

# Simulation der Temperatur- und Geschwindigkeitsfelder in deckengekühlten Räumen

Als Einstieg in eine neuartige Problematik ist ein wesentlicher Aspekt dieses Beitrages [1; 2] darin zu sehen, eine Basis für weitere Untersuchungen zu schaffen sowie Möglichkeiten und Grenzen der Simulationsberechnung aufzuzeigen.

Die Berechnung der grundlegenden Gleichungen für die freie Konvektion ist aufgrund der Komplexität der betrachteten Problemstellung nur numerisch möglich; die Berechnungsmethode basiert auf dem Programmpaket FIDAP [3]. Mittels analytischer Lösungen wird die Validierung der Modellabbildung vorgenommen. Zur Beurteilung der Ergebnisse komplexerer Problemstellungen werden bekannte numerische Vergleichsberechnungen herangezogen.

Den Hauptteil des Beitrages stellt die Simulation eines Raumes dar unter Berücksichtigung einzelner oder mehrerer Komponenten wie Deckenkühlung, Quelllüftung, Wärmequelle, Bild 1. Die Ergebnisse werden unter kritischen Gesichtspunkten allgemein bewertet.

Dipl.-Ing. J. Bohle, Prof. Dr.-Ing. W. Kast, Dr.-Ing. H. Klan, TH Darmstadt, Thermische Verfahrenstechnik und Heizungstechnik

## Grundgleichungen der Kontinuumsmechanik

Unabhängig von bestimmten Materialeigenschaften wird die isotherme Strömung eines Kontinuums vollständig durch die Massen- und Impulsbilanz beschrieben. Über die Energiebilanz wird die Temperatur in die Beschreibungsgleichungen eingebunden, da die hier zu untersuchende Strömungsform „freie Konvektion“ durch Auftriebskräfte verursacht wird, die durch eine inhomogene Dichteverteilung im Kontinuum infolge von Temperaturunterschieden entstehen.

Der Schubspannungstensor wird durch den Schubspannungsansatz nach Stokes beschrieben, der Wärmestromdichtevektor durch den Wärmeleitungsansatz nach Fourier und die Dissipationsfunktion wie üblich.

Die Massenkraft wird durch eine Auftriebskraft ersetzt; die Grundgleichungen der freien Konvektion ergeben sich nach Einführung der Oberbeck-Boussinesq-Approximation.

Taylorreihenentwicklung der temperaturabhängigen Dichte um die Referenztemperatur und Verwendung des isobaren thermischen Ausdehnungskoeffizienten ziehen

die inkompressible Betrachtungsweise des Mediums nach sich; dies wiederum gestattet die Vereinfachung des Stokeschen Schubspannungstensors. Zusammen mit der Vernachlässigung der Energiedissipation infolge niedriger Geschwindigkeiten und den konstanten Stoffwerten für die Temperaturleitfähigkeit und kinematische Viskosität ergeben sich die Grundgleichungen für den Wärmeübergang bei laminarer freier Konvektion, Gln. 1 bis 3.

$$\nabla \cdot u = 0 \tag{1}$$

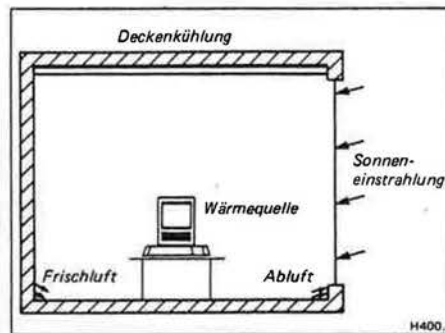


Bild 1: Deckengekühlter Raum

$$\frac{Du}{Dt} = -\frac{1}{\rho_0} \nabla p + \nu_0 \nabla^2 u - \beta_0 (T - T_0) g \tag{2}$$

$$\frac{DT}{Dt} = \alpha_0 \nabla^2 T \tag{3}$$

Die Dimensionsbefreiung ermöglicht Ähnlichkeitsbetrachtungen und läßt anhand dimensionsloser Kenngrößen die Schwierigkeit einer Problemstellung leichter abschätzen.

Sämtlichen Berechnungen der Arbeit liegt das Gleichungssystem in dimensionsloser Form zugrunde. Es ist nur für wenige Fälle analytisch geschlossen lösbar, weswegen ein numerisches Berechnungsverfahren heranzuziehen ist.

Die Berechnungsmethode der finiten Elemente, auf der das verwendete Programmpaket FIDAP (Fluid Dynamics Analysis Package) beruht, reduziert ein kontinuierliches Problem mit unendlich vielen Freiheitsgraden auf ein diskretes Problem mit endlichen (finiten) Freiheitsgraden. Dieser Übergang erfolgt durch Aufteilung des Kontinuums in geometrisch einfache Gebilde (z.B. Dreiecke, Vierecke in der Ebene), die Elemente. Es entsteht das sogenannte Finit-Element-Netz mit einer endlichen Anzahl von Knoten, an denen die Berechnung der gesuchten Größen erfolgt; innerhalb der Elemente werden die Größenverläufe durch einfache Interpolationsansätze angenähert.

Ein einzelnes Element besitzt durch die sogenannte „Elementformulierung“ den Informationsgehalt der das Problem beschreibenden Gleichungen. Diese Einbindung und die Erzeugung des Systems von Gleichungen leistet das Verfahren von Bubnow-Galerkin.

Mit den üblichen iterativen Lösungsverfahren und -techniken zur Lösung dieses nichtlinearen Gleichungssystems konnte keine Konvergenz erzielt werden.

Folgende, die Konvergenz der Verfahren erhöhende Techniken:

- Verwendung von Relaxationsparametern,
- Streamline Upwinding (künstliche Viskositätserhöhung im Reibungsterm) führen wegen der ausgeprägten Nichtlinearität des Gleichungssystems und der komplizier

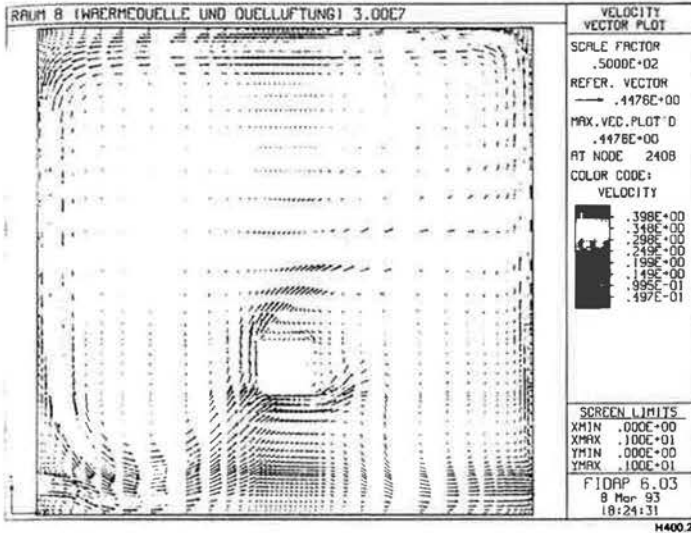


Bild 2: Geschwindigkeitsfeld

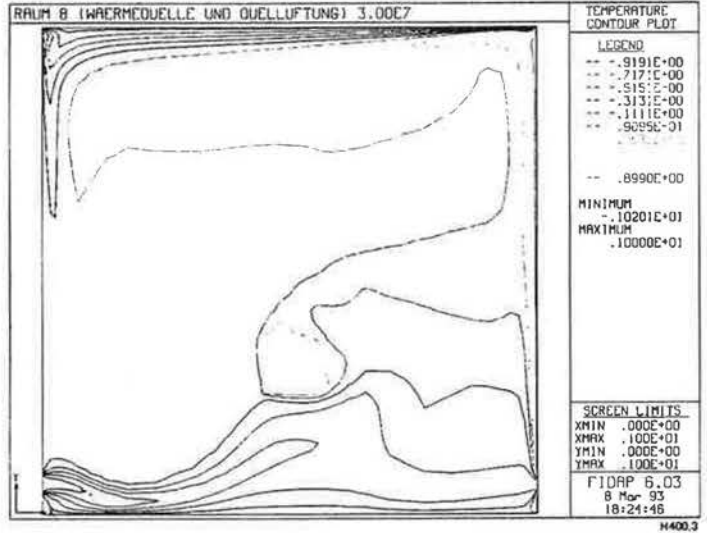


Bild 3: Temperaturfeld

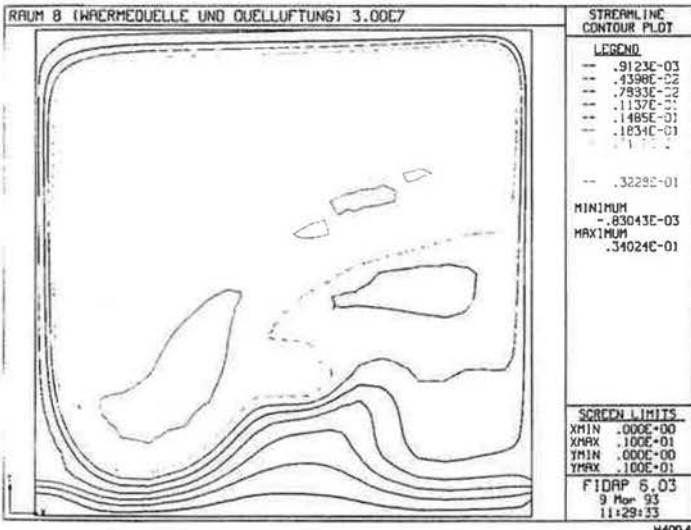


Bild 4: Stromlinienfeld

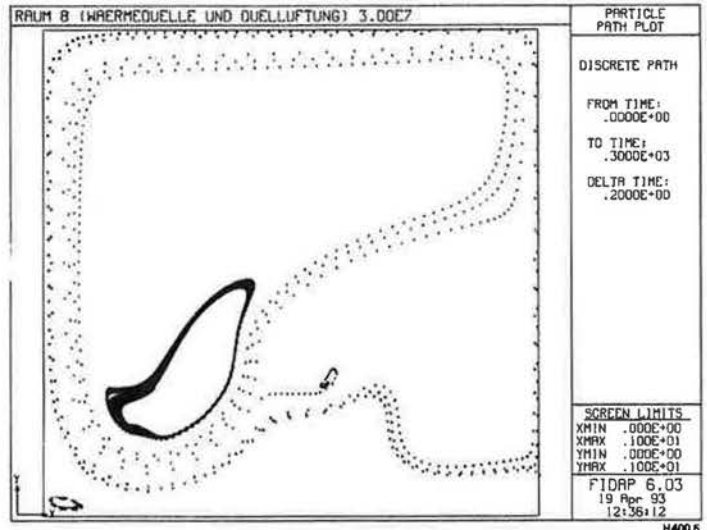


Bild 5: Partikelbahnfeld

ten Strömungsverhältnisse auch nicht zu Konvergenz, deshalb mußte das

● Lastinkrementierungsverfahren (Load-Step-Verfahren)

herangezogen werden, bei dem eine typische Größe des Strömungsproblems, die Rayleigh-Zahl, bestimmt wird und durch geeignete Wahl des Startvektors und Iteration erreicht werden muß. Theoretisch können bei Anwendung dieses Verfahrens beliebige Problemstellungen, also auch solche mit beliebig hohen Rayleigh-Zahlen berechnet werden, doch ist zu beachten, daß das Inkrement der Rayleigh-Zahl unsinnig klein und die Rechenzeit beliebig hoch werden können.

Testläufe (Validierung)

Es werden konvektive Strömungsprobleme behandelt, für die entweder eine analytische Lösung oder eine numerische Vergleichsrechnung vorliegt, um die Berechnungsgüte bei den komplexeren

Raumströmungen, die nur qualitativ – oder mit Messungen – zu beurteilen sind, besser einordnen zu können.

1. Freie Konvektion in einem einseitig beheizten Kanal.
2. Freie Konvektion in einem beheizten und gekühlten Kanal.
3. Freie Konvektion in einem quadratischen Behälter.
4. Freie Konvektion an einer senkrechten Fläche.

Bei den Vergleichen ergeben sich für die Nusselt-Zahlen Fehler gegenüber den bekannten Lösungen von weniger als 2%.

Simulationen und Ergebnisse

Gegenstand der Simulationsreihen ist der in Bild 1 dargestellte Raum. Bei sommerlichen Temperaturen wird der Raum durch eine Deckenkühlung klimatisiert. Kühle Luft geringer Strömungsgeschwindigkeit einer Quelllüftung sorgt für die nötige Frischluftzufuhr, ohne aber wesentlich zu der Zirkulation beizutragen. Ein Terminal

soll eine im Raum befindliche Wärmequelle darstellen.

Von Interesse sind die sich infolge dieser Vorgaben einstellenden Geschwindigkeits- und Temperaturfelder; weiterhin die von der Luft aufgenommenen und abgegebenen Wärmeströme sowie die über die Wände transportierten Wärmeströme. Für jedes betrachtete Problem gilt abhängig von den jeweiligen Temperaturrandbedingungen eine Rayleigh-Zahl, die im Verlauf iterativer Lösungen erreicht werden muß.

Während die Wärmestrahlung in den Modellrechnungen nach der Bruttomethode berücksichtigt wird, erfolgt die Berechnung nur für stationäre Problemstellungen; zeitliche Effekte wie z.B. Wärmespeicherung in Wänden wird nicht erfaßt.

Nachfolgend sind die betrachteten Problemstellungen der Simulationsrechnungen zusammengestellt:

1. Ungekühlter Raum.
2. Deckengekühlter Raum.
3. 1. + Wärmequelle (WQ).

4. 2. + Wärmequelle.
5. 3. + Quelllüftung (QL) (0,1 m/s).
6. 4. + Quelllüftung (0,1 m/s).
7. 3. + Quelllüftung (0,2 m/s).
8. 4. + Quelllüftung (0,2 m/s).

Die Skalenfaktoren für die folgenden Bilder sind:

*Bild 2*, Geschwindigkeitsfeld:  $1,0 = 0,71 \text{ m/s}$ .

*Bild 3*, Temperaturfeld:  $+1,0 = 30 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  $0,0 = 26 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  $-1,0 = 22 \text{ }^\circ\text{C}$ .

*Bild 4*, Stromlinienfeld, *Bild 5*, Partikelbahnfeld.

Der ungekühlte Raum stellt den Basisfall weiterer Berechnungen dar. Aus *Bild 1* ist der Aufbau des Raums, dessen Querschnitt wegen geringerer Elementanzahl und damit geringerem Berechnungsaufwand quadratisch gehalten wurde, ersichtlich.

Durch Sonneneinstrahlung erwärmt sich die Innenseite des Fensters auf  $30 \text{ }^\circ\text{C}$ . Direkte Sonneneinstrahlung ist nicht berücksichtigt. Boden, Decke und Innenwand besitzen infolge Wärmeaustauschs mit den angrenzenden Räumen eine Temperatur von  $26 \text{ }^\circ\text{C}$ . Die mittlere Temperaturdifferenz beträgt  $4 \text{ K}$ .

Der Raum wird durch eine Deckenkühlung thermostatisiert. Vereinfachend wird angenommen, daß sich infolge Kühlung eine gleichmäßige Deckenoberflächentemperatur von  $22 \text{ }^\circ\text{C}$  einstellt bei einer mittleren Temperaturdifferenz von  $6 \text{ K}$ .

In dem Raum befindet sich eine quadratische Wärmequelle konstanter Oberflächentemperatur  $T = 28 \text{ }^\circ\text{C}$  (z.B. ein Terminal).

Die Quelllüftung führt dem deckengekühlten Raum kühle Frischluft geringer Strömungsgeschwindigkeit zu. Die Temperatur der aus dem Kanal austretenden Luft beträgt  $T = 22 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Infolge der Erwärmung der Luft an dem Fenster findet bis etwa zur halben Raumhöhe eine Beschleunigung des Luftstroms statt. Aufgrund des Staupunktcharakters der Raumecken verringert sich dann aber die Strömungsgeschwindigkeit wieder. An der kühleren Decke nimmt die Temperatur der Luft ab, was zum einen durch die Aufweitung des Luftstroms, zum anderen durch die Spreizung der Isothermen verdeutlicht wird. An der linken Wand strömt die Luft auf den Boden zurück.

Die Deckenkühlung bewirkt eine Verstärkung der Strömungsbewegung, die sich sowohl in der beteiligten Luftmasse als auch in der auftretenden Maximalgeschwindigkeit bemerkbar macht; die Strömung erfaßt sämtliche wandnahen Bereiche mit einem geschlossenen Luftschlauch.

Ohne genaue Kenntnis über den Temperaturverlauf zu besitzen, verdeutlicht die Drängung der Isothermen den sich eingestellten Kühleffekt.

Der Einfluß der Wärmequelle auf das Strömungsbild ist deutlich erkennbar. Zu beobachten ist eine Kaminwirkung der WQ, die den an der linken Wand rückströmenden Luftstrom erfaßt, ihn an der WQ vorbei und dem an dem Fenster emporsteigenden Luftstrom beschleunigt zuführt. Ursache ist die nun größere Temperaturdifferenz zwischen WQ und Umgebung. Die Kühlwirkung der Raumluft verhindert aber gleichzeitig ein Zusammenfließen der angesaugten mit der an der Decke vorbeistreichenden Luft, so daß jene gekühlt nach rechts absinkt und dem an dem warmen Fenster emporsteigenden Luftstrom zuströmt. Diese und eine weitere am Boden von der linken Wand zum Fenster verlaufende Hauptströmung lassen sich gut verfolgen.

Die Deckenkühlung bewirkt neben der gewünschten Raumkühlung auch eine ausgeglichene Temperaturverteilung zwischen Boden und Decke.

Der anfangs kühle Luftstrom hat sich bis zum Erreichen des Fensters infolge seiner Erwärmung merklich aufgeweitet. Die sich im ungekühlten Raum einstellende Temperaturschichtung zwischen Boden und Decke verschwindet im gekühlten Raum fast vollständig.

Ein zusätzlicher Kühleffekt der vorrangig der Frischluftzufuhr dienenden QL ist auf einen kleinen Bereich über dem Boden begrenzt. Energetisch stellt sich eine Zweiteilung des quellgelüfteten Raums ein. Die Verteilung der zuströmenden Frischluft ist zu beobachten. Die wesentlichen Strömungsvorgänge vollziehen sich in den wandnahen Bereichen.

Es existiert in der Strömung eine weitere zur Hauptströmung gegenläufige Zirkulation, in deren Einflußbereich sich Verunreinigungen sammeln können.

Interessant sind die im Fall stationärer Strömung mit den Stromlinien, *Bild 4*, identischen Bahnkurven masseloser Teilchen, *Bild 5*. Mit der Kenntnis solcher Bahnkurven erhält man u.a. Aufschluß über die Raumbereiche, in denen sich Verunreinigungen ansammeln.

### Kritische Wertung

Wichtigstes Ergebnis dieser Untersuchung ist, daß es grundsätzlich möglich ist, Strömungen infolge freier Konvektion mit der Methode der finiten Elemente zu simulieren. Die Richtigkeit der Berechnungsergebnisse wurde in einer Reihe von analytisch lösbaren Fällen bestätigt.

Deutliche Grenzen sind den Berechnungen aber durch numerische Schwierigkeiten und den Rechenaufwand gesetzt.

Erstere erwachsen aus der Nichtlinearität der zugrundeliegenden Gleichungen und sind somit prinzipieller Natur. Bei hohen Rayleigh-Zahlen auftretenden Konvergenzschwierigkeiten durch Netzverfeinerungen

(LoadStep) zu begegnen, stößt rasch an die Grenze Rechenzeit.

Instationäre Betrachtungen, z.B. Energieeinsparungen infolge Speicherung, sind deshalb problematisch.

Eine Berechnung kann nur Ergebnisse im Rahmen der zugrundegelegten Theorie, getroffener Vereinfachungen und der Modellabbildung erbringen. Eine in dieser Untersuchung getroffene Vereinfachung ist die Annahme laminarer Strömung. Tatsächlich jedoch wird die Raumströmung turbulent sein, was sich vor allem in dem hier bewußt nicht dargestellten Wärmeaustausch niederschlägt.

Die Berechnung turbulenter Strömungen, z.B. mit dem im verwendeten Programmpaket FIDAP implementierten  $k-\epsilon$ -Modell, könnte somit Gegenstand weiterer Untersuchungen sein.

Mit FIDAP lassen sich Strömungen simulieren, deren Ursache neben Temperatur- auch Konzentrationsunterschiede sind. Damit könnten Untersuchungen, die Schadstoffquellen o.ä. in Räumen simulieren, zu einer eigenständigen Thematik erhoben werden. [H 400]

### Literaturangaben

- [1] *Loehr, M.*: Diplomarbeit, unveröffentlicht, TH Darmstadt, Thermische Verfahrenstechnik und Heizungstechnik, 1992.
- [2] *Puranasamridhi, M.*: Studienarbeit, unveröffentlicht, TH Darmstadt, Thermische Verfahrenstechnik und Heizungstechnik, 1993.
- [3] FIDAP Manuals: Rev. 5.0, Jan. 1990, Evanston, Illinois (USA).

— Anzeige —

**25** JAHRE  
**Staeefa Control System**  
 STAEFA DEUTSCHLAND

Wir danken  
 für Ihr  
 Vertrauen.