

Idealisierte energetisch-analytische Abbildungsmethode der Temperaturschichtung bei der passiven Aufheizung in der Fahrzeugkabine

Stefan Wagner

Abstract

In modern day vehicle development „Vehicle Thermal Management“ plays a key role in terms of fuel consumption, emissions and CO₂ reduction demands. Well balanced air-conditioning strategies and energy optimization measures within the vehicle compartment are a major part of this Virtual Product Development process. For this reason the thermo-dynamic effects of the cabin must be considered in the overall system approach and therefore it has become firmly established in modern simulation during the concept and design phase.

Simple simulation techniques however, like one-volume modelling with an average cabin temperature will not resolve the required local temperature differences. On the other hand, multi-volume modelling or fully coupled 3D-calculations with integrated CFD solutions are also insufficient because these methods are both time and cost consuming in any pre-design period. Buoyancy driven passive heating of vehicle compartments is a particularly challenging task and is very often the bottle neck in simulation.

This article introduces a practicable calculation method to determine the temperature stratification within a vehicle compartment whilst parked in direct sunlight using analytical air flow relations and a simplified description of the resulting physical phenomena. Finally this new technique is checked against test data and validated for various car types.

Kurzfassung

Die Berücksichtigung des thermischen Haushalts der Fahrzeugkabine kann in der globalen Gesamtbetrachtung des Fahrzeugwärmemanagements nicht vernachlässigt werden und gewinnt bei der energetischen Optimierung zur Verbrauchsreduktion zusehends an Bedeutung. Aus diesem Grund wird der Fahrzeuginnenraum heute bei der Konzeptanalyse und Bewertung in der Simulation stets mitabgebildet.

Die Einvolumenmethode mit mittlerer Kabinentemperatur liefert hierbei jedoch nicht die benötigten lokalen Lufttemperaturunterschiede und ein Mehrvolumenmodell oder eine gekoppelte 3D-Simulation mit integrierter Strömungsberechnung ist aufgrund des Modellierungs- und Berechnungsaufwands in der Vorentwicklungsphase zu zeit- und kostenintensiv. Vor allem die passive Aufheizung des Innenraums mit natürlicher Konvektionsströmung ist dabei der Flaschenhals in der Berechnung.

Anhand einer analytisch vereinfachten Strömungs- und Wärmeübergangsbetrachtung wird eine ganz neue Simulationsmethode zur näherungsweise Abbildung der Temperaturspreizung im Fahrzeug vorgestellt. Dabei lag der Fokus auf der einfachen Anwendbarkeit mit schnellen Antwortzeiten unter Berücksichtigung aller auftretenden physikalischen Phänomene und unter Beibehaltung der größtmöglichen Genauigkeit. Schließlich wird das Berechnungsverfahren durch Vergleiche mit realen Klimakammerversuchsdaten bestätigt und durch Anwendung auf verschiedenen Fahrzeugtypen abgesichert.

1. Einleitung

Bereits seit mehreren Jahren und nicht erst seit der medienwirksamen Klimaschutzdiskussion über die Obergrenze des CO₂-Ausstoßes von 120 g/km ist die Verbrauchsreduzierung oberste Maxime der Fahrzeughersteller. Nachdem in den vergangenen Jahren vor allem durch motor- und fahrwerkseitige Optimierungen schon viel Einsparpotential erschlossen wurde, werden nun zur Erreichung der langfristigen Flottenverbrauchsziele auch alle Nebenaggregate verstärkt unter die Lupe genommen. Als leistungsstarker Verbraucher gerät die Klimaanlage damit unweigerlich in den Fokus der Entwicklung. Allerdings darf man bei allen Optimierungsversuchen den sicherheitsrelevanten Hauptzweck der Klimaanlage, nämlich die Bereitstellung des thermischen Komforts im Fahrzeuginnenraum, nicht völlig außer acht lassen. Will man diese oft konträren Entwicklungsziele unter einen Hut bringen, muss man zur Lösung neben den aktiven Maßnahmen am Kältekreislauf und der Klimaregelung unbedingt auch die Fahrgastzelle mitberücksichtigen. Ähnlich einem „Niedrigenergiehaus“ im Hochbau wird die Fahrzeugkabine zukünftig durch aktive und passive Maßnahmen energetisch optimiert sein. Diese Strategie gewinnt durch die zunehmende Hybridisierung und Elektrifizierung im modernen Automobilbau zusätzlich an Brisanz.

Durch die Komplexität der Fahrzeugkabine und ihre ständige Wechselwirkung mit der Umgebung wird diese herausfordernde Entwicklungsaufgabe jedoch noch deutlich erschwert. Nahezu alle Wärmeübertragungsmechanismen wie Wärmeleitung, kurz-/langwellige Wärmestrahlung und Konvektion spielen dabei eine Rolle und treten meist zusammen auf. Zudem sind im Innenraum viele unterschiedliche, überwiegend mehrschichtige Materialien und Gläser verbaut, so dass die Beschaffung der thermischen Materialeigenschaften zur realitätsnahen Abbildung der thermischen Massen sehr aufwendig sein kann. Außerdem gibt es natürlich neben den klimatischen Randbedingungen oft auch designrelevante Vorgaben, die überhaupt nicht beeinflussbar sind.

Will man schließlich noch globale oder lokale thermische Komfortaussagen im Innenraum generieren, dann kommt die Thermophysiologie des Menschen erschwerend hinzu und man benötigt entsprechende Manikin- und Komfortmodelle, um objektive Bewertungen und vergleichbare Aussagen zu erstellen. Auf diesen Aspekt soll hier aber nicht näher eingegangen werden, da dies das eigentliche Thema nur peripher tangiert und auch bereits eingehend in [1] und [2] erläutert wurde.

Bild 1 veranschaulicht nochmals alle wesentlichen physikalischen Effekte und Randbedingungen die am „Mikrokosmos“ Fahrzeugkabine auftreten können.

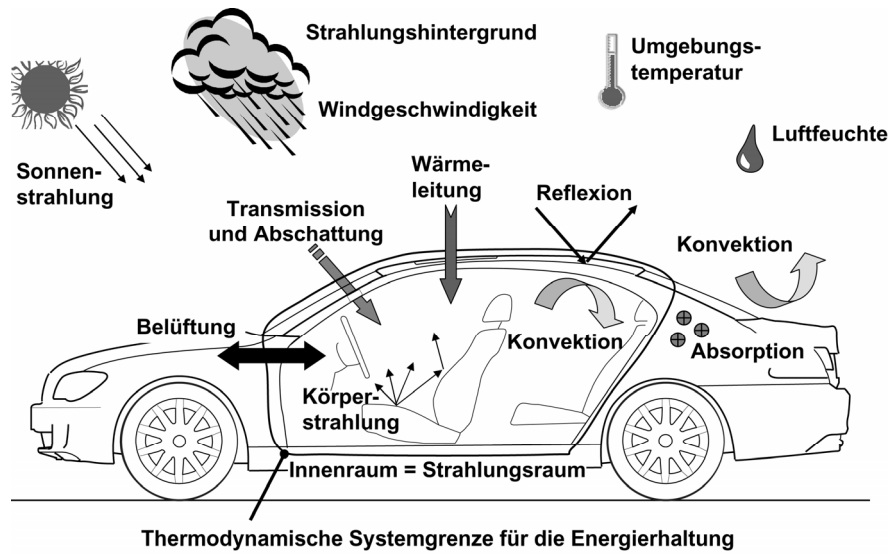


Bild 1: Physikalische Zusammenhänge bei der Kabinenklimatisierung

Wie bereits erläutert und auch aus der obigen Abbildung ersichtlich, gibt es an der Fahrzeugkabine eine sehr große Anzahl an zu untersuchenden Eingabeparametern. Aus diesem Grund und aufgrund der Tatsache, dass Klimawindkanalversuche zeitlich aufwendig und sehr teuer sind, bietet sich die virtuelle Simulation als Lösungsverfahren zur energetischen Optimierung des Fahrgastraums an.

2. Klassifizierung der bisherigen Berechnungsmethoden

Im folgenden Kapitel soll zunächst ein Überblick über die aktuellen Berechnungsmethoden bei der Auslegung der Fahrzeugkabine gegeben werden. Dabei wurde zugleich versucht eine Einteilung nach Abbildung der Wärmeübertragung und der Komplexität vorzunehmen (s. Bild 2). Außerdem werden hier noch die Anwendungsgebiete sowie die Vor- und Nachteile der jeweiligen Methoden etwas näher beleuchtet.

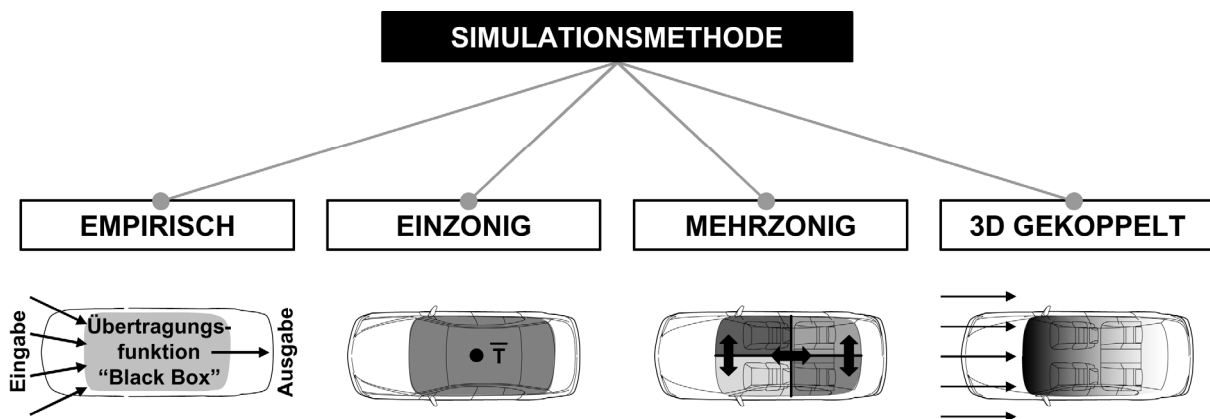


Bild 2: Klassifizierung der Simulationen in der Fahrzeugklimatisierung

2.1 Empirische Verfahren

Wie bei allen empirischen Verfahren, werden die physikalischen Zusammenhänge nicht explizit modelliert, sondern statt dessen die gewünschten Ergebnisgrößen über entsprechende Übertragungsfunktionen von den Eingangsparametern abhängig gemacht (vgl. *Bild 2*). Dabei werden die Übertragungsfunktionen überwiegend aus einer versuchstechnisch ermittelten Datenmenge gewonnen oder aus Erfahrungswerten überschlägig abgeschätzt. Übliche Verfahren hierzu sind zum Beispiel Regressionsanalysen, neuronale Netzwerke, Fuzzy-Logik, Datamining, sonstige statistisch-generische Verfahren oder Hardware-in-the-Loop. Definitionsgemäß bleiben bei diesen Verfahren jedoch die wahren formalen Zusammenhänge verborgen, so dass kaum neue Erkenntnisse gewonnen werden und die problemabhängigen Übertragungsfunktionen bei Modelländerungen stets angepasst oder im schlimmsten Fall sogar erneut erstellt werden müssen. Neben diesem Hauptnachteil bieten empirische Verfahren aber auch einige Vorteile, die im Folgenden zusammen mit den Nachteilen stichpunktartig zusammengefasst werden.

Vorteile

- extrem schnelle Antwortzeiten
- gut für Überschlagsrechnungen
- einfache Formalismen und Handhabung
- leicht integrier- und übertragbar in Programmanwendungen

Nachteile

- meist nur für einen bestimmten Zweck geeignet
- erneute Anpassung bei grundlegenden Modelländerungen
- nur numerische Ergebniswerte (keine „bunten Bilder“)
- per Definition eingeschränkter Ergebnisraum
- Gefahr der Vernachlässigung wichtiger Wechselwirkungen

Aufgrund der Vor- und Nachteile ergibt sich das Hauptanwendungsgebiet für derartige Verfahren in der Fahrzeugklimatisierung vor allem in der Klimaregelung und überall dort wo Ergebnisse in Echtzeit benötigt werden.

2.2 Die Einvolumenmethode

Wie der Name schon sagt, wird bei dieser eher makroskopischen Betrachtungsmethode die Luft im Fahrzeuginnenraum als *ein* gesamtheitliches Raumvolumen angenommen; d.h. lokale Unterschiede werden vernachlässigt. Die an dieses Luftvolumen angrenzenden Wände bilden die thermodynamische Systemgrenze (vgl. *Bild 1*). Alle an das Luftvolumen zu- oder abgeführten Energieströme werden entsprechend dem ersten Hauptsatz der Thermodynamik bilanziert. Aus der Bilanzierung ergibt sich die Erhöhung oder Verringerung der inneren Energie des Systems und somit die Veränderung der Lufttemperatur im Fahrzeug. Folglich wird aber auch nur die mittlere Lufttemperatur bestimmt, weshalb diese Methode auch oft als „Einknotenmethode“ be-

zeichnet wird. Örtliche Temperaturunterschiede innerhalb der Systemgrenzen werden nicht aufgelöst. Weitere Vor- und Nachteile dieser Berechnungsmethode sind:

Vorteile

- schnelle Antwort- und Modellierungszeiten
- makroskopische Abbildung der realen physikalischen Zusammenhänge
- guter Einblick in die grundlegenden Wechselwirkungen
- teilweise detaillierte Algorithmen möglich
- einfache Gesamtsystemintegration

Nachteile

- Vernachlässigung lokaler Effekte
- nur Aussage über mittlere Innenraumtemperatur
- ungenügende Abbildung der konvektiven Wärmeübergänge
- manchmal Modellanpassungen nötig
- oft ohne Berücksichtigung des Schattenwurfs bei Sonneneinstrahlung
- relativ große Eingabedatenmenge

Wiederum ergeben sich hier die bevorzugten Anwendungsgebiete der Einvolumenmethode aufgrund der Vor- und Nachteile. Durch den hohen Grad an Parametrisierung lassen sich mit der Einvolumenmethode besonders gut Sensitivitätsanalysen bzw. Parameterstudien durchführen. Sie eignet sich daher vor allem in der Konzept- und Vorentwicklungsphase sowie für thermodynamische Systembetrachtungen im komplexen Wärmemanagement des Gesamtfahrzeugs. Dank dieser vielseitigen Anwendungsmöglichkeiten und ihrer leichten Umsetzbarkeit ist die Einvolumenmethode zurzeit das meistgenutzte Verfahren zur Auslegung der Fahrzeugkabine.

2.3 Die Mehrvolumenmethode

Die Überschrift ist auch hier wieder Programm, denn bei dieser Methode wird der Fahrgastraum in mehrere virtuelle Volumen unterteilt, um die Beschränkungen der Einvolumenmethode aufzuheben und lokale Temperaturunterschiede zu erfassen. Genau genommen handelt es sich jedoch um eine mehrfache Anwendung der Einvolumenmethode, da jedes dieser Luftvolumen bei diesem Verfahren zunächst autark ist und nicht mit den anderen Luftzonen wechselwirkt. In der Realität werden sich aber die unterschiedlich temperierten Luftzonen im Innenraum entsprechend dem zweiten Hauptsatz der Wärmelehre natürlich über die künstlich erzeugten Systemgrenzen hinweg austauschen. Aus diesem Grund müssen die Enthalpieströme zwischen den einzelnen Luftvolumen manuell aufgeprägt und im Verfahren mitberücksichtigt werden. Die Beschreibung des Massentransports setzt freilich die Kenntnis der Luftströmungen zwischen den Zonen voraus, die dagegen schwer vorhersagbar sind und vorab aufwendig über eine detaillierte dreidimensionale Strömungsanalyse berechnet werden müssen. Dieser nicht unerhebliche Aufwand in Verbindung mit der zusätzlichen Mehrarbeit bei der Aufteilung des Modells in mehrere Volumen mit individuellen Randbedingungen, steht bei dieser Methode nicht selten im krassen Widerspruch zum gewonnenen Nutzen der räumlichen Diskretisierung. Zumal sich die Anzahl der Volumenaufteilungen aus Gründen der Übersichtlichkeit und des Modellierungs-

aufwands sowieso nur auf wenige Zonen im Innenraum beschränken muss. Typischerweise wird ein Wert zwischen 2 bis zu maximal etwa 32 Untervolumen gewählt, da sich mit Einführung jedes weiteren Volumens die Anzahl der Randbedingungen und Luftaustauschraten im schlimmsten Fall mit der Anzahl der im System vorhandenen Volumina multipliziert. Trotz dieser offensichtlichen Nachteile hat diese Methode ihre Berechtigung durch die nachfolgend genannten Vorteile.

Vorteile

- akzeptable Antwortzeiten
- räumlich differenzierte Betrachtung
- vereinfachte Modellierung der Luftströmung
- höhere Genauigkeit, realitätsnäheres Verhalten
- detailliertere Abbildung der konvektiven Wärmeübergänge im Vergleich zur Einvolumenmethode

Nachteile

- großer Modellierungsaufwand
- nur geringe örtliche Auflösung
- benötigt Luftaustauschraten zwischen den Systemgrenzen
- iteratives Verfahren, da sich Wärmeübergang und Luftaustausch oft gegenseitig beeinflussen

Eine Kosten-Nutzen-Analyse führt bei dieser Methode vielmals zur Erkenntnis, dass die Nachteile überwiegen, weshalb die Mehrvolumenmethode von allen hier vorgestellten Verfahren zur Simulation der Fahrzeugkabine momentan die geringste Verbreitung findet. Nichtsdestotrotz kann eine Anwendung des Verfahrens sinnvoll sein, wenn zum Beispiel die Luftströmungen im Fahrzeug bekannt sind oder grob abgeschätzt werden können. Dann nämlich reduzieren sich die Modellierungsaufwände deutlich und die höhere Genauigkeit im Vergleich zur Einvolumenmethode zahlt sich in Kombination mit den ebenso schnellen Rechenzeiten aus.

2.4 Die voll gekoppelte Simulation

Die Königsklasse in der Berechnung des thermischen Verhaltens der Fahrzeugkabine stellt die voll gekoppelte, dreidimensionale Simulationsmethode dar. Hierbei wird die Thermodynamik mit der Strömungsmechanik verbunden, um die konvektiven Wärmeübergänge im Fahrzeug realitätsgetreu und detailliert abzubilden. Als Folge erhält man neben den Strömungsgeschwindigkeiten auch die Lufttemperaturen an jedem Ort im Fahrzeuginnenraum, so dass lokale Temperaturentscheidungen möglich werden.

Andererseits handelt man sich damit die sehr schwierige Lösung der komplizierten Navier-Stokes-Gleichungen ein, die wiederum zu deutlich erhöhten Rechenzeiten und durch die Erstellung eines Volumennetzes auch zu sehr hohen Modellierungsaufwänden führt.

Zusammenfassend ergeben sich bei der voll gekoppelten Simulation folgende Vor- und Nachteile:

Vorteile

- extrem lokale Auflösung
- detaillierte Abbildung aller auftretenden physikalischen Phänomene möglich
- weniger Eingabedaten nötig
- maximale Genauigkeit
- anschauliche dreidimensionale Ergebnisbilder

Nachteile

- sehr lange Berechnungsdauer
- besonders hoher Modellierungsaufwand
- meist nur von Experten anwendbar
- Kopplung oft unübersichtlich und unhandlich
- fehleranfällig durch Datenaustausch zwischen den Tools
- großer Investitionsbedarf für Soft- und Hardware

Im Hinblick auf den Kosten-Nutzen-Aspekt bietet auch die voll gekoppelte dreidimensionale Simulationsmethode deutliche Nachteile. Dennoch findet sie wegen ihrer lokalen Aussagekraft und der hohen Genauigkeit viele Anhänger und ist relativ weit verbreitet. Durch den hohen Aufwand bei der Modellerstellung und die extrem langen Berechnungszeiten verbietet sich die Anwendung dieses Verfahrens aus betriebswirtschaftlicher Sicht in der frühen Konzeptuntersuchung und zur Variantenauslegung in der Vorentwicklung. Es wird daher überwiegend in späteren Entwicklungsphasen zur Problemfindung, lokalen Optimierung und Validierung angewandt. Weiterhin lassen sich die vergleichsweise hohen Versuchskosten durch gezielte Anwendung der gekoppelten Simulationsmethode merklich reduzieren.

3. Das neue Berechnungsverfahren

Die im vorangegangenen Kapitel vorgestellten und zur Zeit verfügbaren Berechnungsverfahren zur Auslegung des Raumklimas im Fahrzeug, weisen alle mehr oder weniger offensichtliche Nachteile auf und limitieren sich somit selbst in ihrer Anwendbarkeit bei der CAE-gestützten Produktentwicklung.

Besonders dramatisch wird die Situation bei der Simulation der passiven Aufheizung eines Fahrzeugs, bei der die Erwärmung des in der Sonne parkenden Autos berechnet werden soll. Hierbei kommt es nämlich zu so genannten natürlichen Konvektionsströmungen im Fahrzeug, die allein durch die Dichteunterschiede zwischen warmer und kalter Luft hervorgerufen werden und sich erst allmählich mit fortschreitender Erwärmung der Kabine ausbilden. Diese führen im zeitlichen Verlauf zu einer zunehmenden Temperaturschichtung im Fahrzeug über der Fahrzeughöhe; d.h. in z-Richtung variieren die lokalen Lufttemperaturen sehr stark (vgl. *Bild 3*). Dieser Effekt kann bei der Berechnung der konvektiven Wärmeströme nach Gleichung (1) auf keinen Fall vernachlässigt werden, da die fälschlich berechneten Wärmeströme sonst zu Differenzen bei der Bestimmung der Bauteiltemperaturen führen würden.

$$\dot{Q}_{\text{Konvektion}} = \alpha \cdot A \cdot (T_{\text{Wand}} - T_{\text{Fluid}}) \quad (1)$$

Mit:

$\dot{Q}_{\text{Konvektion}}$ – Konvektiver Wärmestrom [W]

α – Wärmeübergangskoeffizient [W/(m² · K)]

A – wärmeübertragende Oberfläche [m²]

T_{Wand} – Oberflächentemperatur des Bauteils [K]

T_{Fluid} – angrenzende Lufttemperatur [K]

Bei der zuvor beschriebenen Einvolumenmethode mit nur einer mittleren Innenraumtemperatur erkennt man durch Einsetzen dieser Temperatur in Gleichung (1) schnell, dass die konvektiven Wärmeströme im Kopfbereich wegen der größeren Temperaturdifferenz tendenziell zu hoch und somit die umgebenden Wandtemperaturen zu niedrig ausfallen würden. Wohingegen sich im Fußbereich das umgekehrte Verhalten zeigt und sich die Bauteiltemperaturen im angrenzenden Bereich wärmer als in der Realität einstellen. Die Einvolumenmethode gibt zwar im Mittel die richtige Energiebilanz über die gesamte Kabine wieder, versagt hier aber erwartungsgemäß in der Vorhersage der lokalen Luft- und Bauteiltemperaturen.

Wie in Kapitel 2.4 gezeigt wäre die Anwendung der gekoppelten 3D-Berechnung in der Vorhersage zielführend. Allerdings stellen die transienten freien Konvektionsströmungen auch heute noch hohe Anforderungen an den CFD-Solver und führen mitunter wegen der geringen Strömungsgeschwindigkeiten nicht selten zu erheblichen Konvergenzproblemen. In jedem Fall verlängert sich die Rechenzeit durch die Auftriebsströmungen und die dadurch resultierenden kleinen Zeitschrittweiten dramatisch. Typische Werte für Berechnungszeiten bei der gekoppelten Simulation einer kompletten Fahrzeugkabine mit 1-2 Mio. Zellen über eine Stunde Aufheizung in der Sonne sind Zeiträume zwischen 4 bis 5 Tagen auf zwei Prozessoren. Sicherlich lässt sich durch eine geschickte Wahl der Kopplungsparameter und Datenaustauschraten diese Zeit auch auf 2 bis 3 Tage Rechenzeit reduzieren. Dennoch ist diese Simulationsmethode damit für die frühe variantenreiche Entwicklungsphase ungeeignet. *Bild 3* zeigt das Ergebnis einer gekoppelten Berechnung der Fahrzeugkabine nach knapp einer Stunde Aufheizung in der Klimakammer mit künstlicher Sonne von oben.

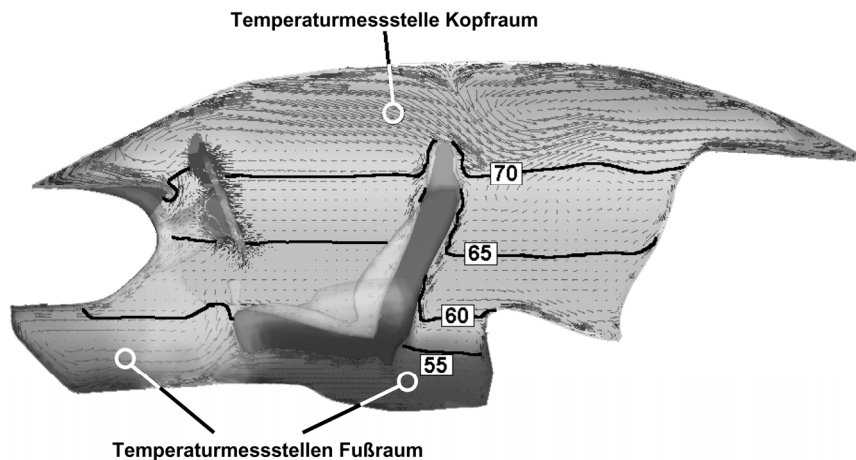


Bild 3: Temperaturschichtung und Geschwindigkeitsströmungen im Fahrzeug inkl. ungefährender Lage typischer Temperaturmesspunkte

Aus oben genannten Gründen ergibt sich die Notwendigkeit einer schnellen, überschlüssigen, neuen Berechnungsmethode zur Bestimmung der Temperaturspreizung im Fahrzeug während der passiven Aufheizung in der Sonne. Das Bedürfnis wird durch die Tatsache untermauert, dass die Fahrzeughersteller im Versuch stets Kopf- und Fußraumtemperaturen messen und diese Ergebnisgrößen auch für den Vergleich mit der Simulation benötigen. Während die Kopfraumtemperatur entscheidend für die Bewertung des Insassenkomforts ist, spielt die Fußraumtemperatur außerdem eine wichtige Rolle für die Berechnung des Kältekreislaufs im Umluftmode, weil im Umluftbetrieb der Klimaanlage üblicherweise die Luft aus dem Fußraum abgesaugt und über die Umluftkanäle dem Verdampfer zugeführt wird.

3.1 Theoretischer Hintergrund zur idealisierten „V5-Methode“

Nachdem das grundlegende Verhalten der Auftriebsströmungen während der passiven Aufheizung immer gleich ist, kam die Idee auf, dieses Strömungsbild analytisch zu beschreiben und mit einem vereinfachten Mehrvolumenmodell abzubilden. Dabei sollte kein wesentlicher Mehraufwand bei der Modellerstellung im Vergleich zur Einvolumenmethode entstehen. Diese Nebenbedingungen führten letztlich zu einem Mehrvolumenmodell mit nur fünf Innenraumvolumen, welche der neuen Methode auch den Namenszusatz „V5“ gaben.

Aus der dreidimensionalen Strömungssimulation ist bekannt, dass sich vor allem aufgrund der hohen Oberflächentemperaturen des Instrumententrägers und der Hutablage Auftriebsströmungen entlang der Front- und Heckscheibe ausbilden. Diese sammeln sich gezwungenermaßen unterhalb des Dachhimmels und verdrängen im weiteren Verlauf die kalte Luft nach unten. Mit steigender Erwärmung nehmen die Strömungsgeschwindigkeiten zu und die frontseitigen Luftströmungen prallen auf die entgegenkommenden, heckseitigen Auftriebsströme (vgl. *Bild 3*). Es bilden sich zwei große Rezirkulationswalzen aus. Eine im vorderen Teil des Wagens und eine im Fondbereich. *Bild 4* verdeutlicht den Sachverhalt skizzenhaft.

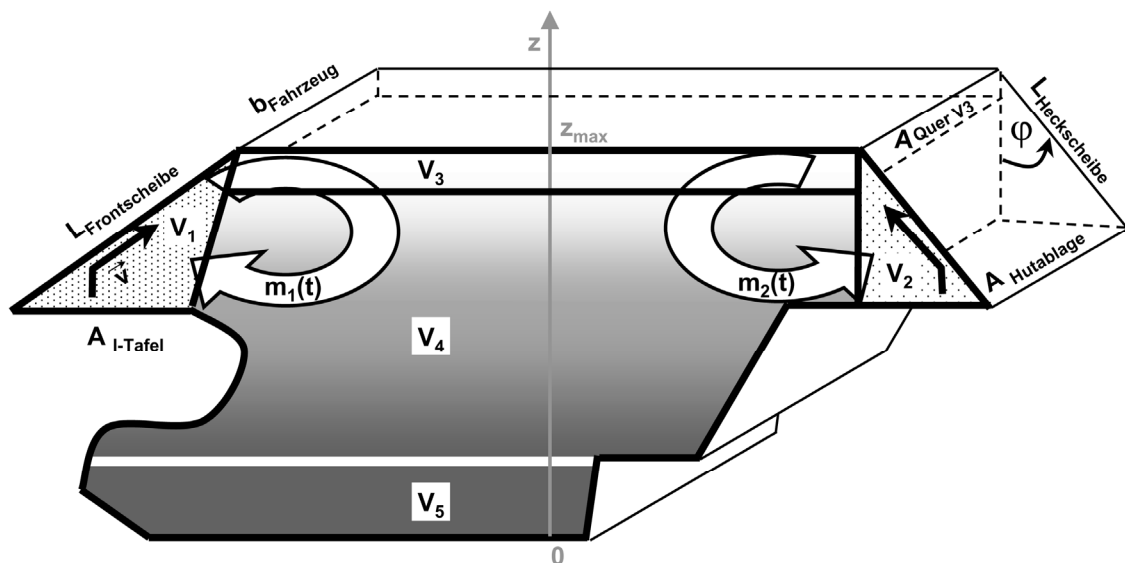


Bild 4: Idealisiertes Modellschema der V5-Methode

Zur modelltechnischen Beschreibung dieser Phänomene wurde der Fahrzeuginnenraum in fünf virtuelle Volumen unterteilt (vgl. *Bild 4*). Diese sind V1 = Frontvolumen oberhalb der I-Tafel begrenzt durch I-Tafeloberseite, Frontscheibe und A-Säulen; V2 = Heckvolumen begrenzt durch die Hutablage, Heckscheibe und C-Säulen; V3 = Kopfraumvolumen unterhalb des Dachhimmels; V5 = Fußraumvolumen oberhalb der Bodengruppe und V4 = mittleres Hauptvolumen an dem alle übrigen Baugruppen angrenzen. Die in den Volumina V1 und V2 auftretenden Geschwindigkeiten v der Auftriebsströmungen entlang der mit dem Winkel φ geneigten Fensterflächen der Länge L können nach [3] und [4] wie folgt berechnet werden. Setzt man die potentielle Energie der Auftriebskräfte

$$E_{Pot} = \Delta\rho \cdot g \cdot \cos(\varphi) \cdot L \quad (2)$$

Mit:

$\Delta\rho$ – Dichteunterschied zwischen wandnaher Luft und Luft außerhalb der Grenzschicht $[\text{kg}/\text{m}^3]$
 g – Erdbeschleunigung $[\text{m}/\text{s}^2]$
 φ – Neigungswinkel gegenüber der Senkrechten $[\text{rad}]$
 L – überströmte Länge $[\text{m}]$

gleich der kinetischen Energie der freien Wandströmung

$$E_{Kin} = C_R \cdot \frac{\rho_\infty}{2} \cdot \bar{v}^2 \quad (3)$$

Mit:

C_R – versuchstechnisch ermittelbarer Faktor zur Energiereduzierung durch Reibungsverluste $[-]$
 ρ_∞ – Dichte der umgebenden Luft $[\text{kg}/\text{m}^3]$
 \bar{v} – mittlere Strömungsgeschwindigkeit $[\text{m}/\text{s}]$

und löst die Gleichung nach v auf, so ergibt sich für die mittlere Auftriebsgeschwindigkeit

$$\bar{v} = \sqrt{\frac{-(\rho_w - \rho_\infty) \cdot g \cdot \cos(\varphi) \cdot L}{C_R/2 \cdot \rho_\infty}} \quad (4)$$

Fügt man für die Dichte der Luft die übliche empirische Funktion

$$\rho \left[\text{kg}/\text{m}^3 \right] = 360,77819 \cdot T \left[\text{K} \right]^{-1,00336} \quad (\text{gültig für } 100 \text{ K} < T < 1600 \text{ K mit } R = 0,99997) \quad (5)$$

ein, so lässt sich Gleichung (4) direkt von den mittleren Wand- und Volumentemperatur (T_w , T_v in $[\text{K}]$) abhängig machen und in folgende Form überführen

$$\bar{v} = L \cdot \cos(\varphi) \cdot \left(c_L - \frac{c_L \cdot \bar{T}_V^{1,00336}}{\bar{T}_W^{1,00336}} \right) \quad (6)$$

In [4] wird zudem die Dicke der Strömungsgrenzschicht durch Gleichsetzen der Trägheitskräfte mit den Reibungskräften abgeschätzt. Man erhält:

$$\frac{\delta}{L} \sim Gr_{\varphi}^{-1/4}, \text{ wobei } Gr = \frac{\beta_{\infty} \cdot (\bar{T}_W - \bar{T}_V) \cdot g \cdot \cos(\varphi) \cdot L^3}{\nu^2} . \quad (7)$$

Mit:

δ – Grenzschichtdicke der Auftriebsströmung [m]

Gr – Grashofzahl [–], wie in (7) definiert

β_{∞} – thermischer Ausdehnungskoeffizient von Luft [1/K]

\bar{T}_W – mittlere Wandtemperatur [°C]

\bar{T}_V – mittlere Volumentemperatur [°C]

g – Erdbeschleunigung [m/s²]

φ – Neigungswinkel gegenüber der Senkrechten [rad]

L – überströmte Länge [m]

ν – kinematische Viskosität von Luft [m²/s]

Zusammen mit der jeweiligen Fahrzeugbreite b und der Grenzschichtdicke aus (7) können die strömungsrelevanten Querschnittsflächen A_{Quer} von V3 bestimmt werden. Schließlich bekommt man die gesuchten zeitabhängigen Volumenströme für die Luftaustauschraten durch freie Konvektion von V1 nach V3 bzw. von V2 nach V3 mit

$$\dot{V}_1(t) = \bar{v}_1 \cdot A_{\text{Quer}} \quad \text{bzw.} \quad \dot{V}_2(t) = \bar{v}_2 \cdot A_{\text{Quer}} . \quad (8)$$

Um die sich ausbildenden Rezirkulationswirbel im Modell nachzubilden, werden die Volumenströme von V3 in V4 überführt und von dort jeweils wieder zurück in die Ursprungsvolumina V1 und V2. Somit ist bei diesem Verfahren auch die Massenerhaltung innerhalb der Fahrzeugkabine gewährleistet.

Das Fußraumvolumen bleibt wie im realen Fahrzeug isoliert, da die Temperaturschichtung im Fahrzeug aufgrund der Dichteunterschiede in der Luft keine freie Konvektionsströmung von oben nach unten zulässt und die Wärmeleitung innerhalb der Luft wegen des geringen Wärmeleitwerts vernachlässigt werden kann.

Hingegen führt die Erwärmung des Fahrzeugbodens durch direkte Sonneneinstrahlung mitunter zu sehr lokalen Auftriebsströmungen (vgl. *Bild 3*), die hier aber angesichts der geringen globalen Auswirkungen unberücksichtigt bleiben.

3.2 Anwendung und Kalibrierung des Verfahrens am Fahrzeugbeispiel

Zur Überprüfung der Theorie soll nun die V5-Methode direkt an einem Fahrzeugmodell angewandt werden. Aus einem ehemaligen Projekt standen Versuchsdaten aus einer Klimawindkanalmessung zur Verfügung sowie ein bereits kalibriertes Einvolumenmodell eines Kleinwagens eines deutschen Automobilherstellers (nachfolgend Hersteller A genannt). Im Versuch wurde das Fahrzeug in der Klimakammer auf Umgebungstemperatur vorkonditioniert und anschließend direkt von oben mit einer Strahlungsintensität von 1000 W/m² über eine Stunde lang bei einer Umgebungs-

temperatur von ca. 43°C künstlich besonnt und dadurch aufgeheizt. Im Rechenmodell wurden die gleichen Randbedingungen vorgegeben. Alle in diesem und im nachfolgenden Kapitel ausgeführten Berechnungen wurden mit der Software THESEUS-FE [5] durchgeführt.

Dieser Lastfall wurde zu Vergleichszwecken zunächst mit dem vorhandenen Einvolumenmodell des Fahrzeugs berechnet. *Bild 5* zeigt das Ergebnis der Lufttemperaturen im Fahrzeug im Vergleich zur Messung. Dabei wurden jeweils die vier lokalen Messergebnisse (vorne, hinten, links und rechts) im Kopf- und im Fußraum zu einer mittleren Temperatur zusammengefasst.

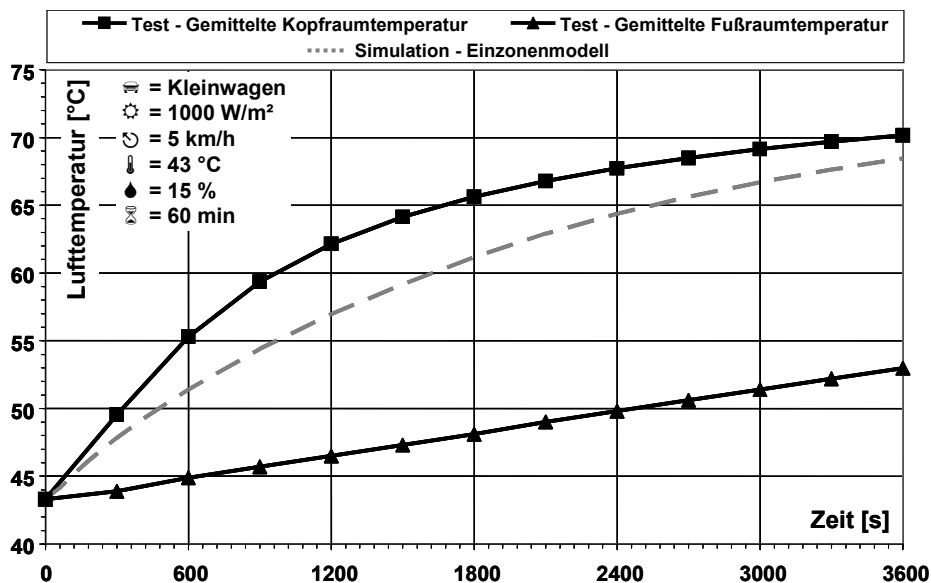


Bild 5: Diagramm Vergleich der Lufttemperaturen zwischen Versuch und Berechnung mit der Einvolumenmethode

Wie im Diagramm ersichtlich lehnt sich die mittlere Innenraumtemperatur des Fahrzeugs bei der Einvolumenmethode im qualitativen und quantitativen Verlauf eher an die gemessene Kopfraumtemperatur an und ist nicht gleichzusetzen mit dem algebraischen Mittelwert aus beiden Messgrößen. Der Gradient der mittleren Innenraumtemperatur wird jedoch durch die Wärmebilanz im Fußraum abgeschwächt und ist etwas flacher als bei der gemessenen Kopfraumtemperatur. Insgesamt verdeutlicht *Bild 5* noch einmal bildlich welchen Fehler man bei der lokalen Bewertung der Temperaturen im Fahrzeug mit der Einvolumenmethode macht.

Interessant ist auch der nahezu lineare Anstieg der Fußraumtemperatur in der Messung, der die in Kapitel 3.1 aufgestellte These über die nahezu vollständige Isolation des Fußraumvolumens von den restlichen Luftvolumen stützt.

Die Umstellung des Einvolumenmodells auf das Fünfzonenmodell ließ sich ohne größeren Modellierungsaufwand innerhalb weniger Minuten ausführen, da bei der V5-Methode die virtuellen Volumen so konzipiert wurden, dass keine Änderungen an der PID- oder Baugruppeneinteilung des Modells nötig sind. Lediglich die Zuweisung der Randbedingungen an die neu eingeführten Innenraumvolumina und die Definition der Luftaustauschraten zwischen den Volumen zur Darstellung der natürlichen Luftzirkulation muss zusätzlich modelliert werden.

Die Berechnung des Lastfalls mit der V5-Methode brachte auf Anhieb eine sehr gute Übereinstimmung in der Kopfraumtemperatur. Nur die Fußraumtemperatur war anfangs durch die im abgekapselten Fußraumvolumen auftreffende Sonnenenergie etwas überhöht und zeigte ein qualitativ anderes Verhalten als der Versuchswert. Durch eine Kalibrierung des Wärmeübergangskoeffizienten im Fußbereich konnte aber schließlich eine sehr gute Korrelation zur Messung erreicht werden. Bild 6 zeigt die Ergebnisse der Lufttemperaturen im Fahrzeug bei der Simulation mit der V5-Methode im Vergleich zu den Messwerten.

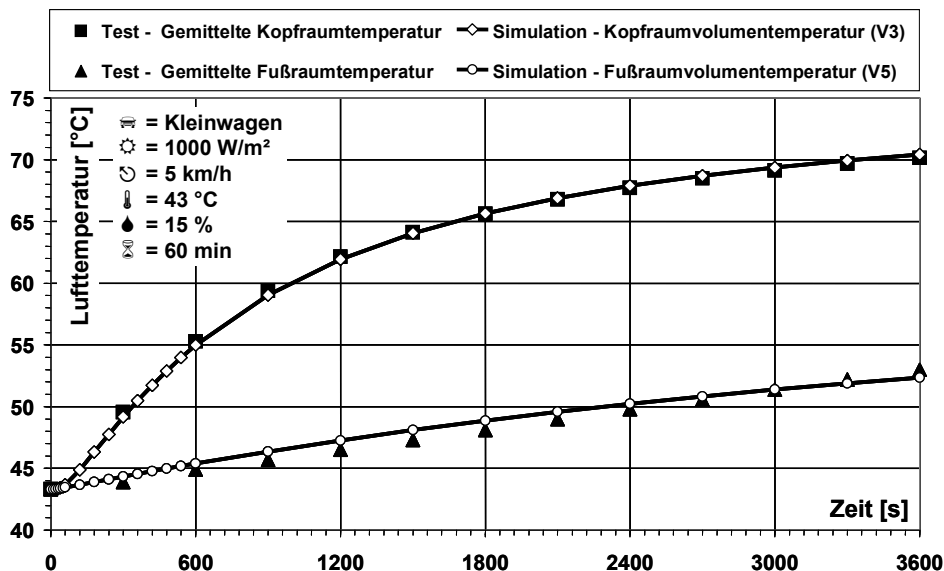


Bild 6: Diagramm Vergleich der Lufttemperaturen zwischen Versuch und Berechnung mit der V5-Methode

Die neue Methode ermöglichte eine Reproduktion der Versuchsergebnisse am Referenzmodell mit sehr geringen Abweichungen von maximal 1,7%. Der maximale absolute Temperaturunterschied im Kopfraum betrug 0,4 °C und im Fußraum 0,8 °C. Offensichtlich bestätigen sich die theoretischen Prinzipien des neuen Verfahrens aus Kapitel 3.1.

4. Validierung an diversen Fahrzeugtypen

Die endgültige Bestätigung und Gewissheit über die Funktionsfähigkeit der V5-Methode kann jedoch nur durch den Beweis der Reproduzierbarkeit des Verfahrens zum Beispiel an einem ähnlichen Modell erfolgen. Aus diesem Grund wurde ein weiteres Kleinwagenmodell eines anderen deutschen Fahrzeugherstellers (nachfolgend Hersteller B genannt) herangezogen und vollkommen analog modelliert sowie anschließend wieder mit den Messdaten verglichen.

Der Klimakammerlastfall des Herstellers B unterschied sich jedoch etwas in den Randbedingungen. Bei diesem Versuch wurde der Kleinwagen über die Zeitdauer von 1,5 Stunden der künstlichen Sonnenstrahlung von 1000 W/m² ausgesetzt und die Umgebungstemperatur war mit 38 °C um 5 °C im Vergleich zum Test des Herstellers A reduziert.

Da die V5-Methode unabhängig von den Randbedingungen anwendbar ist, sollten sich diese Teständerungen jedoch nicht im Ergebnis niederschlagen. In der Tat konnten die guten Simulationsergebnisse bereits im ersten Anlauf an diesem zweiten Modell wiederholt werden (s. *Bild 7*).

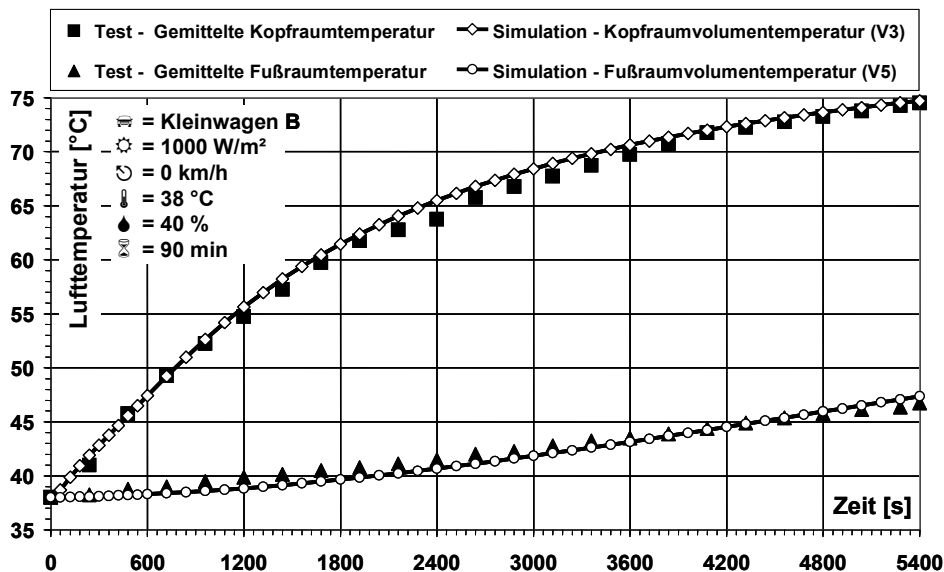


Bild 7: Diagramm Vergleich der Lufttemperaturen zwischen Versuch und Berechnung am Kleinwagenmodell des Herstellers B

Die Übereinstimmung der Berechnungsergebnisse mit den Messdaten ist auch für dieses geometrisch andere Fahrzeug verblüffend. Die maximalen Differenzen von 2,7% zwischen Versuch und Simulation liegen beim zweiten Modellbeispiel zwar etwas höher, sind aber in jedem Falle akzeptabel und reihen sich in den Bereich der Messunsicherheit ein.

Schließlich stellte sich noch die Frage nach der Übertragbarkeit der Methode auf komplett andere Fahrzeugtypen mit unterschiedlichen Dimensionen? Zur näheren Untersuchung dieser Fragestellung wurden zwei weitere Fahrzeugmodelle gesucht und in vollkommener Analogie zu den beiden ersten Modellen für die Berechnung aufgebaut. Ein kompaktes SUV des Herstellers A und eine Mittelklasse Limousine eines ausländischen Automobilherstellers (nachfolgend Hersteller C genannt). Zu beiden Fahrzeugen lagen auch wieder Messdaten aus originalen Klimakammerversuchen zum abschließenden Vergleich vor. Die Testbedingungen variierten erneut marginal. Waren aber insgesamt relativ ähnlich zum Test des Kleinwagens A. Die exakten Versuchsrandbedingungen können den jeweiligen Ergebnisdiagrammen entnommen werden.

Bild 8 und *Bild 9* zeigen abermals die Gegenüberstellung der Messdaten mit den Berechnungsergebnissen der V5-Methode für beide Fahrzeugtypen. Im Falle des SUV wird die ohnehin vergleichsweise geringe Kopfraumtemperatur gegen Ende der passiven Aufheizphase von der Simulation etwas überbestimmt (s. *Bild 8*). Ansonsten passen aber auch hier die Berechnungsergebnisse sehr gut zur Messung. Im Falle der Schräghecklimousine sind deutlichere Abweichungen der Lufttemperaturen im Vergleich zum Versuch aufgetreten (vgl. *Bild 9*). Jedoch weist die Messung in den ersten paar Minuten des Tests unerklärlich hohe Temperaturschwankungen auf, so

dass an dieser Stelle auch die Messung selbst, zumindest am Anfang, angezweifelt werden kann. Eventuell wurde bei Messbeginn die Fahrzeuggestüre kurzzeitig geöffnet. Dies hätte eine kurzfristige Durchmischung der Luft zur Folge gehabt, was den nahezu parallelen Anstieg der Fußraumtemperatur mit der Kopfraumtemperatur im Versuch zu Beginn erklären würde. Trotz allem kann man auch im Falle der Mittelklasselimousine bei einer maximalen Temperaturdifferenz zum Versuch von 3,5 °C noch von einer Bestätigung der V5-Methode sprechen.

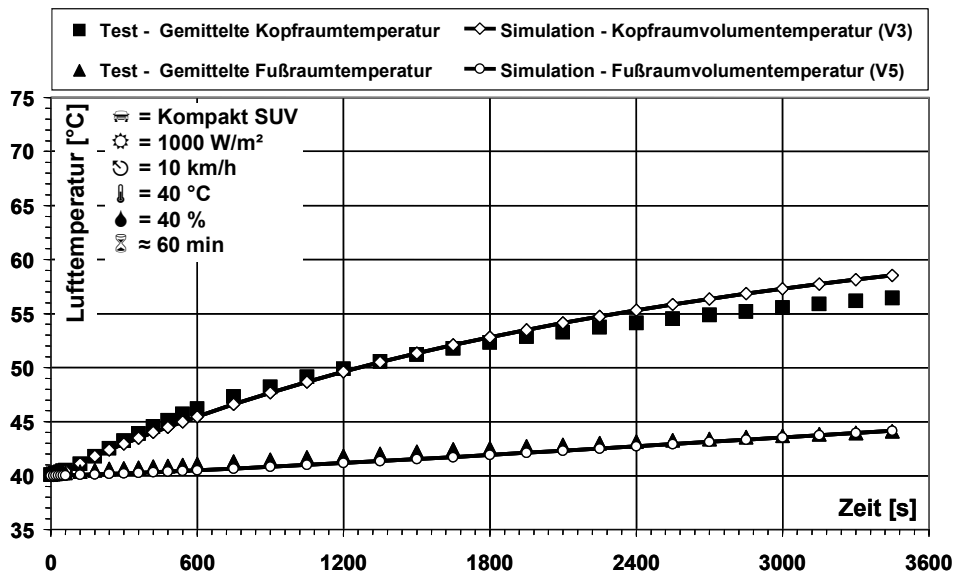


Bild 8: Diagramm Vergleich der Lufttemperaturen zwischen Versuch und Berechnung am Kompakt SUV des Herstellers A

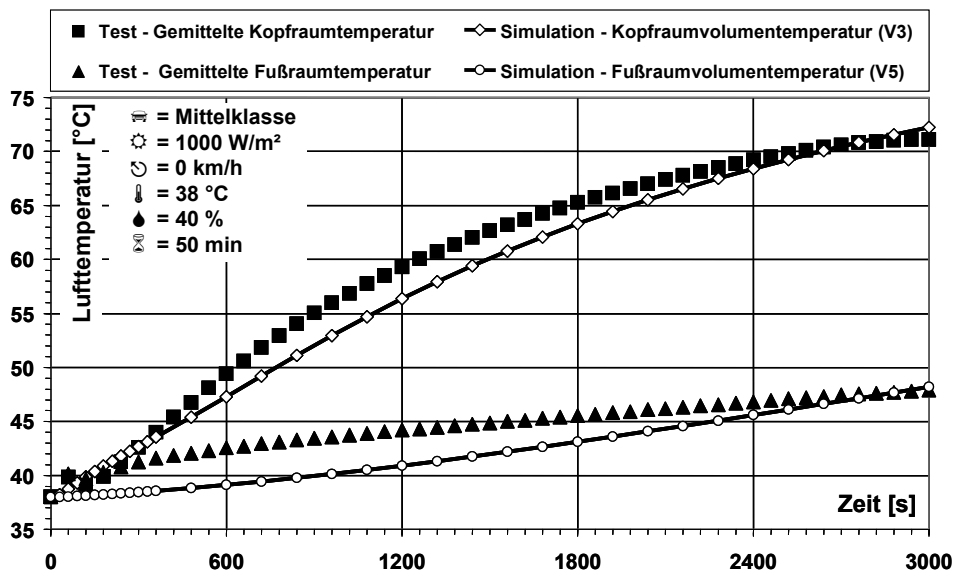


Bild 9: Diagramm Vergleich der Lufttemperaturen zwischen Versuch und Berechnung an der Mittelklasselimousine des Herstellers C

Durch die Anwendung der Methode an vier unterschiedlichen Fahrzeugmodellen mit guter Korrelation zu den vier verschiedenen Messungen, kann die V5-Methode als validiert angesehen werden. Die auftretenden Abweichungen zu den Messergebnissen sind in *Bild 10* in absoluten und relativen Zahlen für die vier Simulationsmodelle in einer Gesamtübersicht zusammengefasst. Die Fehler die durch die vereinfachten Annahmen bei der Bildung der V5-Methode bewusst in Kauf genommen wurden, sind durchwegs akzeptabel und für die überschlägige Vorauslegung der Kabine vollkommen ausreichend.

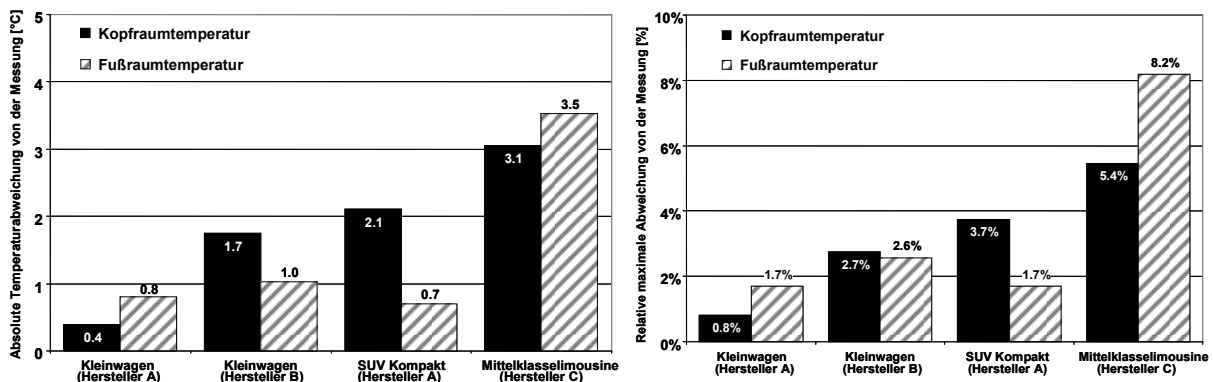


Bild 10: Gegenüberstellung der maximalen Abweichungen in der Lufttemperatur zwischen der Simulations- und Testreihe

Der ganze große Vorteil der Methode liegt – verglichen mit der voll gekoppelten CFD-Simulation – jedoch in der Rechenzeit, die sich nicht messbar von der Einvolumentmethode unterscheidet. Die genaue Angabe der Rechenzeit ist stets problematisch, da sie natürlich maßgeblich von der verwendeten Modellgröße und Hardware abhängt. Dennoch sollen an dieser Stelle typische Anhaltswerte gegeben werden, um die Schnelligkeit des Verfahrens herauszuheben. Für die in der Realität einstündige passive Aufheizung wurden bei den hier vorgestellten einfachen Beispielmotoren (mit bis zu 35.000 Elementen und 225.000 Freiheitsgraden) auf einem handelsüblichen PC Rechenzeiten von 3 bis 5 Minuten erreicht.

5. Zusammenfassung und Ausblick

Die neue V5-Methode zur Berechnung der Lufttemperaturen im Kopf- und Fußraum während der passiven Aufheizung des Fahrzeugs konnte eindrucksvoll an vier verschiedenen Fahrzeugmodellen unterschiedlichen Typs bestätigt werden. Sie ist einfach in der Handhabung, zuverlässig in ihrer Vorhersage und schnell in der Ausführung. Das Verfahren bietet sich damit idealerweise für energieoptimierende Parameterstudien an der Fahrzeugkabine in der Konzeptentwicklung während der Vorauslegungsphase an.

Zukünftig soll untersucht werden, ob die V5-Methode auch bei der Freibewitterungssimulation anwendbar ist und ob sie zur Bauteiltemperaturbestimmung ausreicht oder ob sie diesbezüglich noch verfeinert werden muss. Andererseits wird auch versucht die Methode noch stärker zu verallgemeinern und zu automatisieren, um sie ebenfalls auf ähnliche Simulationsbereiche mit freier Konvektionsströmung (wie z.B. im Motorraum bei „Engine-Off“-Simulation) übertragen zu können.

Literatur

- [1] Wagner S., Paulke S., Ellinger M.: Air Conditioning Cabin Simulation with Local Comfort Rating. Proceedings, 2nd European Workshop on Mobile Air Conditioning and Auxiliary Systems, ATA/CRF, Turin, 29-30 November 2007, www.ata.it
- [2] Schneider T., Ellinger M., Paulke S., Wagner S., Pastohr H.: Modernes Thermomanagement am Beispiel der Innenraumklimatisierung. Automobiltechnische Zeitschrift, Jahrgang 109, Vol. 2, S. 162 - 169, Vieweg Verlag, Wiesbaden, 2007, ISSN: 0001-2785-10810
- [3] Baehr H.-D., Stephan K.: Wärme- und Stoffübertragung. 3. Auflage, Springer Verlag, Berlin, 1998, ISBN: 3-540-64458-X
- [4] Wagner W.: Wärmeübertragung. 5. Auflage, Vogel Buchverlag, Würzburg, 1998, ISBN: 3-8023-1703-3
- [5] THESEUS-FE, Manuals v3.0, P+Z Engineering GmbH, 2009, www.theseus-fe.com