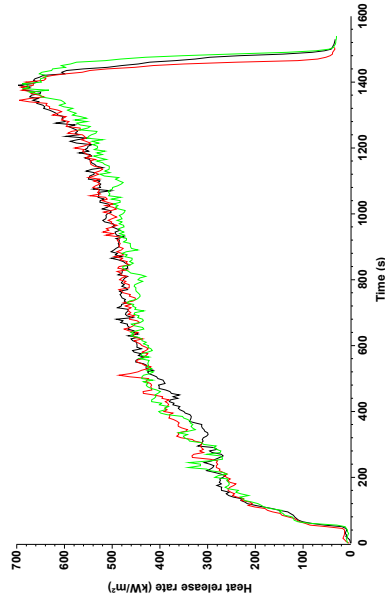
The test results relate to the behaviour of the test specimens of a product under the particular conditions of the test; they are not intended to be the sole criterion for assessing the potential fire hazard of the product in use.



Report produced with the Fire Testing Technology ConeCalc software

Report name: Sample description: PE\_4cm\_35\_Granulat Material name/ID: Polyethylen

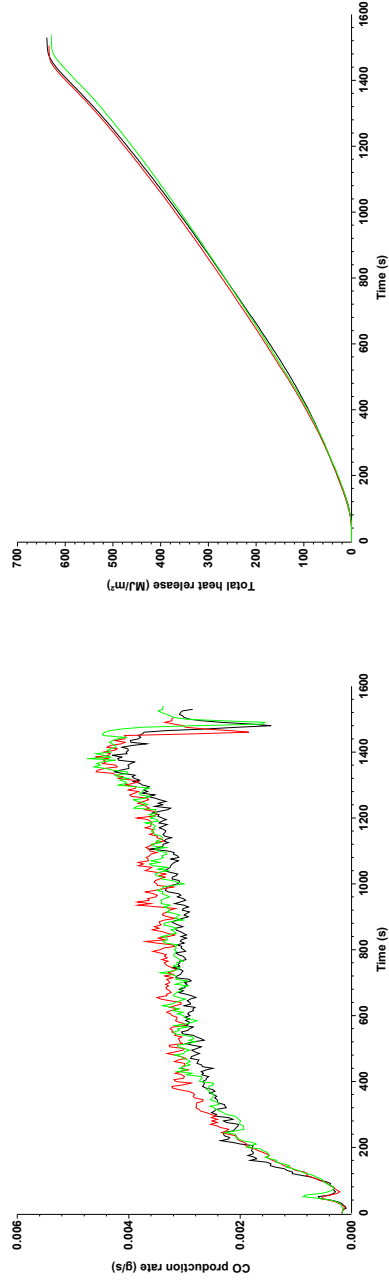
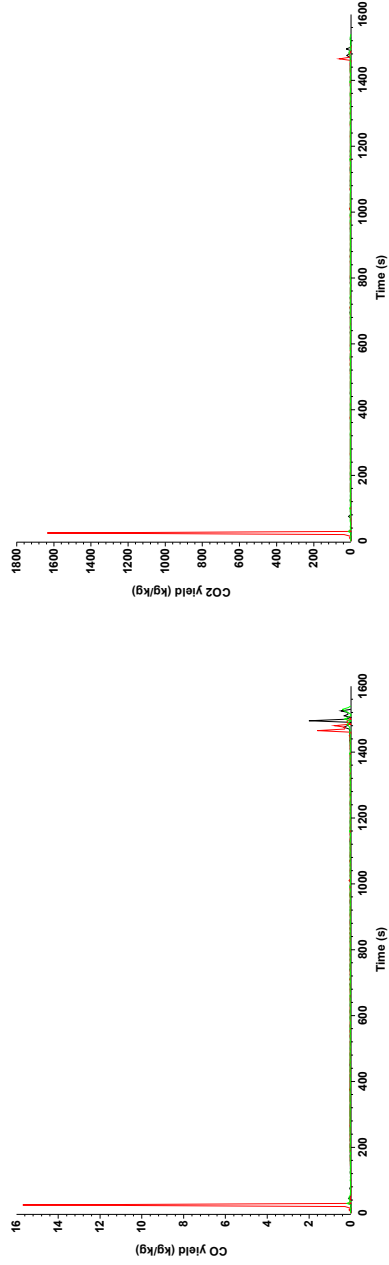
Heat flux: 35 kW/m<sup>2</sup>



The test results relate to the behaviour of the test specimens of a product under the particular conditions of the test; they are not intended to be the sole criterion for assessing the potential fire hazard of the product in use.

Report produced with the Fire Testing Technology ConeCalc software

Report name: Sample description: PE\_4cm\_35\_Granulat Material name/ID: Polyethylen Heat flux: 35 kW/m<sup>2</sup>



The test results relate to the behaviour of the test specimens of a product under the particular conditions of the test; they are not intended to be the sole criterion for assessing the potential fire hazard of the product in use.

C.2 PE 4cm 50 kW/m<sup>2</sup>

Report produced with the Fire Testing Technology ConeCalc software

page 1

**Cone Calorimeter Test Report**

Laboratory name	Hochschule Magdeburg-Stendal (FH) / FB Bauwesen		
Operator	Sarah Hahn		
Sponsor			
Manufacturer			
Sample description	PE_4cm_50_Granulat	Report name	
Material name/ID	Polyethylen	Surface area	100 cm <sup>2</sup>
Heat flux	50 kW/m <sup>2</sup>	Retainer frame used?	No
Orientation	Horizontal		

**Test averages**

Test	t(ig) (s)	t(fo) (s)	t(end) (s)	HRR(peak) (kW/m <sup>2</sup> )	tpeak (s)	THR (MJ/m <sup>2</sup> )	HRR(60) (kW/m <sup>2</sup> )	HRR(180) (kW/m <sup>2</sup> )	HRR(300) (kW/m <sup>2</sup> )
<b>Mean</b>	<b>20.7</b>	<b>1045.3</b>	<b>1096.7</b>	<b>1062.90</b>	<b>1013.3</b>	<b>631.19</b>	<b>112.00</b>	<b>272.93</b>	<b>376.32</b>
1	24	1057	1105	1139.90	1040	633.18	107.46	259.04	368.21
2	20	1059	1115	1008.66	1020	630.82	109.76	266.70	372.45
3	18	1020	1070	1040.14	980	629.56	118.79	293.05	388.31

Test	Flux (kW/m <sup>2</sup> )	t (mm)	Area (cm <sup>2</sup> )	m(i) (g)	m(s) (g)	m(f) (g)	Δm (g)	Ave MLR (g/s·m <sup>2</sup> )	EHC(av) (MJ/kg)
<b>Mean</b>		<b>40</b>		<b>151.4</b>	<b>151.3</b>	<b>1.9</b>	<b>149.4</b>	<b>16.0</b>	<b>42.28</b>
1	50	40	100	151.08	151.3	2.0	149.2	15.7	42.48
2	50	40	100	151.99	152.0	2.0	150.0	16.0	42.07
3	50	40	100	151.03	150.7	1.8	149.0	16.2	42.29

Test	THR(0-300) (MJ/m <sup>2</sup> )	THR(0-600) (MJ/m <sup>2</sup> )	THR(0-1200) (MJ/m <sup>2</sup> )	SPR(av) (m <sup>2</sup> /s)	SEA(av) (m <sup>2</sup> /kg)	Fuel load (MJ/kg)	MARHE (kW/m <sup>2</sup> )
<b>Mean</b>	<b>100.46</b>	<b>290.85</b>	-	<b>0.0671</b>	<b>482.99</b>	<b>41.70</b>	<b>598.17</b>
1	95.84	282.27	-	0.0637	461.71	41.91	589.09
2	100.62	288.10	-	0.0675	492.99	41.50	592.37
3	104.94	302.16	-	0.0701	494.26	41.68	613.06

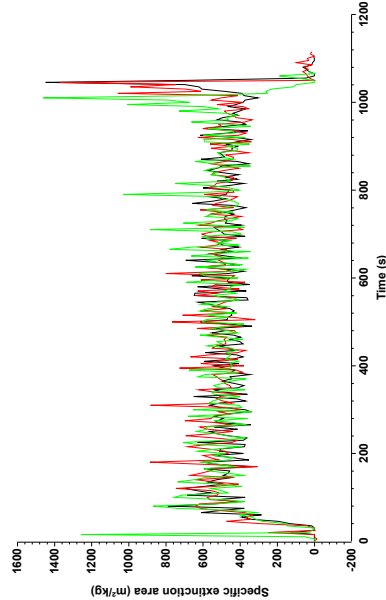
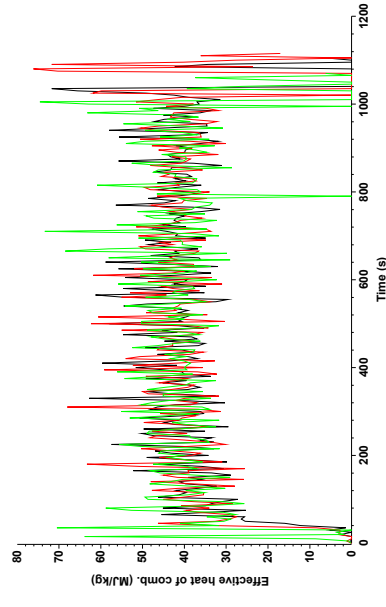
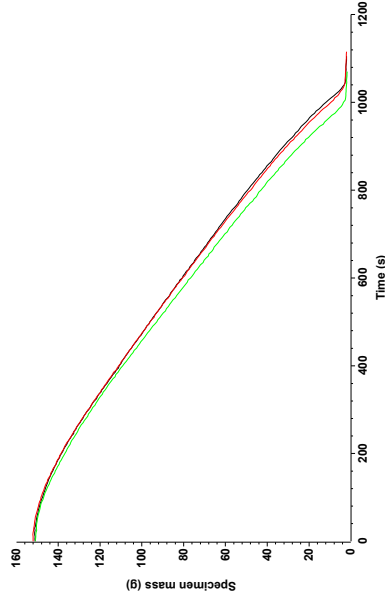
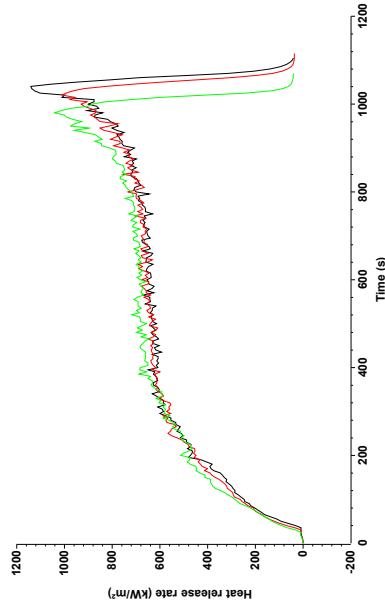
Test	Date	Specimen #	Line colour	Filename
1	29/08/2012	3	—	C:\CCS\DATA\12080022.CSV
2	29/08/2012	2	—	C:\CCS\DATA\12080021.CSV
3	29/08/2012	1	—	C:\CCS\DATA\12080020.CSV

The test results relate to the behaviour of the test specimens of a product under the particular conditions of the test; they are not intended to be the sole criterion for assessing the potential fire hazard of the product in use.

Report produced with the Fire Testing Technology ConeCalc software

Report name: Sample description: PE\_4cm\_50\_Granulat Material name/ID: Polyethylen

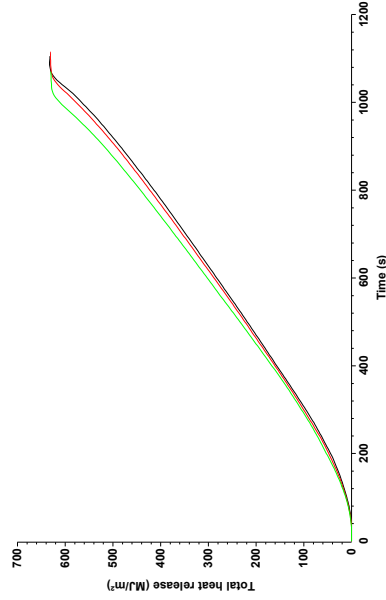
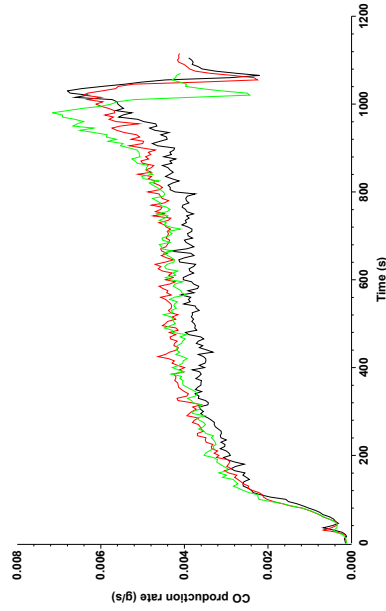
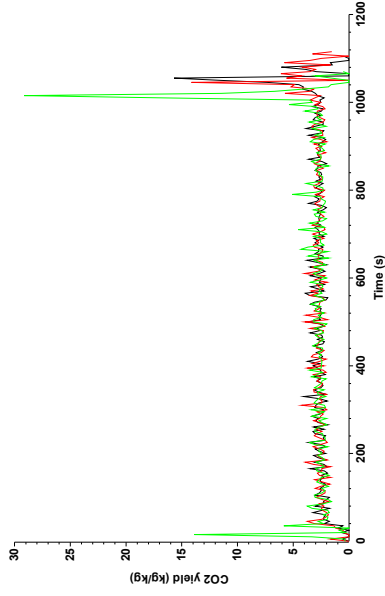
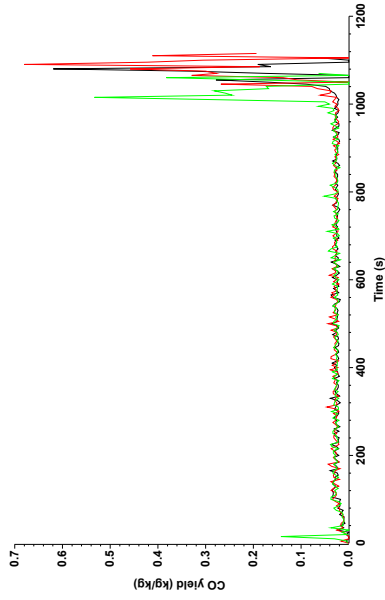
Heat flux: 50 kW/m<sup>2</sup>



The test results relate to the behaviour of the test specimens of a product under the particular conditions of the test; they are not intended to be the sole criterion for assessing the potential fire hazard of the product in use.

Report produced with the Fire Testing Technology ConeCalc software

Report name: Sample description: PE\_4cm\_50\_Granulat Material name/ID: Polyethylen Heat flux: 50 kW/m<sup>2</sup>



The test results relate to the behaviour of the test specimens of a product under the particular conditions of the test; they are not intended to be the sole criterion for assessing the potential fire hazard of the product in use.

## C.3 PUR B3 35 kW/m<sup>2</sup>

Report produced with the Fire Testing Technology ConeCalc software

page 1

### Cone Calorimeter Test Report




Laboratory name	Hochschule Magdeburg-Stendal (FH) / FB Bauwesen		
Operator	Sarah Hahn		
Sponsor			
Manufacturer			
Sample description	PUR B3	Report name	
Material name/ID	Polyurethan	Surface area	100 cm <sup>2</sup>
Heat flux	35 kW/m <sup>2</sup>	Retainer frame used?	No
Orientation	Horizontal		

#### Test averages

Test	t(ig) (s)	t(fo) (s)	t(end) (s)	HRR(peak) (kW/m <sup>2</sup> )	t <sub>peak</sub> (s)	THR (MJ/m <sup>2</sup> )	HRR(60) (kW/m <sup>2</sup> )	HRR(180) (kW/m <sup>2</sup> )	HRR(300) (kW/m <sup>2</sup> )
<b>Mean</b>	<b>1</b>	<b>88.3</b>	<b>136.7</b>	<b>300.14</b>	<b>23.3</b>	<b>18.88</b>	<b>257.74</b>	<b>0.00</b>	<b>0.00</b>
1	1	86	135	300.76	25	19.01	255.08	0.00	0.00
2	1	85	135	307.14	25	18.93	266.82	0.00	0.00
3	1	94	140	292.53	20	18.71	251.31	0.00	0.00

Test	Flux (kW/m <sup>2</sup> )	t (mm)	Area (cm <sup>2</sup> )	m(i) (g)	m(s) (g)	m(f) (g)	Δm (g)	Ave MLR (g/s·m <sup>2</sup> )	EHC(av) (MJ/kg)
<b>Mean</b>		<b>30</b>		<b>9.9</b>	<b>9.9</b>	<b>1.5</b>	<b>8.4</b>	<b>13.6</b>	<b>23.28</b>
1	35	30	100	9.88	9.9	1.5	8.4	13.4	22.80
2	35	30	100	9.87	9.9	1.5	8.4	14.9	22.74
3	35	30	100	9.96	10.0	1.5	8.5	12.4	24.30

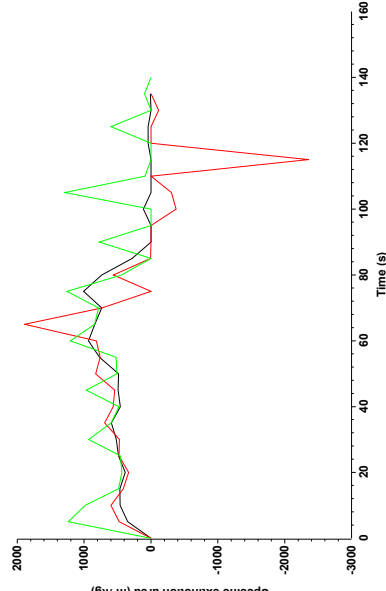
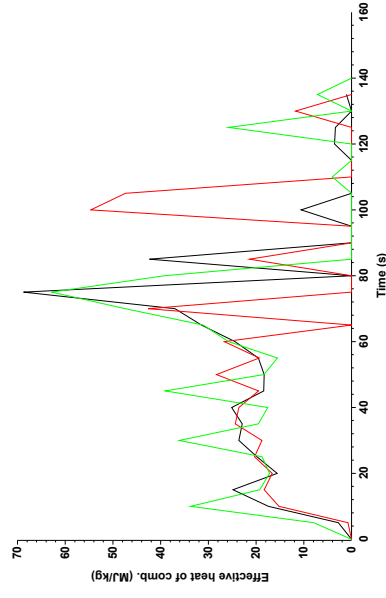
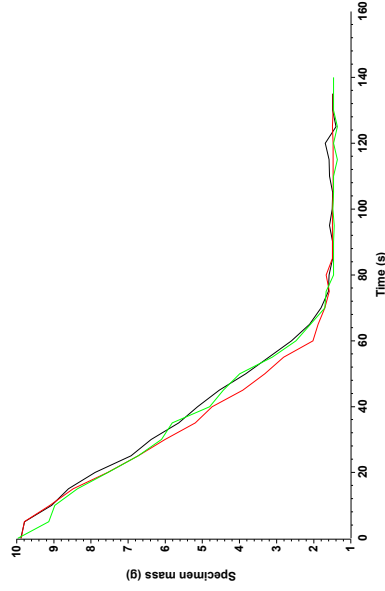
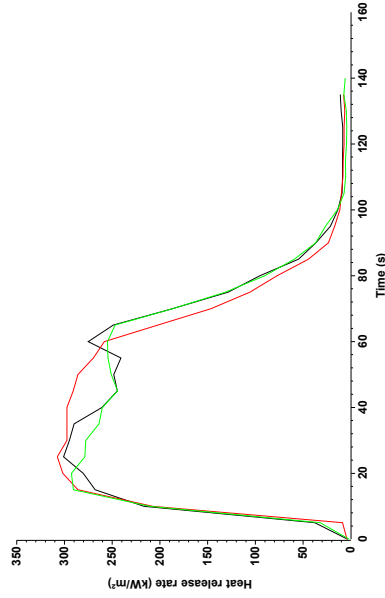
Test	THR(0-300) (MJ/m <sup>2</sup> )	THR(0-600) (MJ/m <sup>2</sup> )	THR(0-1200) (MJ/m <sup>2</sup> )	SPR(av) (m <sup>2</sup> /s)	SEA(av) (m <sup>2</sup> /kg)	Fuel load (MJ/kg)	MARHE (kW/m <sup>2</sup> )
<b>Mean</b>	-	-	-	<b>0.0368</b>	<b>600.18</b>	<b>19.07</b>	<b>239.51</b>
1	-	-	-	0.0360	564.61	19.24	237.04
2	-	-	-	0.0369	577.78	19.17	248.19
3	-	-	-	0.0374	658.15	18.79	233.28

Test	Date	Specimen #	Line colour	Filename
1	18/10/2012	1		C:\CCS\DATA\12100011.CSV
2	18/10/2012	2		C:\CCS\DATA\12100012.CSV
3	18/10/2012	3		C:\CCS\DATA\12100013.CSV

The test results relate to the behaviour of the test specimens of a product under the particular conditions of the test; they are not intended to be the sole criterion for assessing the potential fire hazard of the product in use.

Report produced with the Fire Testing Technology ConeCalc software

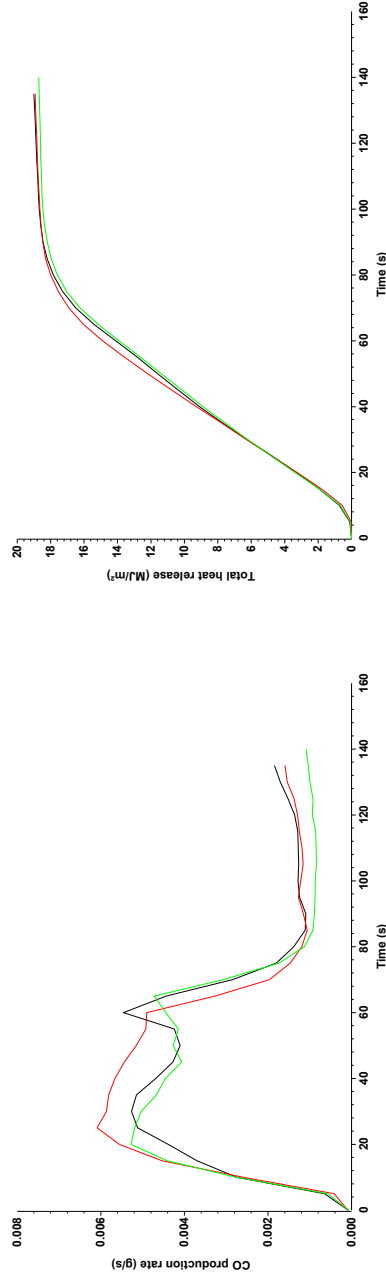
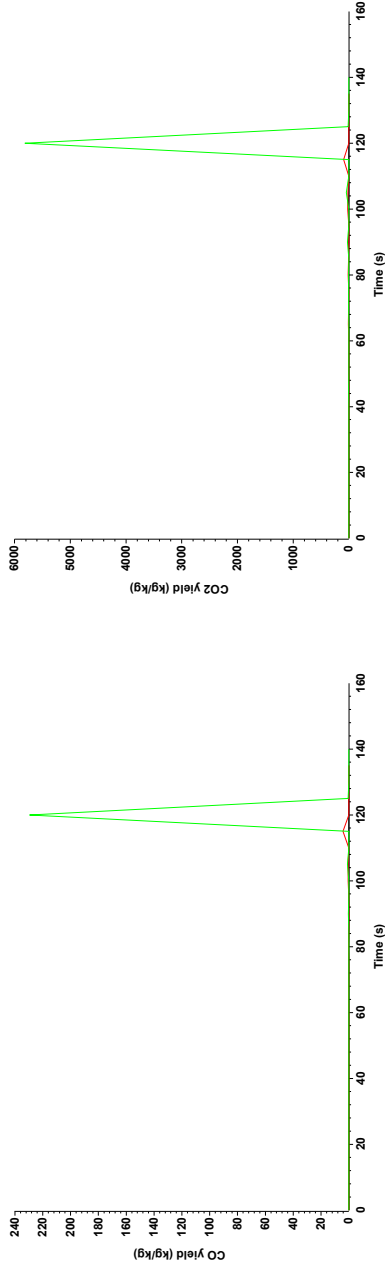
Report name: Sample description: PUR B3 Material name/ID: Polyurethan Heat flux: 35 kW/m<sup>2</sup>



The test results relate to the behaviour of the test specimens of a product under the particular conditions of the test; they are not intended to be the sole criterion for assessing the potential fire hazard of the product in use.

Report produced with the Fire Testing Technology ConeCalc software

Report name: Sample description: PUR B3 Material name/ID: Polyurethan Heat flux: 35 kW/m<sup>2</sup>



The test results relate to the behaviour of the test specimens of a product under the particular conditions of the test; they are not intended to be the sole criterion for assessing the potential fire hazard of the product in use.



C.4 PUR B3 50 kW/m<sup>2</sup>

Report produced with the Fire Testing Technology ConeCalc software

page 1

**Cone Calorimeter Test Report**




Laboratory name	Hochschule Magdeburg-Stendal (FH) / FB Bauwesen		
Operator	Sarah Hahn		
Sponsor			
Manufacturer			
Sample description	PUR-B3_30mm_50_Standard		
Material name/ID	Polyurethan	Report name	
Heat flux	50 kW/m <sup>2</sup>	Surface area	100 cm <sup>2</sup>
Orientation	Horizontal	Retainer frame used?	No

**Test averages**

Test	t(ig) (s)	t(fo) (s)	t(end) (s)	HRR(peak) (kW/m <sup>2</sup> )	tpeak (s)	THR (MJ/m <sup>2</sup> )	HRR(60) (kW/m <sup>2</sup> )	HRR(180) (kW/m <sup>2</sup> )	HRR(300) (kW/m <sup>2</sup> )
<b>Mean</b>	<b>0.7</b>	<b>73</b>	<b>120</b>	<b>382.81</b>	<b>18.3</b>	<b>19.66</b>	<b>295.13</b>	<b>0.00</b>	<b>0.00</b>
1	0	72	120	368.92	15	19.11	274.04	0.00	0.00
2	1	73	120	390.21	20	20.23	312.38	0.00	0.00
3	1	74	120	389.29	20	19.63	298.98	0.00	0.00

Test	Flux (kW/m <sup>2</sup> )	t (mm)	Area (cm <sup>2</sup> )	m(i) (g)	m(s) (g)	m(f) (g)	Δm (g)	Ave MLR (g/s·m <sup>2</sup> )	EHC(av) (MJ/kg)
<b>Mean</b>		<b>30</b>		<b>10.2</b>	<b>10.2</b>	<b>1.3</b>	<b>8.9</b>	<b>17.2</b>	<b>22.15</b>
1	50	30	100	10.0	10.0	1.1	8.9	17.7	21.57
2	50	30	100	10.45	10.5	1.4	9.1	16.1	22.56
3	50	30	100	10.11	10.1	1.2	8.9	17.7	22.33

Test	THR(0-300) (MJ/m <sup>2</sup> )	THR(0-600) (MJ/m <sup>2</sup> )	THR(0-1200) (MJ/m <sup>2</sup> )	SPR(av) (m <sup>2</sup> /s)	SEA(av) (m <sup>2</sup> /kg)	Fuel load (MJ/kg)	MARHE (kW/m <sup>2</sup> )
<b>Mean</b>	-	-	-	<b>0.0432</b>	<b>568.47</b>	<b>19.29</b>	<b>289.89</b>
1	-	-	-	0.0426	577.38	19.11	275.80
2	-	-	-	0.0422	541.20	19.36	306.28
3	-	-	-	0.0448	586.84	19.41	287.59

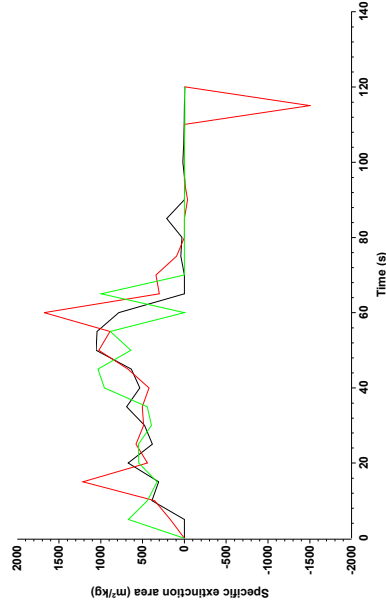
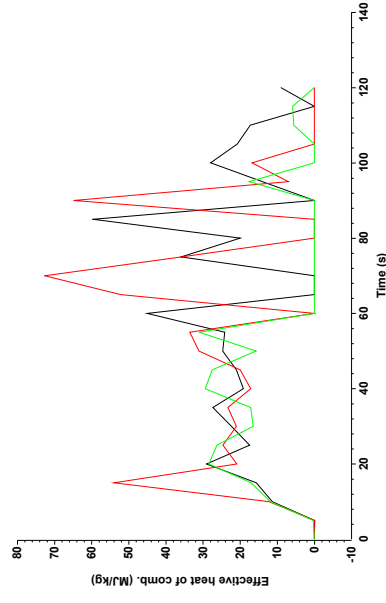
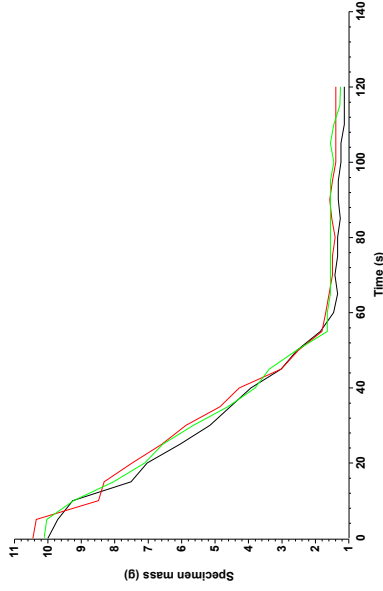
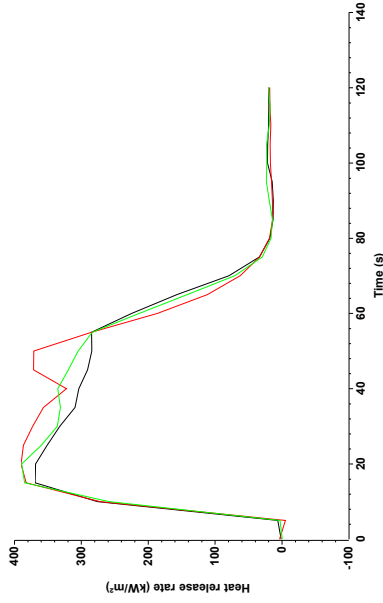
Test	Date	Specimen #	Line colour	Filename
1	23/10/2012	1		C:\CCS\DATA\12100020.CSV
2	23/10/2012	2		C:\CCS\DATA\12100021.CSV
3	23/10/2012	3		C:\CCS\DATA\12100022.CSV

The test results relate to the behaviour of the test specimens of a product under the particular conditions of the test; they are not intended to be the sole criterion for assessing the potential fire hazard of the product in use.

Report produced with the Fire Testing Technology ConeCalc software

Report name: Sample description: PUR-B3\_30mm\_50\_Standard Material name/ID: Polyurethan

Heat flux: 50 kW/m<sup>2</sup>

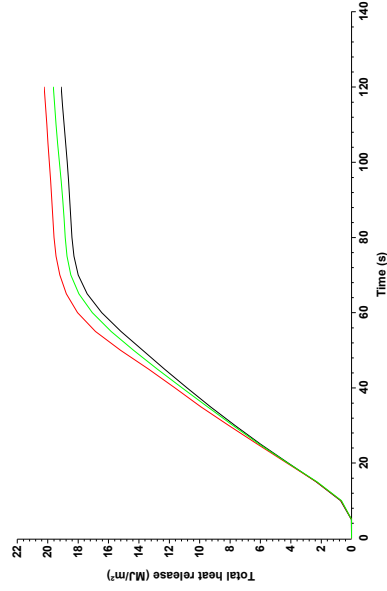
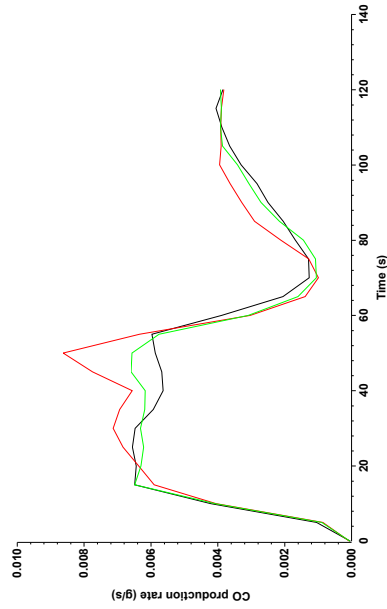
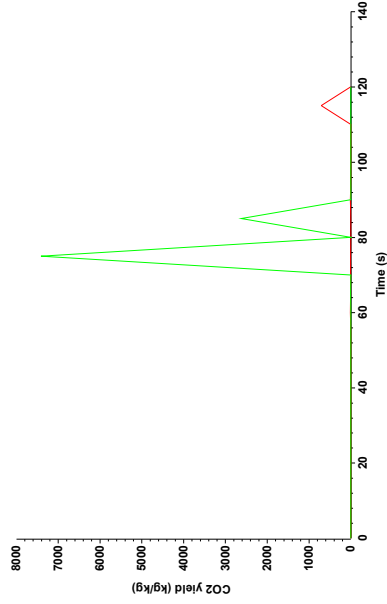
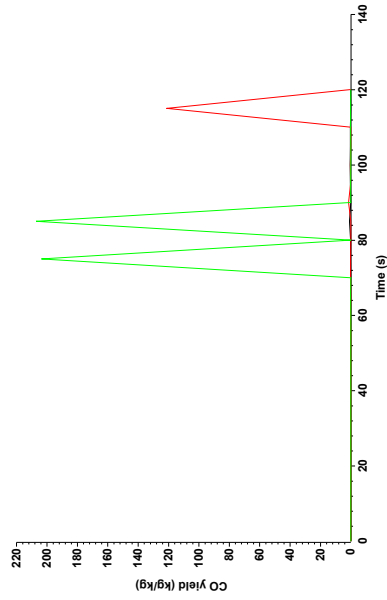


The test results relate to the behaviour of the test specimens of a product under the particular conditions of the test; they are not intended to be the sole criterion for assessing the potential fire hazard of the product in use.

Report produced with the Fire Testing Technology ConeCalc software

Report name: Sample description: PUR-B3\_30mm\_50\_Standard Material name/ID: Polyurethan

Heat flux: 50 kW/m<sup>2</sup>



The test results relate to the behaviour of the test specimens of a product under the particular conditions of the test; they are not intended to be the sole criterion for assessing the potential fire hazard of the product in use.

## C.5 Spannplatte 18 mm 20 kW/m<sup>2</sup> Probe 1

Report produced with the Fire Testing Technology ConeCalc software

page 1

### Cone Calorimeter Test Report

Laboratory name Hochschule Magdeburg-Stendal (FH) / FB Bauwesen  
 Operator Sarah Hahn  
 Filename C:\CC5\DATA\12100008.CSV  
 Report name  
 Sample description Spannplatte\_18mm\_20\_Standard  
 Material name/ID Rohspan

#### Specimen information

E	13.1 MJ/kg	Specimen number	1	Conditioned?	No
Thickness	18 mm	Nominal duct flow rate	24 l/s	Temperature	N/A
Initial mass	111.83 g	Edge frame used?	No	RH	N/A
Surface area	100 cm <sup>2</sup>	Grid used?	No		
Heat flux	20 kW/m <sup>2</sup>	Manufacturer			
Separation	25 mm	Sponsor			
Orientation	Horizontal				

#### Test

Standard used ISO 5660-1  
 Date of test 01/10/2012  
 Time of test 16:45  
 Date of report 01/10/2012

#### Pre-test conditions

Ambient temperature 26.4°C  
 Ambient pressure 101.729 kPa  
 Relative humidity 28%

#### Test times

Time to ignition 195 s  
 Time to flameout 1294 s  
 End of test criterion ISO 5660-1:2002  
 End of test time 1340 s  
 (for calculations)

#### Apparatus specifications

C-factor 0.04340  
 Duct diameter 0.114 m  
 O<sub>2</sub> delay time 8 s  
 CO<sub>2</sub> delay time 11 s  
 CO delay time 11 s  
 OD corr. factor 0.9853

#### Initial conditions

Baseline ambient oxygen 20.755%  
 Baseline oxygen 20.955%  
 Baseline carbon dioxide 0.0346%  
 Mass at sustained flaming 108.8 g

#### Heat Release Results

THR (0-300) 14.85 MJ/m<sup>2</sup>  
 THR (0-600) 39.61 MJ/m<sup>2</sup>  
 THR (0-1200) 94.09 MJ/m<sup>2</sup>  
 Fuel load 9.12 MJ/kg

#### Test results (between 195 and 1340 s)

		Mean	Peak	at time (s)	
Total heat release	102.0 MJ/m <sup>2</sup>	Heat release rate (kW/m <sup>2</sup> )	89.10	162.84	230
Total oxygen consumed	74.6 g	Effective heat of comb. (MJ/kg)	12.58	75.13	1200
Mass lost	81.1 g	Mass loss rate (g/s)	0.071	0.180	210
Average specific MLR	7.37 g/(s·m <sup>2</sup> )	Specific extinction area (m <sup>2</sup> /kg)	11.28	346.56	1200
Total smoke release	105.6 m <sup>2</sup> /m <sup>2</sup>	Carbon monoxide yield (kg/kg)	0.0114	0.2757	1330
Total smoke production	1.1 m <sup>2</sup>	Carbon dioxide yield (kg/kg)	1.15	6.70	1200
MAHRE	78.9 kW/m <sup>2</sup>				

#### Test averages

from ignition to ignition plus...	1 min	2 min	3 min	4 min	5 min	6 min	195 s - 1095 s	195 s - 1340 s
Heat release rate (kW/m <sup>2</sup> )	138.54	135.48	122.51	112.58	105.49	100.30	90.51	89.10
Effective heat of comb. (MJ/kg)	9.68	10.30	10.53	10.70	10.85	11.06	11.90	12.58
Mass loss rate (g/s)	0.143	0.131	0.116	0.105	0.097	0.091	0.076	0.071
Specific extinction area (m <sup>2</sup> /kg)	39.91	34.46	26.40	21.82	18.67	16.34	9.07	11.28
Carbon monoxide yield (kg/kg)	0.0067	0.0064	0.0061	0.0062	0.0065	0.0071	0.0088	0.0114
Carbon dioxide yield (kg/kg)	0.76	0.90	0.94	0.96	0.98	1.00	1.08	1.15

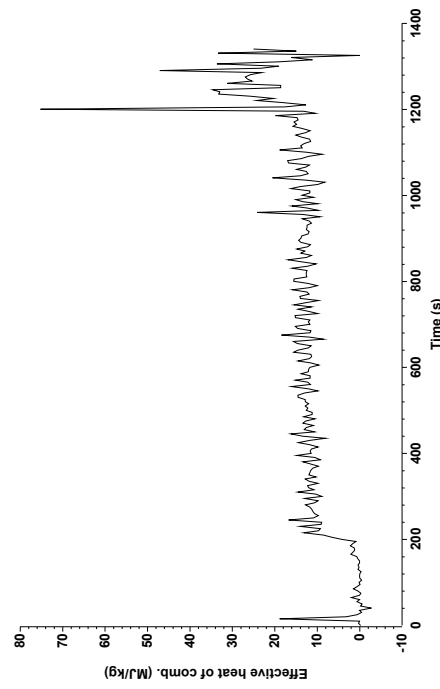
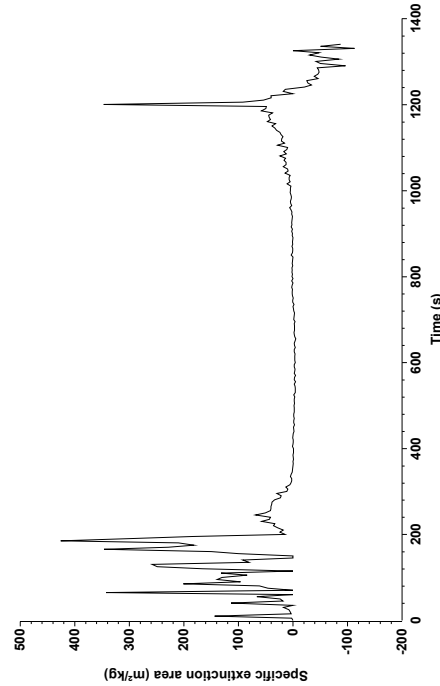
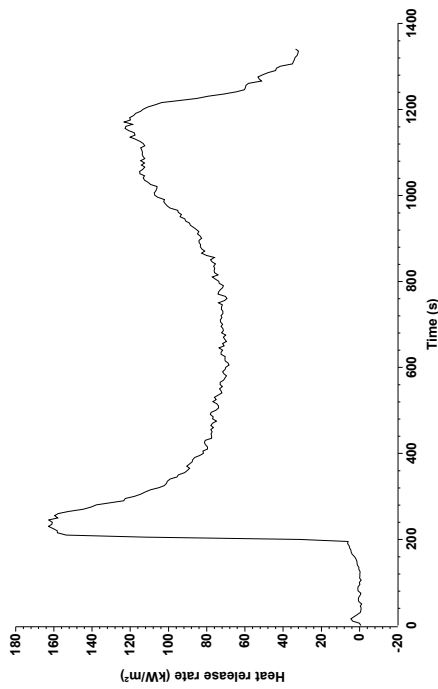
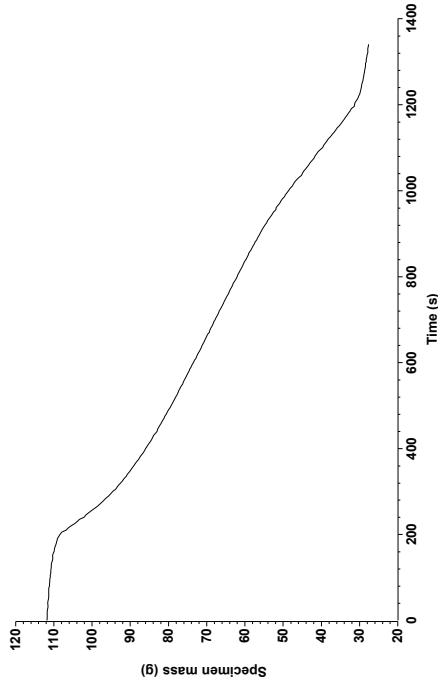
#### Smoke results

Total smoke release: non-flaming phase (0 s - 195 s) 53.0 m<sup>2</sup>/m<sup>2</sup>  
 Total smoke release: flaming phase (195 s - 1340 s) 105.6 m<sup>2</sup>/m<sup>2</sup>  
 Total smoke release: whole test (0 s - 1340 s) 158.6 m<sup>2</sup>/m<sup>2</sup>

The test results relate to the behaviour of the test specimens of a product under the particular conditions of the test; they are not intended to be the sole criterion for assessing the potential fire hazard of the product in use.

Report produced with the Fire Testing Technology ConeCalc software

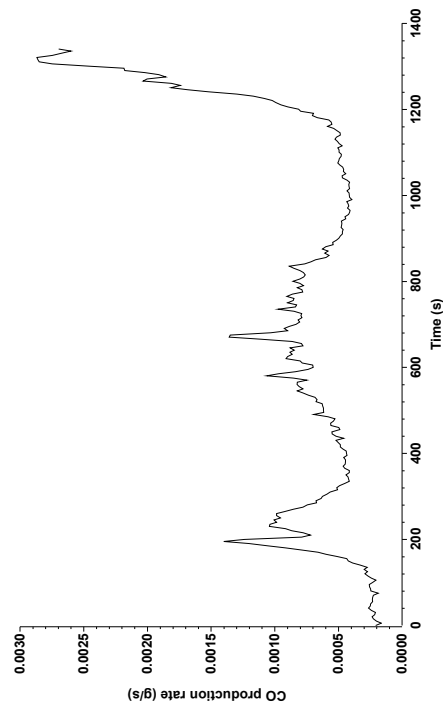
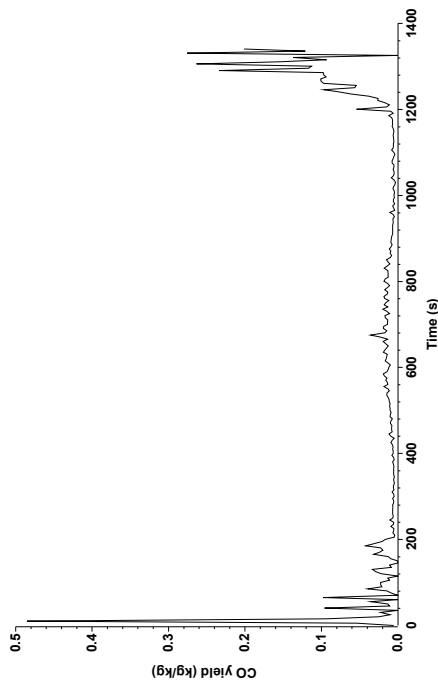
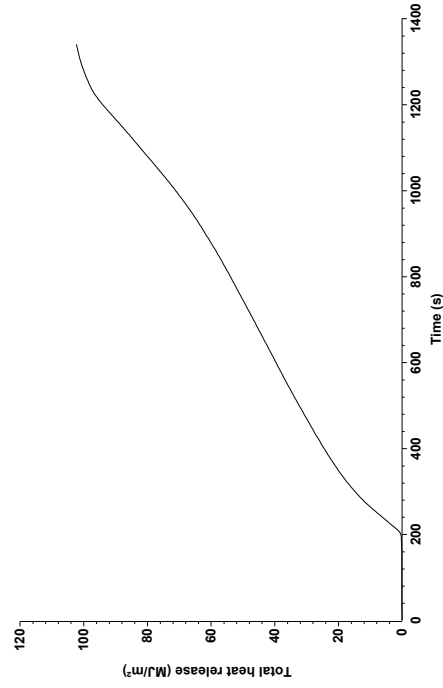
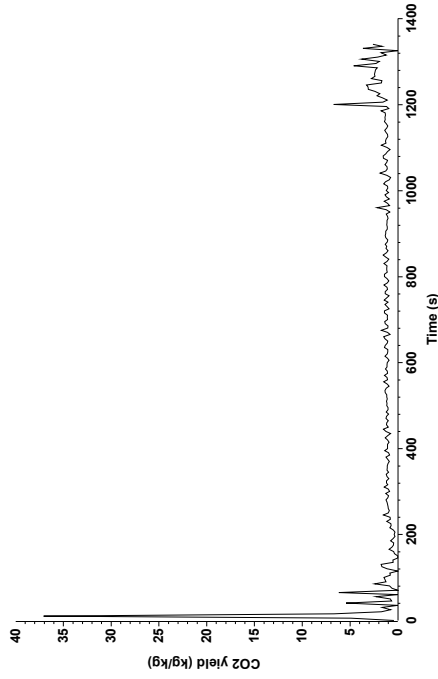
Filename: C:\CC5\DATA\12100008.CSV Report name:



The test results relate to the behaviour of the test specimens of a product under the particular conditions of the test; they are not intended to be the sole criterion for assessing the potential fire hazard of the product in use.

Report produced with the Fire Testing Technology ConeCalc software

Filename: C:\CC5\DATA\12100008.CSV Report name:



The test results relate to the behaviour of the test specimens of a product under the particular conditions of the test; they are not intended to be the sole criterion for assessing the potential fire hazard of the product in use.

C.6 Spannplatte 18 mm 20 kW/m<sup>2</sup> Probe 2

Report produced with the Fire Testing Technology ConeCalc software

page 1

**Cone Calorimeter Test Report**

Laboratory name Hochschule Magdeburg-Stendal (FH) / FB Bauwesen  
 Operator Sarah Hahn  
 Filename C:\CC5\DATA\12100009.CSV  
 Report name  
 Sample description Spannplatte\_18mm\_20\_Standard  
 Material name/ID Rohspan

**Specimen information**

E	13.1 MJ/kg	Specimen number	2	Conditioned?	No
Thickness	18 mm	Nominal duct flow rate	24 l/s	Temperature	N/A
Initial mass	112.42 g	Edge frame used?	No	RH	N/A
Surface area	100 cm <sup>2</sup>	Grid used?	No		
Heat flux	20 kW/m <sup>2</sup>	Manufacturer			
Separation	25 mm	Sponsor			
Orientation	Horizontal				

**Test**

Standard used ISO 5660-1  
 Date of test 01/10/2012  
 Time of test 17:11  
 Date of report 01/10/2012

**Pre-test conditions**

Ambient temperature 30.8°C  
 Ambient pressure 101.759 kPa  
 Relative humidity 22%

**Test times**

Time to ignition 189 s  
 Time to flameout 1361 s  
 End of test criterion ISO 5660-1:2002  
 End of test time 1420 s  
 (for calculations)

**Apparatus specifications**

C-factor 0.04340  
 Duct diameter 0.114 m  
 O<sub>2</sub> delay time 8 s  
 CO<sub>2</sub> delay time 11 s  
 CO delay time 11 s  
 OD corr. factor 0.9853

**Initial conditions**

Baseline ambient oxygen 20.754%  
 Baseline oxygen 20.957%  
 Baseline carbon dioxide 0.0347%  
 Mass at sustained flaming 109.6 g

**Heat Release Results**

THR (0-300) 15.89 MJ/m<sup>2</sup>  
 THR (0-600) 40.02 MJ/m<sup>2</sup>  
 THR (0-1200) 89.53 MJ/m<sup>2</sup>  
 Fuel load 9.44 MJ/kg

**Test results (between 189 and 1420 s)**

		Mean	Peak	at time (s)	
Total heat release	106.1 MJ/m <sup>2</sup>	Heat release rate (kW/m <sup>2</sup> )	86.21	166.67	220
Total oxygen consumed	77.6 g	Effective heat of comb. (MJ/kg)	12.72	36.56	1290
Mass lost	83.6 g	Mass loss rate (g/s)	0.068	0.211	220
Average specific MLR	7.04 g/(s·m <sup>2</sup> )	Specific extinction area (m <sup>2</sup> /kg)	17.98	343.36	1360
Total smoke release	172.0 m <sup>2</sup> /m <sup>2</sup>	Carbon monoxide yield (kg/kg)	0.0172	0.5355	1360
Total smoke production	1.7 m <sup>2</sup>	Carbon dioxide yield (kg/kg)	1.15	6.94	1360
MAHRE	77.3 kW/m <sup>2</sup>				

**Test averages**

from ignition to ignition plus...	1 min	2 min	3 min	4 min	5 min	6 min	189 s - 1089 s	189 s - 1420 s
Heat release rate (kW/m <sup>2</sup> )	138.77	136.71	124.33	114.16	106.26	100.07	85.56	86.21
Effective heat of comb. (MJ/kg)	10.04	10.40	10.77	10.89	11.01	11.12	11.85	12.72
Mass loss rate (g/s)	0.141	0.131	0.116	0.105	0.096	0.090	0.072	0.068
Specific extinction area (m <sup>2</sup> /kg)	38.26	33.35	28.58	24.08	19.98	16.17	13.21	17.98
Carbon monoxide yield (kg/kg)	0.0062	0.0061	0.0062	0.0065	0.0073	0.0084	0.0130	0.0172
Carbon dioxide yield (kg/kg)	0.87	0.94	0.97	0.98	1.00	1.01	1.08	1.15

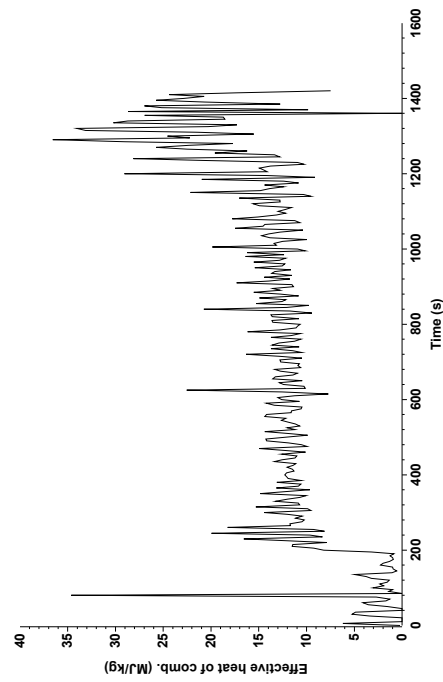
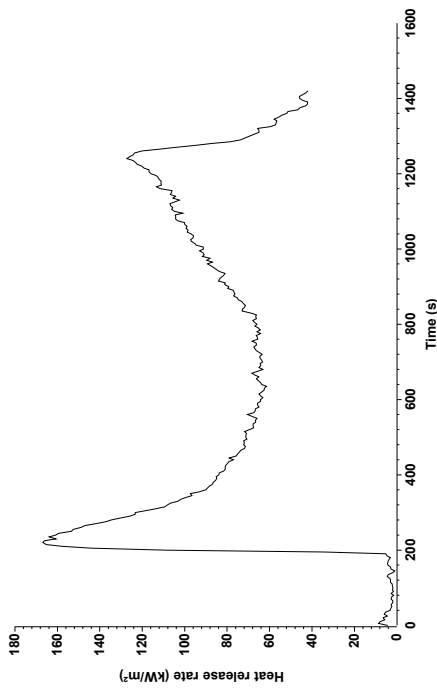
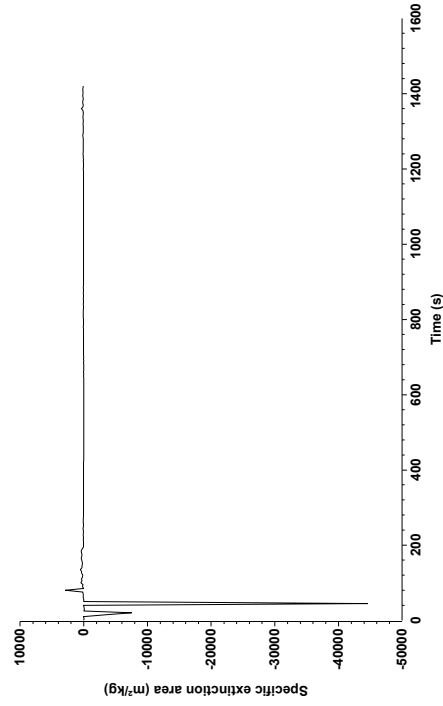
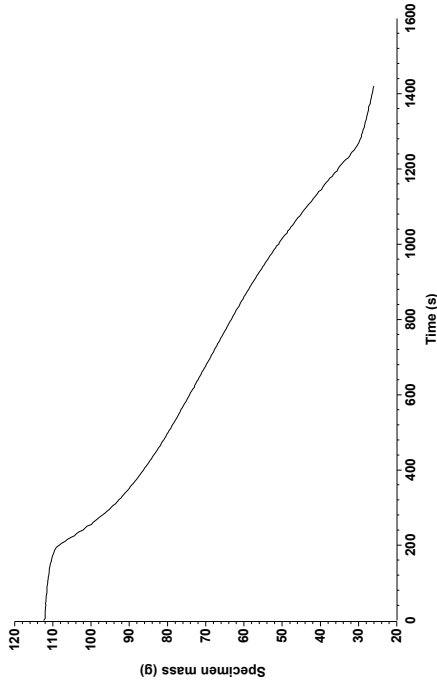
**Smoke results**

Total smoke release: non-flaming phase (0 s - 189 s) 52.9 m<sup>2</sup>/m<sup>2</sup>  
 Total smoke release: flaming phase (189 s - 1420 s) 172.0 m<sup>2</sup>/m<sup>2</sup>  
 Total smoke release: whole test (0 s - 1420 s) 224.9 m<sup>2</sup>/m<sup>2</sup>

The test results relate to the behaviour of the test specimens of a product under the particular conditions of the test; they are not intended to be the sole criterion for assessing the potential fire hazard of the product in use.

Report produced with the Fire Testing Technology ConeCalc software

Filename: C:\CC5\DATA\12100009.CSV Report name:

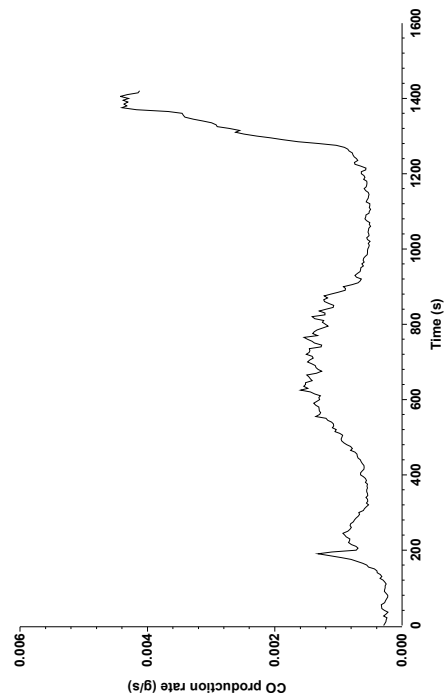
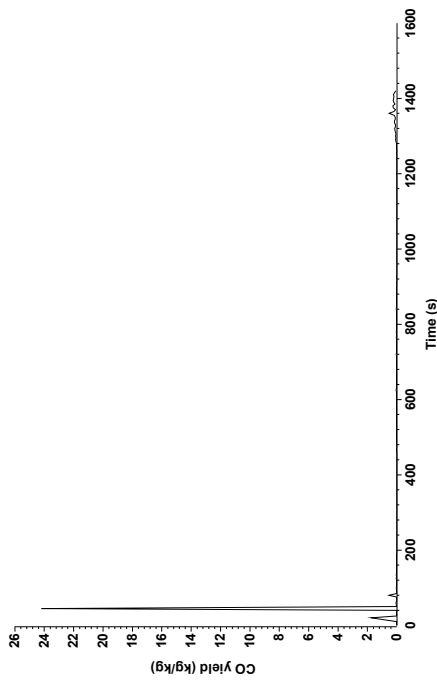
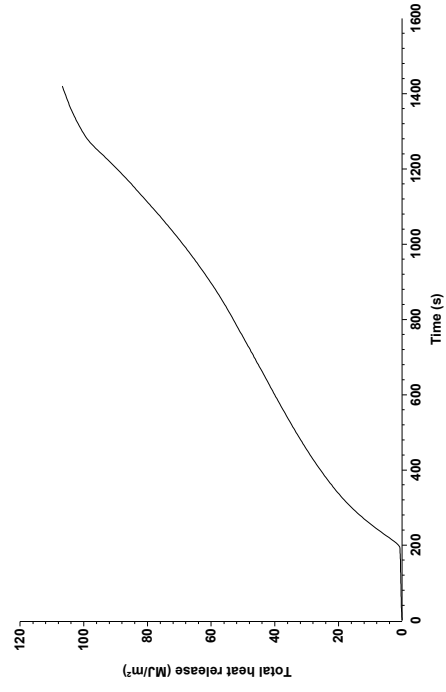
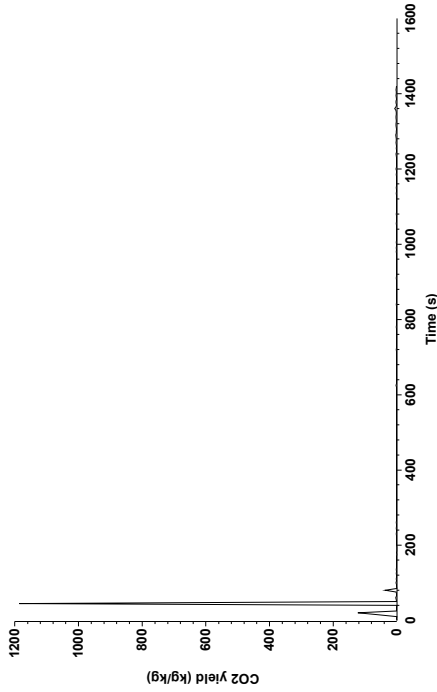


The test results relate to the behaviour of the test specimens of a product under the particular conditions of the test; they are not intended to be the sole criterion for assessing the potential fire hazard of the product in use.



Report produced with the Fire Testing Technology ConeCalc software

Filename: C:\CC5\DATA\12100009.CSV Report name:



The test results relate to the behaviour of the test specimens of a product under the particular conditions of the test; they are not intended to be the sole criterion for assessing the potential fire hazard of the product in use.

## C.7 Spannplatte 18 mm 20 kW/m<sup>2</sup> Probe 3

Report produced with the Fire Testing Technology ConeCalc software

page 1

### Cone Calorimeter Test Report

Laboratory name Hochschule Magdeburg-Stendal (FH) / FB Bauwesen  
 Operator Sarah Hahn  
 Filename C:\CC5\DATA\12100010.CSV  
 Report name  
 Sample description Spannplatte\_18mm\_20\_Standard  
 Material name/ID Rohspan

#### Specimen information

E	13.1 MJ/kg	Specimen number	3	Conditioned?	No
Thickness	18 mm	Nominal duct flow rate	24 l/s	Temperature	N/A
Initial mass	112.19 g	Edge frame used?	No	RH	N/A
Surface area	100 cm <sup>2</sup>	Grid used?	No		
Heat flux	20 kW/m <sup>2</sup>	Manufacturer			
Separation	25 mm	Sponsor			
Orientation	Horizontal				

#### Test

Standard used ISO 5660-1  
 Date of test 01/10/2012  
 Time of test 17:38  
 Date of report 01/10/2012

#### Pre-test conditions

Ambient temperature 27.5°C  
 Ambient pressure 101.772 kPa  
 Relative humidity 26%

#### Test times

Time to ignition 178 s  
 Time to flameout 1425 s  
 End of test criterion ISO 5660-1:2002  
 End of test time 1475 s  
 (for calculations)

#### Apparatus specifications

C-factor 0.04340  
 Duct diameter 0.114 m  
 O<sub>2</sub> delay time 8 s  
 CO<sub>2</sub> delay time 11 s  
 CO delay time 11 s  
 OD corr. factor 0.9853

#### Initial conditions

Baseline ambient oxygen 20.750%  
 Baseline oxygen 20.948%  
 Baseline carbon dioxide 0.0341%  
 Mass at sustained flaming 109.8 g

#### Heat Release Results

THR (0-300) 15.70 MJ/m<sup>2</sup>  
 THR (0-600) 36.91 MJ/m<sup>2</sup>  
 THR (0-1200) 82.34 MJ/m<sup>2</sup>  
 Fuel load 9.12 MJ/kg

#### Test results (between 178 and 1475 s)

		Mean	Peak	at time (s)
Total heat release	102.3 MJ/m <sup>2</sup>	79.00	154.29	215
Total oxygen consumed	75.0 g	12.35	74.33	1110
Mass lost	82.9 g	0.064	0.170	225
Average specific MLR	6.73 g/(s·m <sup>2</sup> )	56.15	846.08	1460
Total smoke release	467.2 m <sup>2</sup> /m <sup>2</sup>	0.0177	0.8635	1460
Total smoke production	4.7 m <sup>2</sup>	1.15	9.29	1460
MAHRE	72.6 kW/m <sup>2</sup>			

#### Test averages

from ignition to ignition plus...	1 min	2 min	3 min	4 min	5 min	6 min	178 s - 1078 s	178 s - 1475 s
Heat release rate (kW/m <sup>2</sup> )	129.38	127.51	116.44	106.55	98.61	92.06	76.34	79.00
Effective heat of comb. (MJ/kg)	9.78	10.37	10.51	10.67	10.74	10.72	11.31	12.35
Mass loss rate (g/s)	0.131	0.123	0.111	0.100	0.092	0.086	0.067	0.064
Specific extinction area (m <sup>2</sup> /kg)	19.10	23.87	22.57	24.78	28.17	31.64	46.29	56.15
Carbon monoxide yield (kg/kg)	0.0057	0.0064	0.0064	0.0068	0.0077	0.0093	0.0151	0.0177
Carbon dioxide yield (kg/kg)	0.94	0.98	0.99	1.00	1.00	1.00	1.06	1.15

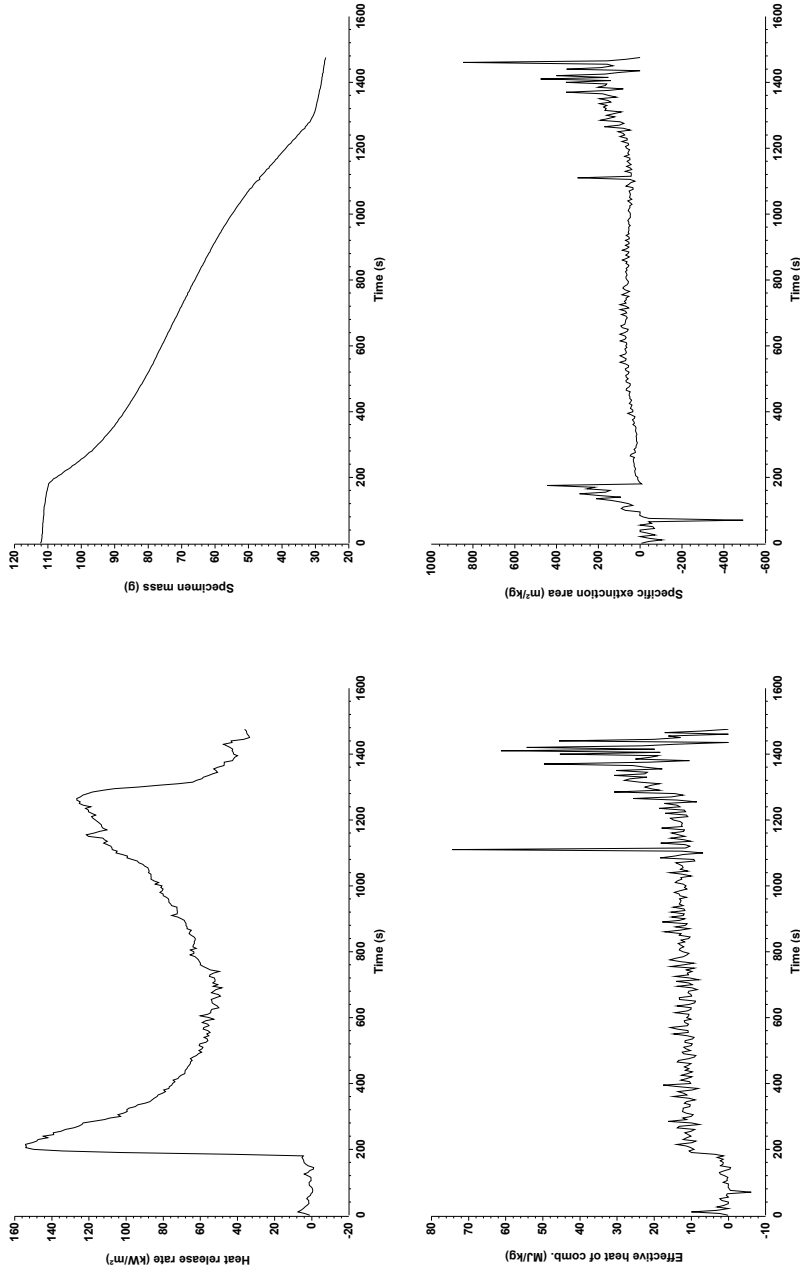
#### Smoke results

Total smoke release: non-flaming phase (0 s - 178 s) 20.7 m<sup>2</sup>/m<sup>2</sup>  
 Total smoke release: flaming phase (178 s - 1475 s) 467.2 m<sup>2</sup>/m<sup>2</sup>  
 Total smoke release: whole test (0 s - 1475 s) 487.9 m<sup>2</sup>/m<sup>2</sup>

The test results relate to the behaviour of the test specimens of a product under the particular conditions of the test; they are not intended to be the sole criterion for assessing the potential fire hazard of the product in use.

Report produced with the Fire Testing Technology ConeCalc software

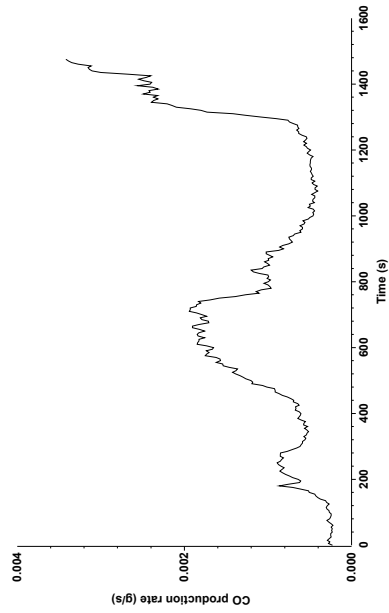
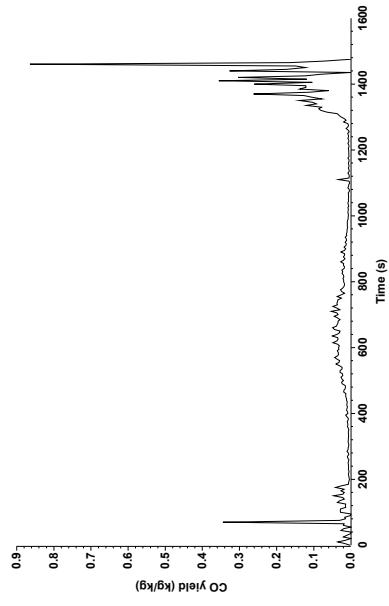
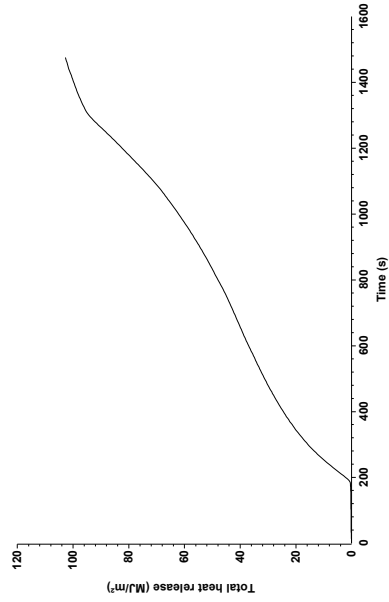
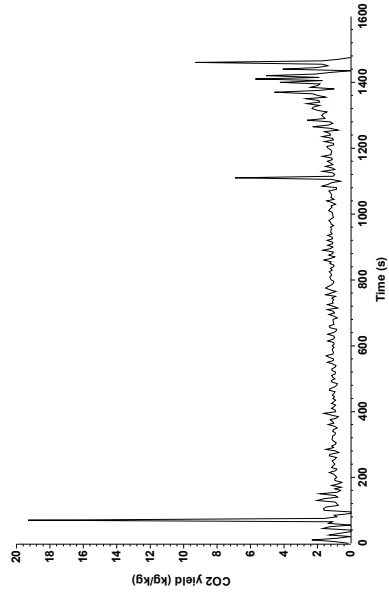
Filename: C:\CC5\DATA\12100010.CSV Report name:



The test results relate to the behaviour of the test specimens of a product under the particular conditions of the test; they are not intended to be the sole criterion for assessing the potential fire hazard of the product in use.

Report produced with the Fire Testing Technology ConeCalc software

Filename: C:\CC5\DATA\12100010.CSV Report name:



The test results relate to the behaviour of the test specimens of a product under the particular conditions of the test; they are not intended to be the sole criterion for assessing the potential fire hazard of the product in use.

