

WÄRMETRANSPORT VIA INNENTÜREN & FENSTERLÜFTUNG AM BEISPIEL EINES EINFAMILIENHAUSES MIT EINZELRAUMFEUERUNG IN TRNSYS

O. Mercker¹, D. Büchner² und P. Pärisch¹

¹Institut für Solarenergieforschung GmbH, Hameln/Emmerthal, Deutschland

www.isfh.de, E-Mail: o.mercker@isfh.de

²Deutsches Biomasseforschungszentrum gGmbH, Leipzig, Deutschland

www.dbfz.de, E-Mail: daniel.buechner@dbfz.de

KURZFASSUNG

Der Beitrag betrachtet konvektiven Wärmetransport durch offene Fenster und Innentüren am Beispiel eines Einfamilienhauses in Bungalow-Bauweise mit Einzelraumfeuerungsstätte in TRNSYS. Ausgehend von der Beschreibung des Gebäude- und Anlagenmodells wird ein Ansatz zur Abbildung des konvektiven Wärmetransports durch geöffnete Fenster- und Innentüren vorgestellt. In einer Simulationsstudie werden abschließend der Einfluss unterschiedlicher Parameter auf das thermische Verhalten des Gebäudes analysiert und Empfehlungen für die Simulationspraxis abgeleitet.

ABSTRACT

The paper focuses on convective heat transfer via opened windows and internal doors in a single family house of bungalow style in TRNSYS. Based on the description of the underlying building and heat supply system models, an approach for modeling convective heat transfer through opened windows and internal doors is presented. Finally, within a simulation study the influence of several parameters on the thermal performance of the building is analysed and recommendations for simulation praxis are derived.

EINLEITUNG

Mit zunehmendem Anteil volatiler Solar- und Windenergie an der Stromerzeugung wachsen auch die Anforderungen an das Stromnetzmanagement zur Aufrechterhaltung der Netzfrequenz durch permanente Äquivalenz von Stromproduktion und -verbrauch. Derzeit wird diese meist durch den stromgeführten Betrieb konventioneller Kraftwerke und KWK-Anlagen, den Einsatz von „etablierten“ Stromspeichertechnologien, sowie das Zu-/Abschalten von Lasten in Gewerbe und Industrie (Demand-Side-Management) sichergestellt. In Zukunft könnte die Erzeugung von chemischen Energieträgern in Zeiten regenerativen Stromüberangebots als Methode zur Stromnetzstabilisierung hinzukommen. Der Fokus der Stromnetzstabilisierung liegt heute auf kosten- und investitionsintensiven Speicherverfahren (sowie dem Stromnetzausbau). Das Potenzial der sektorenübergreifenden Flexibilitätsoption (bereits vorhandener) Biomassefeuerungen wird bisher kaum beachtet.

Nach (Lenz *et al.*, 2017) sind in Deutschland derzeit 10 bis 11 Mio. Einzelraumfeuerstätten (ERF) zu finden. Als ERF gelten entsprechend der 1. BImSchV Kamin- und Dauerbrandöfen, Pelletöfen sowie Heiz- und Kamineinsätze, die dazu dienen „vorrangig“ den Aufstellraum zu beheizen. Mit einer für Neugeräte gängigen Heizleistung von 8 kW_{th} pro ERF ergäbe dies 80 bis 90 GW_{th}, die zum (Zu-)Heizen oder aus Komfortgründen genutzt werden. Da alte ERF noch größere Leistungen aufweisen, stellt der Schätzwert die untere Grenze des Potenzials dar.

Vor diesem Hintergrund sollen im Projekt „Optionen zum netzdienlichen Betrieb von Einzelraumfeuerstätten“ (kurz: „OptDienE“) das derzeitige sowie das zukünftige Potenzial zur Vermeidung von Strom- und/oder Gasnachfragespitzen durch netzdienlichen ERF-Betrieb sowohl auf Gebäude- als auch Systemebene quantifiziert werden. Um dieses Potenzial zu bestimmen, werden Systemsimulationen in TRNSYS durchgeführt.

Nachdem in (Mercker *et al.*, 2020) bereits Erläuterungen zum zu Grunde liegenden Gebäude- und Anlagenmodell mit ersten Simulationsergebnissen vorgestellt wurden, erfolgt in diesem Beitrag eine detailliertere Betrachtung des konvektiven Wärmetransports durch offene Fenster und Innentüren. Diese Wärmetransportmechanismen sind (im vorliegenden Projekt) relevant, um die Ausbreitung der von einer ERF gelieferten Wärmemenge im Gebäude modellieren und somit auch ihre Nutzbarkeit bewerten zu können.

GEBÄUDEMODELL

Nun folgend werden wesentliche Informationen zum untersuchten Gebäudemodell präsentiert. Eine umfassende Beschreibung enthält (Mercker *et al.*, 2020).

Untersucht wird ein Einfamilienhaus (EFH) in Bungalow-Bauweise. Der Gebäudetyp wird als repräsentativ für barrierearmes bzw. altersgerechtes Wohnen angesehen und stellt zudem bezüglich der Wärmeübertragung einen charakteristischen Fall dar: freie konvektive Wärmeübertragung „ausschließlich“ innerhalb einer Etage. Die Modellierung erfolgt in SketchUp/TRNSYS3d und die Einbindung in die Simulation mit dem Multi Zone Building (Type 56). Abbildung 1 zeigt das 3D-Gebäude in SketchUp.

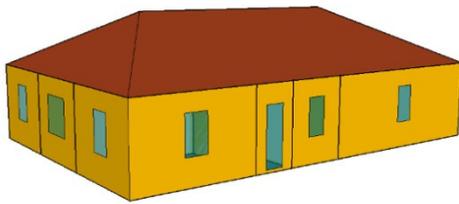


Abbildung 1: 3D-Ansicht des EFH-Bungalows

Der „geometrischen“ Grundfläche von 129 m² korrespondieren 113 m² Nutzfläche nach EnEV. Die Fläche der Außenwände (abzüglich der Fenster) beträgt 109 m². Die Gesamtfensterfläche beträgt 18 m² und je 1/8 der Grundfläche der einzelnen Räume, wobei je 1,28 m Fensterhöhe bei einer entsprechend variablen Fensterbreite und einer festen Brüstungshöhe von 0,9 m unterstellt werden. Der g-Wert aller Fenster beträgt 0,591. In Tabelle 1 sind neben diesen Flächenangaben noch die U-Werte der soeben genannten Teile der Gebäudehülle sowie die Produkte beider Größen aufgeführt.

Tabelle 1: Eigenschaften der Gebäudehülle

BEREICH	A	U	(UA)
	m ²	W/(m ² K)	W/K
Bodenplatte	129,04	0,35	44,6
Außenwände	108,92	0,29	31,4
Geschossdecke	129,04	0,41	52,3
Dach	143,77	0,21	29,8
Fenster	17,87	1,27	22,7

Das EFH weist sieben beheizte Räume mit jeweils individuell vorgebbaren Raumsolltemperaturen auf: Schlaf-, Wohn-, Kinder- und Gästezimmer sowie Technikraum, Bad und WC. Hinzu kommen die unbeheizten Bereiche: Flur und Dachboden. Die ERF befindet sich im Wohnzimmer gemäß Abbildung 2.

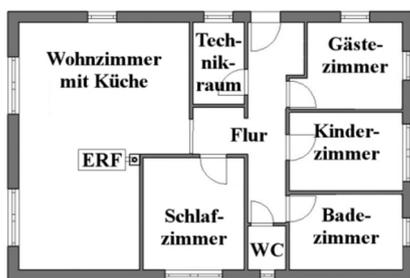


Abbildung 2: Grundriss des EFH-Bungalows

Die Anbindung des Gebäudes an das Erdreich erfolgt über eine Temperaturrandbedingung. Dieser Temperaturverlauf wird aufgrund der hohen Rechenzeit einmal mit dem Type 1244 (Soil Model for Type 56 Floors) vorsimuliert und in weiteren Simulationen als fester Datensatz eingelesen. Details hierzu sind in dem Beitrag (Mercker et al., 2020) dokumentiert.

Es wird angenommen, dass das Gebäude eine ganzjährig konstante Belegung durch zwei Personen aufweist, woraus sich ein flächenspezifischer interner Gewinn durch Körper- und Geräteabwärme von 2,1 W/m² sowie ein weiter unten im Beitrag noch genannter TWW-Bedarf ergibt (Loga et al., 2015).

ANLAGENMODELL

Die Versorgung des EFH mit Raumheizwärme (RH) und Trinkwarmwasser (TWW) erfolgt mit Hilfe der in Abbildung 3 dargestellten Anlagentechnik. Im Zentrum steht ein 600 l Pufferspeicher (Type 340), der von einem 8 kW Gaskessel (Type 203 – Eigenentwicklung des ISFH) beladen wird. Der Pufferspeicher weist dabei ein Bereitschaftsvolumen für die TWW-Bereitung von 250 l im oberen Segment auf, unter dem sich ein 250 l Bereitschaftsvolumen für die RH befindet. Darunter werden nochmals 100 l als Zusatzvolumen angefügt, das zur Einbindung des kalten Rücklaufs von der TWW-Bereitung dient.

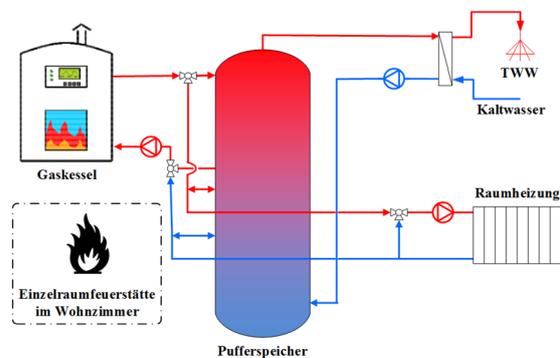


Abbildung 3: Prinzipschaltbild der Anlagentechnik

Die TWW-Bereitung erfolgt im Durchflussprinzip über eine Frischwasserstation (Type 808) mit einer Wärmeträgerleistung $UA_{hx,ref}$ von 3000 W/K bei einer Zapfmenge $m_{hx,ref}$ von 1000 kg/h. Aufgrund des geringen Volumens an „stehendem“ TWW (unter 3 l) zu den Zapfstellen kann auf eine Zirkulation verzichtet werden. Die Raumheizwärme wird über Radiatorheizkörper (Type 362) an die einzelnen Räume abgegeben, wobei die Versorgung mit Raumheizwärme entweder aus dem Pufferspeicher oder direkt über den Gaskessel erfolgt, der hierfür über T-Stücke an den Pufferspeicher angeschlossen ist. Die ERF wird mit einem am Deutschen Biomasseforschungszentrum (DBFZ) entwickelten TRNSYS-Type simuliert (derzeit noch nicht veröffentlicht). Abbildung 4 zeigt den zeitlichen Verlauf der Heizleistung Q_{ERF} und der Heizenergiemenge, die an die Luft im Wohnzimmer abgegeben wird. Als Parameter werden lediglich die pro Abbrandvorgang (mit einer festen Dauer von 45 min) eingegebene Brennstoffenergiemenge (hier: 2 kWh) und der Abgasverlust (hier: 7 %) benötigt. Innerhalb der Heizperiode wird somit stets von 16:30 bis 19:30 Uhr eine Wärmemenge von rund 7,5 kWh eingebracht, was insgesamt 1587 kWh pro Jahr entspricht.

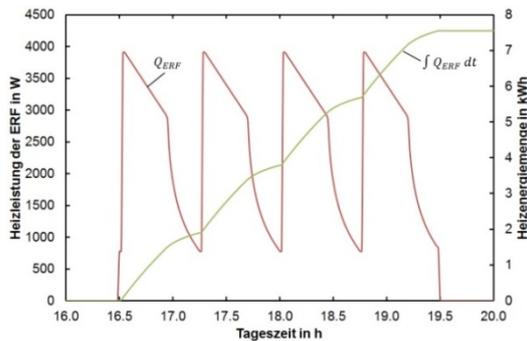


Abbildung 4: Heizleistung und Heizenergiemenge des ERF-Modells im Tagesverlauf

Dimensionierung und Parametrierung aller Komponenten folgen dem Primat der Versorgungssicherheit (Erreichen der Raumsolltemperaturen und TWW-Nutztemperaturanforderung) und stellen kein primär-energetisches oder ökonomisches Optimum dar.

RANDBEDINGUNGEN

Wetter

Als meteorologische Randbedingung werden die Wetterdaten aus dem Testreferenzjahr 2004 für den Standort Zürich (Breitengrad: 47,38°; Längengrad - 8,57°; Höhe: 556 m) verwendet. In Anlehnung an (Heimrath & Haller, 2007) sind in **Tabelle 2** einige wichtige Kenngrößen dieses Datensatzes aufgelistet.

Tabelle 2: Wesentliche Kenngrößen des Wetterdatensatzes TRY Zürich 2004

MERKMAL	WERT	EINHEIT
Mittlere Außentemperatur	9,07	°C
Minimale Außentemperatur	-9,70	°C
Maximale Außentemperatur	29,20	°C
Strahlungssumme horizontal	1086,5	kWh/m ²
Anteil Diffusstrahlung	58 %	-

TWW-Zapfprofil

Ein minütlich aufgelöstes TWW-Zapfprofil wird mit DHWcalc 2.02b erzeugt (Jordan & Vajen, 2003). Als durchschnittliche Tageszapfmenge werden 95,3 l angesetzt. Die TWW-Nutztemperatur wird auf einen konstanten Wert von 45 °C festgelegt. Mehr Informationen zum Zapfprofil sind in (Mercker et al., 2020) dokumentiert. Der TWW-Nutzwärmebedarf beträgt in Übereinstimmung mit (DIN V 18599-10, 2007) rund 12,5 kWh/(m² a).

Raumsolltemperaturen

Das Gebäudemodell erlaubt es raumweise unterschiedliche Raumsolltemperaturen vorzugeben, da jeder Raum eine separate thermische Zone darstellt. Dabei werden ganzjährig konstante Raumsolltemperaturen vorgesehen, die in den Räumen Schlafzimmer und Technikraum 17 °C, in Wohn-, Kinder- und Gästezimmer 20 °C sowie zuletzt in WC und

Badezimmer 23 °C betragen – vgl. (Mercker & Arnold, 2017). Die Raumsolltemperaturen werden durch geregelte Wärmeeinträge der Heizkörper oder durch die weiter unten beschriebene Kühlung mittels Fensterlüftung und/oder Öffnen der Innentüren ganzjährig angestrebt.

LÜFTUNGSVERHALTEN

Um den Einfluss einer ERF auf die Gebäudeenergiebilanz sowie die Überhitzung im Aufstellraum der ERF aber auch der angrenzenden Räume valide bewerten zu können, ist eine möglichst realistische Abbildung des Lüftungsverhaltens erforderlich. Das Lüftungsverhalten unterteilt sich hierbei in die zwei Optionen: Fensterlüftung und Öffnen/Schließen von Innentüren im EFH. Beide Lüftungsoptionen können prinzipiell unabhängig voneinander auftreten und werden im Folgenden erst separat erläutert, bevor ein Ansatz zur primärenergetisch „sinnvollen“ Priorisierung beider Lüftungsvarianten vorgestellt wird.

Fensterlüftung

Das Gebäudemodell (Type 56) erlaubt es, jeder thermischen Zone, was im vorliegenden Fall jedem einzelnen Raum entspricht, eine zeitlich variable Luftwechselrate n_L als Eingangsgröße aufzuprägen. Auch in zurückliegenden Gebäudesimulationsstudien (vgl. hierzu bspw. Mercker & Arnold, 2017) wurde dies genutzt, um den Einfluss der Fensterlüftung vereinfacht abzubilden. Anstelle einer ganzjährig festen Luftwechselrate wird eine zweistufige Luftwechselrate verwendet, die zwischen einem Sockelwert von 0,4 h⁻¹ (vgl. Münzenberg et al., 2003) und einem Maximalwert von 1,2 h⁻¹ (entspricht dem geöffneten Fenster, vgl. Recknagel et al. 2007) variieren kann.

Der Übergang zwischen den beiden Werten der Luftwechselrate hängt von der in jedem Zeitschritt (von 1 min) neu zu bestimmenden Differenz zwischen dem Soll- und dem Istwert der jeweiligen Raumtemperatur sowie der Höhe der Außentemperatur T_{amb} ab. Wenn die Differenz ΔT zwischen der Raumisttemperatur $T_{R,i}$ und der Raumsolltemperatur $T_{R,Soll}$ den Wert $dT_{over,vent}$ von bspw. 2 K überschreitet (und somit eine Überhitzung vorliegt), wird geprüft, ob die Außentemperatur T_{amb} um einen Wert $dT_{amb,vent}$ von größer oder gleich bspw. 1 K unterhalb der Raumisttemperatur $T_{R,i}$ liegt – also, eine Abkühlung des Raumes durch Außenluftzufuhr erreicht werden kann. Sofern dies der Fall ist, wird der Raumluftwechsel vom Sockelwert auf den Spitzenwert erhöht. Der Spitzenwert des Raumluftwechsels wird beibehalten bis die Temperaturdifferenz ΔT auf den Wert $dT_{under,vent}$ von bspw. 0 K abgesunken ist – oder die Differenz zwischen Raumisttemperatur und Außentemperatur unter den Wert $dT_{amb,vent}$ gefallen ist. In allen anderen Fällen wird der Raumluftwechsel n_L mit dem Sockelwert von 0,4 h⁻¹ simuliert. Die **Abbildung 5** zeigt dieses „Regelkonzept“ für die Fensterlüftung grafisch.

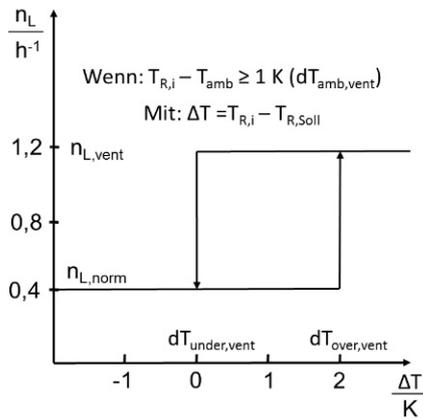


Abbildung 5: Regelkonzept der Fensterlüftung bei ausreichender Temperaturdifferenz zur Umgebung

Grundsätzlich ist dieser Regelungsansatz auch auf den Fall übertragbar, dass durch die Fensterlüftung der Raum beheizt werden könnte. Da ein solches Lüftungsverhalten jedoch als äußerst untypisch anzusehen ist bzw. keine praktische Relevanz hat, wird dieser Fall im Folgenden vernachlässigt.

Innentürlüftung

Eine detaillierte numerische Lösung des komplexen thermohydraulischen Problems konvektiver Wärmeübertragung durch Türöffnungen, wie sie zum Beispiel in (van der Maas, 1992) vorgenommen wird, ist in TRNSYS nicht umsetzbar. Die auf dem IEA Annex 23 basierende TRNSYS-Erweiterung TRNFLOW erlaubt eine für die Anforderungen von Systemsimulationen vereinfachte Abbildung von thermohydraulischen Problemen, indem der Ansatz zur Berechnung von thermischen Kapazitäts-Widerstands-Netzwerken um ein hydraulisches Pendant ergänzt wird (Luftknoten und Drücke kommen hinzu). Die daraus hervorgehenden (gekoppelten) Gleichungssysteme werden dann gemeinsam gelöst, was jedoch nicht nur einen deutlich erhöhten Rechenaufwand, sondern auch ein erhöhtes Risiko für das Auftreten von Konvergenzproblemen mit sich bringt. Aufgrund des „relativ hohen“ Modellierungsaufwandes bei gleichzeitigen Konvergenzrisiken wird auch dieser Ansatz für das vorliegende Projekt als ungeeignet verworfen.

Die Literaturstudie (Barakat, 1987) gibt einen Überblick über analytische Berechnungsansätze für den Wärmetransports durch offene Türen. Die Nusselt-Zahl Nu , die allgemein als Quotient von Wärmeübergangskoeffizient α , Türhöhe D und Wärmeleitfähigkeit λ definiert ist, lässt sich demnach auch in Abhängigkeit von der Prandtl-Zahl Pr , der Grashof-Zahl Gr und einer Konstante C ausdrücken:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot D}{\lambda} = C \cdot Pr \cdot Gr^{0,5} \quad (3)$$

Die Prandtl-Zahl Pr lässt sich wie folgt allein aus den Materialeigenschaften (hier: der Luft) bestimmen:

$$Pr = \frac{c_p \cdot \nu \cdot \rho}{\lambda} \quad (4)$$

Hierin ist c_p die isobare spezifische Wärmekapazität, ν die kinematische Viskosität, ρ die Dichte und λ die Wärmeleitfähigkeit der Luft. Für die Grashof-Zahl Gr wiederum gilt nach (Fischer et al., 2005) der Zusammenhang:

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot D^3}{\nu^2} \quad (5)$$

Neben der Erdbeschleunigung g taucht hierin noch der isobare Volumenausdehnungskoeffizient β auf, welcher für ideale Gase bei 20 °C mit 0,00341 K⁻¹ angegeben werden kann. Durch Einsetzen und Umformen der obigen Gleichungen 1, 2 und 3 in die allgemeine Formel für konvektive Wärmeströme:

$$Q = \alpha \cdot A \cdot \Delta T = \alpha \cdot D \cdot W \cdot \Delta T \quad (6)$$

lässt sich ein komfortabel in TRNSYS implementierbarer Zusammenhang für den Wärmestrom zwischen zwei Räumen mit der Temperaturdifferenz ΔT gewinnen:

$$Q = C \cdot c_p \cdot \rho \cdot W \cdot \sqrt{g \cdot D^3 \cdot \beta \cdot \Delta T^3} \quad (7)$$

Der Wärmestrom zwischen zwei Räumen Q kann also als Funktion der Breite der Türöffnung W , der Höhe der Türöffnung D , der Temperaturdifferenz zwischen beiden Räumen ΔT , der Erdbeschleunigung g und eines Koeffizienten C sowie der thermischen Eigenschaften der Luft ($c_p = 1,005$ kJ/(kg K), $\rho = 1,293$ kg/m³) gemäß **Gleichung 5** bestimmt werden. Der notwendig einhergehende Kompromiss zwischen Berechnungszeit und -genauigkeit genügt dabei den Anforderungen des Projekts, da es zunächst „nur“ um die Bewertung grundlegender Effekte statt „exakte Ergebnisse“ geht.

Dieser Wärmestrom Q ist dabei nicht mit einem zusätzlichen (bidirektionalen) Luftwechsel verbunden, sondern entspricht einem gekoppelten Quell- und Senkenterm in den Energiebilanzen der am Wärmeaustausch beteiligten Räume.

Laut (Barakat, 1987) kann der Koeffizient C , der zur Anpassung des allgemeinen Berechnungsansatzes an ein spezielles Problem dient, Werte zwischen 0,2 und 0,4 annehmen. Um den Einfluss konvektiver Wärmeübertragung nicht zu überschätzen, wird den Simulationen im Referenzfall ein C von 0,2 zu Grunde gelegt. **Abbildung 6** zeigt Verläufe von Q für verschiedene C in Abhängigkeit der Temperaturdifferenz ΔT zwischen den Räumen, wobei die Abmaße der Türöffnung mit $W = 0,83$ m und $D = 1,98$ m konstant gehalten werden:

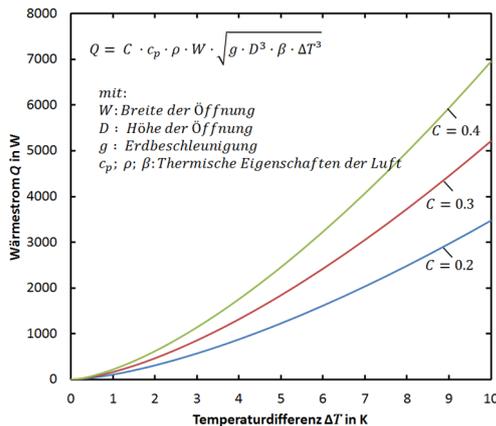


Abbildung 6: Konvektiver Wärmestrom Q zwischen zwei Räumen mit der Temperaturdifferenz ΔT für verschiedene Werte des Anpassungsfaktors C

Eine Temperaturdifferenz von 5 K, die auftreten kann, wenn im Wohnzimmer die ERF in Betrieb ist und die Tür zum unbeheizten Flur geöffnet wird, treibt einen konvektiven Wärmestrom von ca. 1,3 kW an. Eine tendenziell häufiger auftretendes ΔT von 1 K sorgt für einen Wärmestrom von knapp 100 W.

Zur Berücksichtigung variabler Türstellungen wird ein Türöffnungsgrad Δ_{door} eingeführt, der dann an die obige **Gleichung 5** heranmultipliziert wird. Der Türöffnungsgrad kann Werte zwischen 0 und 100 % annehmen. Eine geschlossene Tür wird im Referenzfall mit einem Öffnungsgrad von 5 % berücksichtigt, da ein „luftdichter“ Abschluss nicht üblich ist (bspw. aufgrund von Schlüsselloch und Türspalt).

Der Türöffnungsgrad wird im Folgenden durch eine separate Regelung beeinflusst, die das Verhalten der BewohnerInnen nachbilden soll. Die Regelung prüft, ob die Raumsolltemperatur um einen Wert größer gleich 1 K überschritten wird. Liegt zur gleichen Zeit im benachbarten Raum eine um den Wert 0,5 K niedrigere Temperatur vor, wird der Türöffnungsgrad von seinem Sockelwert von 5 % auf einen Wert von 100 % erhöht. Dieser Zustand bleibt bestehen, bis die Raumisttemperatur wieder ihren Sollwert erreicht.

Priorisierung der Lüftungsvarianten

Um die Energieeffizienz eines Gebäudes zu erhöhen, ist eine gebäudeinterne Verteilung von Überschusswärme einem „Ablüften“ an die Umgebungsluft vorzuziehen. Zuerst sollten also die Innentüren zu angrenzenden Räumen geöffnet werden und erst wenn dieses Vorgehen nicht zur Vermeidung einer unerwünschten Überhitzung ausreicht, werden die Fenster geöffnet. Die beiden Lüftungsvarianten sind daher mit einer Priorisierung versehen. Durch Simulationen wird der Einfluss der Priorisierung quantifizierbar.

SIMULATIONSTUDIE

Um den Einfluss des konvektiven Wärmetransports durch geöffnete Fenster und Innentüren am Beispiel des beschriebenen EFH-Bungalows zu analysieren,

werden die wichtigsten Parameter der Regelungen zur Fenster- und Innentüröffnung variiert. Zugleich gibt diese Parameterstudie Aufschluss über die Sensitivität des Systemverhaltens (z. B. des Gebäudeenergiebedarfs) gegenüber Unsicherheiten bei der Vorgabe dieser Parameter bzw. Randbedingungen.

Relevante Parameter

Die TRNSYS-Simulationsstudie umfasst folglich den Mindestluftwechsel $n_{L,norm}$, den Maximalluftwechsel $n_{L,vent}$, die Einschalt Differenz zwischen der Soll- und der Isttemperatur eines Raumes $dT_{over,vent}$, die Mindestdifferenz zwischen der Raumist- und der Umgebungstemperatur $dT_{amb,vent}$ (siehe Abbildung 5), sowie den Anpassungsfaktor für den Wärmetransport durch Innentüren C (gemäß Abbildung 6).

Bewertungsgrößen

Zur Bewertung der Simulationen werden die vom Gaskessel und der ERF in das EFH eingetragenen Wärmemengen Q_{boiler} und Q_{ERF} ausgewertet. Zur Analyse dieser Ergebnisse werden zudem die Jahresmittelwerte der Raumtemperaturen im Flur und im Wohnzimmer (Aufstellraum der ERF) hinzugezogen.

Mindestwert der Raumluftwechselrate $n_{L,norm}$

Die erste Parametervariation umfasst den Mindestluftwechsel $n_{L,norm}$. Dieser wurde in 0,2 h⁻¹-Schritten zwischen 0 und 0,8 h⁻¹ variiert. Zudem wird für jeden Wert von $n_{L,norm}$ jeweils eine Simulation ohne ERF und eine mit ERF durchgeführt. Die nachfolgende Abbildung 7 zeigt die sich ergebenden Wärmeeinträge des Gaskessels und der ERF in den EFH-Bungalow auf der linken Abszisse zusammen mit den Jahresmittelwerten der Wohnzimmer- T_{LR} und Flurtemperatur T_{CO} auf der rechten Abszisse.

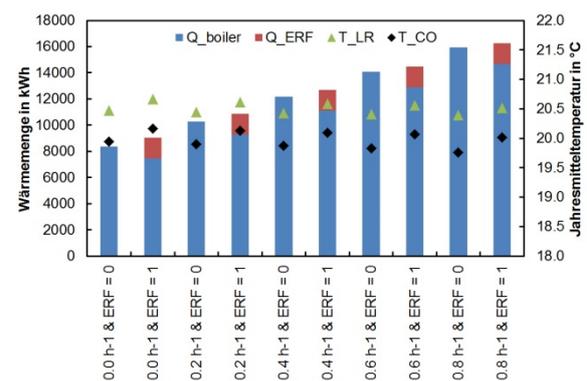


Abbildung 7: Wärmeeinträge des zentralen Wärmeerzeugers und der ERF für unterschiedliche Werte der Mindestluftwechselrate $n_{L,norm}$

Sowohl die absolute als auch die relative Differenz der Wärmeeinträge in den EFH-Bungalow zwischen den Simulationen mit/ohne ERF verringert sich mit zunehmender Mindestluftwechselrate. Das heißt, je dichter die Gebäudehülle, desto geringer ist der nutz

bare Anteil der von der ERF eingetragenen Wärmemenge. Während der Wärmeeintrag bei $n_{L, norm} = 0$ ohne ERF 8390 kWh („reine“ Transmissionsverluste abzüglich solarer Gewinne) und mit ERF 9059 kWh beträgt, was einer Differenz von 670 kWh bzw. 8 % entspricht, beläuft sich der Wärmeeintrag bei $n_{L, norm}$ von $0,8 \text{ h}^{-1}$ ohne ERF auf 15958 kWh und mit ERF auf 16267 kWh, was einer Differenz von 308 kWh bzw. 1,9 % entspricht. Zugleich sinken die Jahresmittelwerte der Wohnzimmer- und Flurtemperatur mit zunehmender Mindestluftwechselrate geringfügig ab (zwischen 0 und $0,8 \text{ h}^{-1}$ um rund 0,1 bis 0,2 K). Während die Wärmeeinträge in das EFH also nahezu linear mit der Mindestluftwechselrate ansteigen, nehmen die Mitteltemperaturen nur minimal ab.

Höchstwert der Raumlftwechselrate $n_{L, vent}$

Die zweite Parametervariation betrifft die Höhe der Raumlftwechselrate im Falle der Fensteröffnung $n_{L, vent}$. Diese wird in $0,4 \text{ h}^{-1}$ -Schritten zwischen einem Wert von $0,8 \text{ h}^{-1}$ und 2 h^{-1} variiert, während der Mindestluftwechsel $n_{L, norm}$ in allen Simulationen auf einen Wert von $0,4 \text{ h}^{-1}$ fixiert ist. Auch hier wird für jeden Wert von $n_{L, vent}$ je eine Simulation ohne ERF und eine mit ERF durchgeführt. In Abbildung 8 sind die resultierenden Wärmeeinträge des Gaskessels und der ERF in den EFH-Bungalow wieder auf der linken Abszisse zusammen mit den Jahresmittelwerten der Wohnzimmer- sowie der Flurtemperatur auf der rechten Abszisse dargestellt.

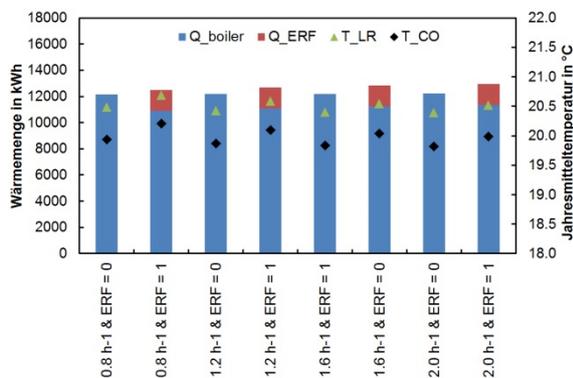


Abbildung 8: Wärmeeinträge des zentralen Wärmeerzeugers und der ERF für unterschiedliche Werte der Höchstluftwechselrate $n_{L, vent}$

Sowohl die absolute als auch die relative Differenz der Wärmeeinträge in das Gebäude zwischen den Simulationen mit/ohne ERF steigen mit größerem Höchstluftwechsel. Während bei einem Wert für $n_{L, vent}$ von $0,8 \text{ h}^{-1}$ der Wärmeeintrag ohne ERF 12141 kWh und mit ERF 12487 kWh beträgt, was einer Differenz von 347 kWh bzw. 2,9 % entspricht, beträgt der Wärmeeintrag bei einem Wert für $n_{L, vent}$ von 2 h^{-1} ohne ERF 12218 kWh und mit ERF 12940 kWh, was einer Differenz von 721 kWh bzw. 5,9 % entspricht. Erneut sinken die Jahresmittelwerte der Wohnzimmer- und Flurtemperatur mit steigender Höchstluftwechselrate

geringfügig ab (zwischen $0,8$ und 2 h^{-1} um rund $0,1$ bis $0,2 \text{ K}$). Die Wärmeeinträge in den EFH-Bungalow nehmen degressiv mit der Höchstluftwechselrate $n_{L, vent}$ zu, während die Mitteltemperaturen nur geringfügig abnehmen.

Anpassungsfaktor für interne Konvektion C

Die dritte Parametervariation betrachtet den Anpassungsfaktor C für den konvektiven Wärmetransport über offene Innentüren gemäß Gleichung 5. Neben den Simulationen, in denen bei einer Überschreitung der Raumsolltemperatur um 1 K die Innentür des betroffenen Raumes zum (mindestens $0,5 \text{ K}$ kälteren) Flur geöffnet wird – wobei der Faktor C Werte von $0,2$; $0,3$ und $0,4$ annimmt – werden noch Grenzfälle simuliert, bei denen die Innentüren entweder immer auf oder immer zu sind. Jede dieser Konfigurationen wird zudem einmal mit und einmal ohne ERF betrachtet. Hieraus ergeben sich die in **der Abbildung 9** gezeigten Wärmeeinträge in das EFH (linke Abszisse) sowie die zugehörigen Jahresmittelwerte der Wohnzimmer- und Flurtemperatur (rechte Abszisse).

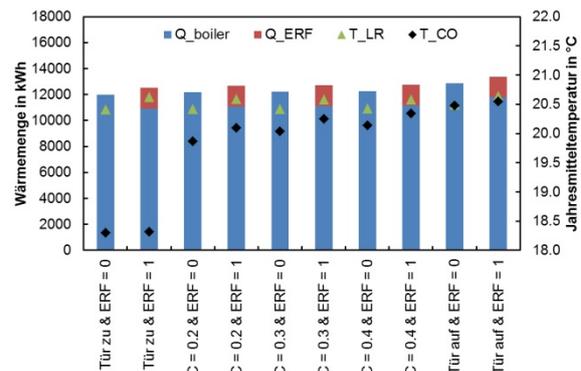


Abbildung 9: Wärmeeinträge des zentralen Wärmeerzeugers und der ERF für unterschiedliche Werte des Anpassungsfaktors für interne Konvektion C

Sobald die Öffnung der Innentüren zur Kühlung berücksichtigt wird, ist der Wärmeeintrag in das EFH nahezu unabhängig vom gewählten C -Wert. So ergibt sich ein Wärmeeintrag von 12182 kWh für ein C von $0,2$ und von 12258 kWh für ein C von $0,4$ – eine Verdopplung von C steigert den Wärmeeintrag um $0,6 \%$ (jeweils ohne ERF). Analoge Ergebnisse sind für die Simulationen mit ERF auszumachen, wo für C gleich $0,2$ ein Wärmeeintrag von 12674 kWh und für C gleich $0,4$ ein Wert von 12750 kWh auftritt. Eine Veränderung in den Jahresmitteltemperaturen zeigt sich am deutlichsten für den Flur, wobei eine Verdopplung von C auf $0,4$ einen Flurtemperaturanstieg von $0,24 \text{ K}$ verursacht (jeweils mit ERF).

Etwas größere Unterschiede ergeben sich im Vergleich mit den Grenzfällen: „Innentüren immer zu“ und „Innentüren immer auf“. Der Jahresmittelwert der Flurtemperatur bewegt sich zwischen $18,3 \text{ °C}$ (Türen immer zu & ohne ERF) und $20,6 \text{ °C}$ (Türen immer auf & mit ERF). Der Mehrenergiebedarf für den Fall ohne Innentüröffnung und ohne ERF-Betrieb verglichen

mit dem Fall mit permanenter Innentüröffnung und ohne ERF-Betrieb beträgt 880 kWh bzw. 7,3 %.

Einfluss der Temperaturkriterien

Die vierte Parametervariation betrifft hauptsächlich das Temperaturkriterium $dT_{over,vent}$, also die Differenz der Raumist- zur Raumsolltemperatur, ab der eine Fensterlüftung erfolgt – sofern die Außenluft um mindestens $dT_{amb,vent} = 1$ K kälter als die Raumisttemperatur ist. Die Lüftung durch das Öffnen von Innentüren erfolgt nach analogen Kriterien, wobei die zugehörige Differenz der Raumist- zur Raumsolltemperatur $dT_{over,conv}$ auf die Hälfte von $dT_{over,vent}$ festgelegt ist, damit stets zuerst die Innentüren und dann die Fenster geöffnet werden. Die Temperaturdifferenz zum Flur $dT_{CO,conv}$ muss dabei mindestens 0,5 K betragen (und somit die Hälfte von $dT_{amb,vent}$) – vergleiche hierzu Abbildung 5.

Variiert wird $dT_{over,vent}$ zwischen 1 und 5 K mit einer Schrittweite von 1 K. Zugleich wird $dT_{over,conv} = dT_{over,vent}/2$ in 0,5 K-Schritten mitverändert. In allen Simulationen wird die ERF betrieben und die Raumkühlung kann durch das Öffnen der Innentüren erfolgen. Für den Anpassungsfaktor C wird meist ein Wert von 0,2 verwendet. Nur für den relativ großen Wert von $dT_{over,vent}$ von 4 K wurden zwei Vergleichssimulationen mit $C = 0,3$ bzw. 0,4 durchgeführt. Die summierten Wärmeeinträge Q_{ges} des Gaskessels und der ERF zeigt **Tabelle 3** gemeinsam mit den Jahresmittelwerten der Wohnzimmer- und Flurtemperatur.

Tabelle 3: Einfluss des Temperaturkriteriums $dT_{over,vent}$ auf Mitteltemperaturen und Gesamtwärmeeintrag in den EFH-Bungalow

$dT_{over,vent}$ [K]	C [-]	T_{LR} [°C]	T_{CO} [°C]	Q_{ges} [kWh]
1	0,2	20,55	20,16	12771
2	0,2	20,59	20,10	12674
3	0,2	20,64	20,12	12619
4	0,2	20,70	20,16	12572
4	0,3	20,70	20,32	12597
4	0,4	20,69	20,42	12619
5	0,2	20,78	20,21	12457

Es zeigt sich, dass eine Anhebung der Temperaturgrenze $dT_{over,vent}$ von 1 auf 5 K für eine Verringerung des Gesamtwärmeeintrags um 314 kWh bzw. 2,5 % sorgt. Zugleich steigen auch die Jahresmittelwerte der Wohnzimmer- und Flurtemperatur für größer werdende $dT_{over,vent}$ geringfügig (ca. 0,2 K). Je später gelüftet wird, desto höher ist die Mitteltemperatur und desto länger bleibt die gelieferte Wärme im Gebäude (und muss nicht neu erzeugt werden). Der Einfluss des Anpassungsfaktors C ist jedoch auch bei größerem $dT_{over,vent}$ von 4 K relativ gering, so dass eine Verdopplung von C lediglich zu einem Mehrwärmeeintrag von 47 kWh bzw. 0,4 % führt.

Eine weitere Parameterstudie variiert die für eine Lüftung notwendige Temperaturdifferenz zur Umgebung $dT_{amb,vent}$ (und damit zugleich die zum Flur

$dT_{CO,conv} = dT_{amb,vent}/2$) mit Werten von 1; 2; 3 und 4 K. Der Gesamtwärmebedarf ändert sich lediglich zwischen 12674 kWh und 12646 kWh, was einer relativen Differenz von 0,15 % entspricht. Analog ist nahezu kein Einfluss auf die Jahresmittelwerte der Wohnzimmer- und Flurtemperatur festzustellen.

Einfluss des Lüftungskonzepts

In einer letzten Parameterstudie wird analysiert, wie sich die Berücksichtigung einer Erwärmung eines Raumes durch die Öffnung von Innentüren auswirkt. Diese „Betriebsstrategie“ verhält sich analog zum Abkühlungsfall mit „umgekehrten Vorzeichen“. Als Temperaturkriterien werden $dT_{over,conv} = 2$ K und $dT_{CO,conv} = 0,5$ K angesetzt. In allen Simulationen wird die ERF betrieben. Als Anpassungsfaktor C werden 0,2 bzw. 0,4 verwendet, was zu den in der **Tabelle 4** gezeigten Ergebnissen führt.

Tabelle 4: Einfluss der Erwärmung durch Innentüröffnung auf Mitteltemperaturen und Gesamtwärmeeintrag in den EFH-Bungalow

Erwärmen via Innentüren	C [-]	T_{LR} [°C]	T_{CO} [°C]	Q_{ges} [kWh]
Nein	0,2	20,70	20,16	12572
Ja	0,2	20,70	19,85	12523
Nein	0,4	20,69	20,42	12619
Ja	0,4	20,69	19,86	12524

Werden die Innentüren auch zum Erwärmen eines Raumes geöffnet, so verringert sich der Gesamtwärmeeintrag ins Gebäude um 49 kWh für $C = 0,2$ bzw. 95 kWh für $C = 0,4$. Auch der nicht nutzbare Anteil der ERF-Wärmelieferung fällt in diesem Fall geringer aus. Die Jahresmitteltemperatur im Wohnzimmer verändert sich kaum, im Flur lassen sich geringe Differenzen von 0,3 bis 0,4 K feststellen.

Diskussion

Die Parametervariation zeigt, dass die Mindestluftwechselrate $n_{L,norm}$ aus Abbildung 5 eine sensitive Größe für den Gebäudewärmebedarf darstellt, deren Einfluss mit steigendem Gebäudedämmstandard zunimmt. Eine sorgfältige Vorgabe von $n_{L,norm}$ ist daher von großer Bedeutung – alternativ ist eine Variation von $n_{L,norm}$ in einem „realistischen“ Wertebereich durchzuführen, um die Sensitivität der Simulationsergebnisse gegenüber Unsicherheiten bzgl. dieser Größe bestimmen zu können. Daneben zeigt sich, dass mit zunehmender Heizlast (d. h. mit steigendem $n_{L,norm}$) der nutzbare Anteil des ERF-Wärmeeintrags in das EFH ansteigt, während größere Werte des Luftwechsels bei Fensterlüftung $n_{L,vent}$ zu einer Erhöhung des nicht nutzbaren ERF-Wärmeeintrags in das EFH führen.

Die Parameterstudien zeigen zudem, dass es für die Energiebilanz des EFH wichtiger ist, die Fenster- und Innentürlüftung „überhaupt“ zu berücksichtigen, als auf die Vorgabe möglichst „exakter“ Werte für die

Temperaturkriterien $dT_{over,vent}$, $dT_{amb,vent}$, $dT_{over,conv}$ und $dT_{CO,conv}$ sowie den Anpassungsfaktor C zu achten.

In welchem Umfang diese Beobachtungen auf das oben beschriebene Regelungskonzept selbst zurückzuführen sind, sollte in weiterführenden Untersuchungen betrachtet werden. Die Berücksichtigung von Mindestlüftungsdauern im Falle einer Fensteröffnung wäre hier eine Erweiterung, die bspw. den Einfluss des Höchstluftwechsels $n_{L,vent}$ verstärken sollte. Die bisherige Regelung sorgt statt dessen dafür, dass eine schnellere Abkühlung stets zu einem schnelleren Ende des Lüftungsvorgangs führt, wodurch wohl hauptsächlich dynamische Unterschiede auftreten, die Bilanzen jedoch „relativ“ unverändert bleiben. Zudem sollten die vorliegenden Ergebnisse in einer Folgeuntersuchung mit der detaillierteren Abbildung in TRNFLOW verglichen (bzw. validiert) werden.

ZUSAMMENFASSUNG

Der Tagungsbeitrag geht auf die Modellierung des konvektiven Wärmetransports durch offene Fenster und Innentüren eines EFH in Bungalow-Bauweise in TRNSYS ein. Neben einleitenden Informationen zum Gebäude- und Anlagenmodell liegt der Schwerpunkt auf der Abbildung des konvektiven Wärmetransports in TRNSYS. Anstelle einer detaillierten Abbildung mit dem Zusatzpaket TRNFLOW wird ein einfacher analytischer Ansatz vorgestellt und bewertet. Der maximale Unterschied im Gebäudeenergiebedarf beträgt im vorliegenden EFH knapp 7,5 %. Für Simulationen mit Mehrzonengebäuden, die unterschiedliche Raumsolltemperaturen aufweisen oder – bspw. aufgrund von ERF – zeitweise „hohe“ Übertemperaturen in einzelnen Räumen aufweisen, ist der obige Modellierungsansatz zu empfehlen.

DANKSAGUNG

Das dieser Veröffentlichung zugrunde liegende Verbundprojekt „Optionen zum netzdienlichen Betrieb von Einzelraumfeuerstätten (OptDienE)“ wird mit Mitteln des Bundesministeriums für Wirtschaft und Energie unter den Förderkennzeichen 03KB138 A und B aufgrund eines Beschlusses des deutschen Bundestages gefördert.

Die Arbeiten erfolgen in Kooperation mit dem Deutschen Biomasseforschungszentrum (DBFZ). Die Autoren danken für die Unterstützung. Die Verantwortung für den Inhalt dieser Veröffentlichung liegt ausschließlich bei den Autoren.

LITERATUR

Barakat, S. A. 1987. Inter-Zone Convective Heat Transfer in Buildings: A Review. *Journal of Solar Energy Engineering*, Vol. 109/71

- DIN V 18599-10, 2007. Energetische Bewertung von Gebäuden – Berechnung des Nutz-, End- und Primärenergiebedarfs für Heizung, Kühlung, Lüftung, Trinkwarmwasser und Beleuchtung – Teil 10: Nutzungsrandbedingungen, Klimadaten, Beuth Verlag, Berlin
- Fischer, K.-F., et al. 2005. Taschenbuch der technischen Formeln, C. Hanser Verlag, Leipzig
- Heimrath, R., Haller, M. 2007. The Reference Heating System, the Template Solar System of Task 32, A Report of IEA Solar Heating and Cooling programme - Task 32: “Advanced storage concepts for solar and low energy buildings”. Report A2 of Subtask A. Institute of Thermal Engineering, Graz University of Technology, Graz
- Jordan, U., Vajen, K. 2003. Handbuch – DHWcalc, URL: solar.umwelt-uni-kassel.de/download.php?systemid=94551da49088c319f498, Abgerufen am: 27.02.2015
- Lenz, V., Müller-Langer, F., Denysenko, V., Daniel-Gromke, D., Rensberg, N., Rönsch, C., Janczik, S., Kaltschmitt, M. 2017. Erneuerbare Energien. BWK 69 Nr. 5, S. 54-77
- Loga, T., Stein, B., Diefenbach, N., Born, R. 2015. Deutsche Gebäudetypologie – Beispielhafte Maßnahmen zur Verbesserung der Energieeffizienz von typischen Wohngebäuden, Institut für Wohnen und Umwelt, Darmstadt
- Mercker, O., Arnold, O. 2017. Ansätze zur Reduktion der konventionell erzeugten Wärmeverteilerverluste in solar unterstützten Mehrfamilienhäusern. Projektabschlussbericht Institut für Solarenergieforschung, Hameln
- Mercker, O., Pärish, P., Büchner, D. 2020. Simulationsstudie zum Potenzial netzdienlicher Betriebsweisen von Biomasse-Einzelraumfeuerstätten in TRNSYS – Methodik, Randbedingungen und Modelle. Tagungsband 3. Regenerative Energietechnik Konferenz, Nordhausen
- Münzenberg, U., Weithaas, T., Thumulla, J. 2003. Luftwechsel im Gebäudebestand - Natürlicher Luftwechsel, Fensterlüftung und die Notwendigkeit von Lüftungskonzepten, 7. Pilztagung des VDB, Stuttgart
- Recknagel, H., Sprenger, E., Schramek, E. 2007. Taschenbuch für Heizung und Klima, Oldenbourg Industrieverlag, München
- van der Maas, J. 1992. Air flow through large openings in buildings. Technical Report Annex 20: Air Flow Patterns within Buildings – Subtask 2: Air Flow between Zones. International Energy Agency, Lausanne