

# Strahlplattenleistung unter realen Einsatzbedingungen

Simulation der Luftströmung um Strahlplatten in Prüfräumen und Hallen



Die Arbeit an der Prüfnorm für Strahlplatten (DIN V 4706) hat eine Reihe von Forschungsarbeiten initiiert. Das in Teil 1 festgelegte Verfahren ermöglicht die

objektive und reproduzierbare Ermittlung von Leistungswerten, die als Kennlinie in Abhängigkeit der mittleren Übertemperatur des Heizwassers über der Raumbezugstemperatur dargestellt wird. Problematisch ist die Umrechnung dieser Kennlinie auf die realen Einsatzbedingungen in Großräumen. In [1, 2] sind alle relevanten Einflüsse untersucht worden. Eine Detaillierung der konvektiven Wärmeübergangsverhältnisse an der Strahlplatte stand bisher noch aus. Sie wird nunmehr mit den Mitteln der Strömungssimulation nachgeholt.

Dr.-Ing. habil. **Bernd Glück** und  
Dr.-Ing. **Blazej Ochocinski**, Hamburg

## Stand der analytischen Arbeiten

In [1] werden nachfolgende *Einflußgrößen* untersucht.

### Mittlere Übertemperatur

Die Leistungskennlinie kann durch die übliche Potenzfunktion

$$\dot{Q} = C \vartheta^n \quad (1)$$

– im Prüfbereich von  $\vartheta = t_W - t_i = (30 \text{ bis } 70) \text{ K}$  mit einem mittleren, konstanten Exponenten ( $n = \bar{n} = \text{const}$ ) – beschrieben werden. Bei höheren Übertemperaturen ist  $n$  nach [1, Gl. (2)] eine Funktion der Übertemperatur.

### Raumgeometrie, Aufhängenhöhe der Strahlplatten, Luftwechsel als Bilanzgröße

Die genannten Einflußgrößen bewirken Leistungsunterschiede der Strahlplatten von  $\pm 1,5\%$  bei gleicher Übertemperatur  $\vartheta = t_W - t_i$ . Bildet man die Übertemperatur nicht mit der Raumtemperatur  $t_i$ , sondern mit der wärmetechnischen Bezugstemperatur  $t_{WT}$ , so reduzieren sich die Leistungsunterschiede auf  $0,5\%$ .

### Temperaturniveau

Ein unterschiedlich hohes Temperaturniveau beeinflusst die Strahlungswärmeabgabe beträchtlich. Bezogen auf die Gesamtleistung, sind bei  $5 \text{ K}$  höherer Strahlplattenoberflächen- und Bezugstemperatur etwa  $2,9\%$  Leistungsanstieg zu erwarten. Der genaue Zusammenhang wird durch [1, Gl. (5)] beschrieben.

### Luftbewegung

Simulationen wurden für eine stark vereinfachte Geometrie des Raumquerschnittes zweidimensional durchgeführt (vgl. [1, 6, 7]). Im Ergebnis fand man bei Einbau der Strahlplatten im Großraum etwa die vierfache Luftgeschwindigkeit in Plattennähe gegenüber den Verhältnissen im Prüfraum. Daraus wurde eine Verdoppelung des konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten prognostiziert, woraus wiederum eine Leistungserhöhung von  $19\%$  resultierte.

### Dämmdicke

Die Schichtdicke der aufliegenden Dämmung beeinflusst die Leistung in Abhängigkeit der übrigen Konstruktionsparameter und der Temperaturverhältnisse. Eine Übersichtsbeziehung nach [1, Gl. (12)] korrigiert die Strahlplattenleistung pauschal.

## Stand der meßtechnischen – analytischen Arbeiten

In [2] wurde ein auf Messungen an einer Spezialstrahlplatte beruhender Weg beschritten. Die Messungen erfaßten außer der Leistung und der mittleren Oberflächentemperatur des Prüflings auch die Bedingungen des Prüfraumes (Oberflächen- und Lufttemperaturen) exakt. Weiterhin wurde die Strahlplatte wärmetechnisch genau modelliert und ein zugehöriges Rechenprogramm aufgestellt. Damit konnten nachfolgende Sachverhalte geklärt werden:

### Strahlungsanteil

Er ist stark von der Strahlplattenbreite abhängig [2, Gl. (5)].

### Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient

Nach [2, Gl. (6)] ist  $\alpha_K$  eine Funktion der Strahlplattenbreite  $b$  in mm und der Übertemperatur  $(t_s - t_i)$  in K:

$$\alpha_K = 24,2 b^{-0,525} (t_s - t_i)^{0,25} \text{ in W/(m}^2 \text{ K)} \quad (2)$$

### Mittlere Strahlplattentemperatur

Mit Kenntnis des Strahlungsanteils und der Umfangstemperatur des Prüfraumes ist die Strahlplattentemperatur  $t_s$  berechenbar [2, Gl. (7)].

Auf Grundlage vorgenannter Zusammenhänge sind modellgemäß die Anteile

- Strahlungswärmestrom der ungedämmten Strahlplattenfläche
- Konvektionswärmestrom der ungedämmten Strahlplattenfläche
- Strahlungs- und Konvektionswärmestrom der gedämmten Strahlplattenfläche

berechenbar. Diese Teilwärmeströme werden anschließend so korrigiert, daß die Summe der Teilwärmeströme der gemessenen Leistung entspricht. Abschließend wird ein *Wärmetransportkoeffizient*  $\kappa$ , der vom Heizwasser im Rohr bis zur Strahlplattenunterseite definiert ist, bestimmt [2, Gl. (16)].

Das relativ genaue Modell der Strahlplatte und die Verifizierung an den Daten der Prüfstandsmessung ermöglichen eine *Leistungsberechnung für reale Einsatzbedingungen*. Letztere werden nachfolgend postuliert.



### Wärmetechnische Bezugstemperatur

Es wird Gleichheit von Luft- und Umfassungstemperatur angenommen und als wärmetechnische Bezugstemperatur  $t_{WB}$  definiert.

### Konvektionskorrektur

Der Faktor  $f_a$  soll den konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten an der Strahlplattenunterseite im realen Einsatzfall – bezogen auf die Prüfsituation – korrigieren.

### Dämmung

Die reale Dämmdicke und die zugehörige Wärmeleitfähigkeit finden im Modell Berücksichtigung.

## Fazit der bisherigen Untersuchungen

Das meßtechnisch – analytische Verfahren beinhaltet alle auf die Strahlplatte bezogenen Erkenntnisse des analytischen Verfahrens, teilweise bedeutend verbessert. Problematisch bleibt jedoch die *konvektive Wärmeübertragung im realen Einzelfall*. Während bei der ersten Betrachtung eine pauschale Leistungskorrektur vorgenommen wurde, ist in der zweiten Stufe die Verbesserung von  $\alpha_K$  als Vielfaches ( $\alpha_K f_a$ ) zu benennen. Damit rückte man näher an die Ursachen der Leistungserhöhung im Realfall heran. Die absolute Größe von  $f_a$  ist dennoch unbekannt. Zu ihrer Ermittlung soll die im weiteren beschriebene *Raumströmungssimulation* dienen.

Die *Leistungsbewertung* von der *wärmetechnischen Bezugstemperatur* zu *differenzierten Luft- und Umfassungstemperaturen* war bereits Inhalt der ersten Analyse [1] bezüglich Raumgeometrie, Aufhängenhöhe etc. Die Anwendung ist in [2] unter den *Planungsgrundsätzen* ausführlich dargestellt.

## Wärmetechnische Randbedingungen zur Strömungssimulation

Um die Simulation der Luftbewegung im Raum durchführen zu können, müssen alle Temperaturen oder Wärmeströme der Oberflächen, die mit der Luft in Berührung stehen, bekannt sein. Um diese Werte bereitzustellen, wurde ein *energetisches, heizsystemabhängiges Raummodell* nach [3] verwendet. Es besitzt nachfolgende Eigenschaften:

- Annahme stationärer Wärmetransportvorgänge;
- Unterteilung der Umfassungen in drei Wandabschnitte, Decke und Boden mit wärmetechnischer Ankopplung an die Atmosphäre bzw. an das Erdreich;
- Vertikales Lufttemperaturprofil mit konstantem Gradienten;
- Heizplatten in einer Ebene, deren Höhe beliebig wählbar ist, gleichmäßig verteilt angeordnet;
- Vorgabe der Strahlplatten-Oberflächentemperaturen;
- Vorgabe des Außenluftwechsels und der Art, wie die infiltrierte Luft aufgewärmt wird;
- Berechnung des Strahlungsaustausches nach der Methode des umschlossenen Raumes;
- Berechnung des konvektiven Wärmeaustausches mit den Temperaturdifferenzen (Oberflächentemperatur und höhenabhängiger Lufttemperatur) sowie mit Wärmeübergangskoeffizienten, die sich aus Potenzfunktionen der Temperaturdifferenzen und lageabhängigen Faktoren ergeben;
- Ermittlung der Empfindungstemperatur für einen Referenzpunkt in Raummitte, 1 m über Fußboden;
- Iterative Anpassung der Empfindungstemperatur an die gewünschte Raumtemperatur durch Variation des Strahlplattenbelegungsgrades bezogen auf die Grundrißfläche.

Im Ergebnis erhält man:

- Oberflächentemperaturen sowie spezifische Wärmeströme infolge Strahlung bzw. Konvektion für alle Bauteile;

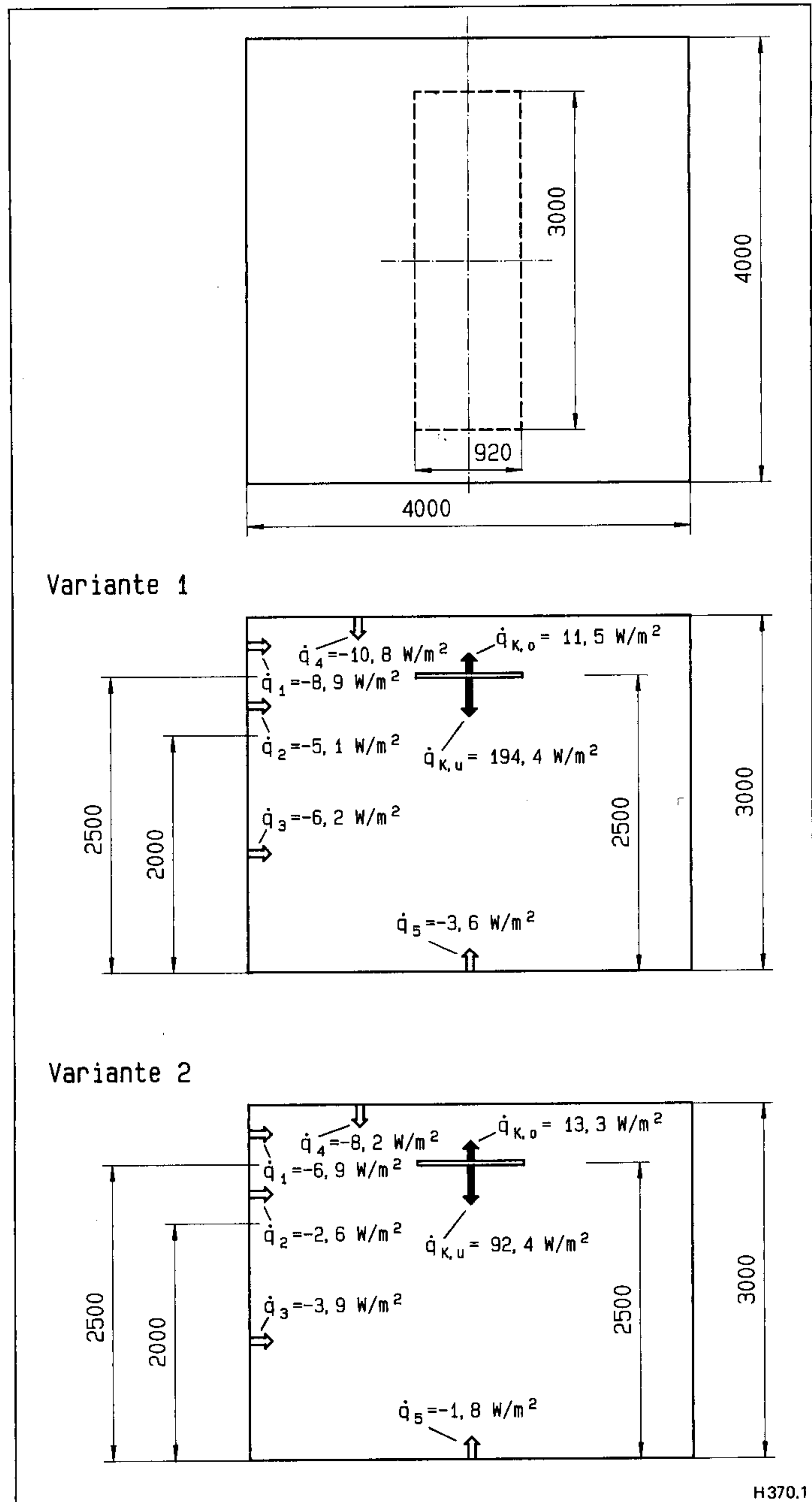


Bild 1: Grundriß und Querschnitt des Prüfraumes mit Strahlplatte und Angabe der konvektiven Wärmestromdichten

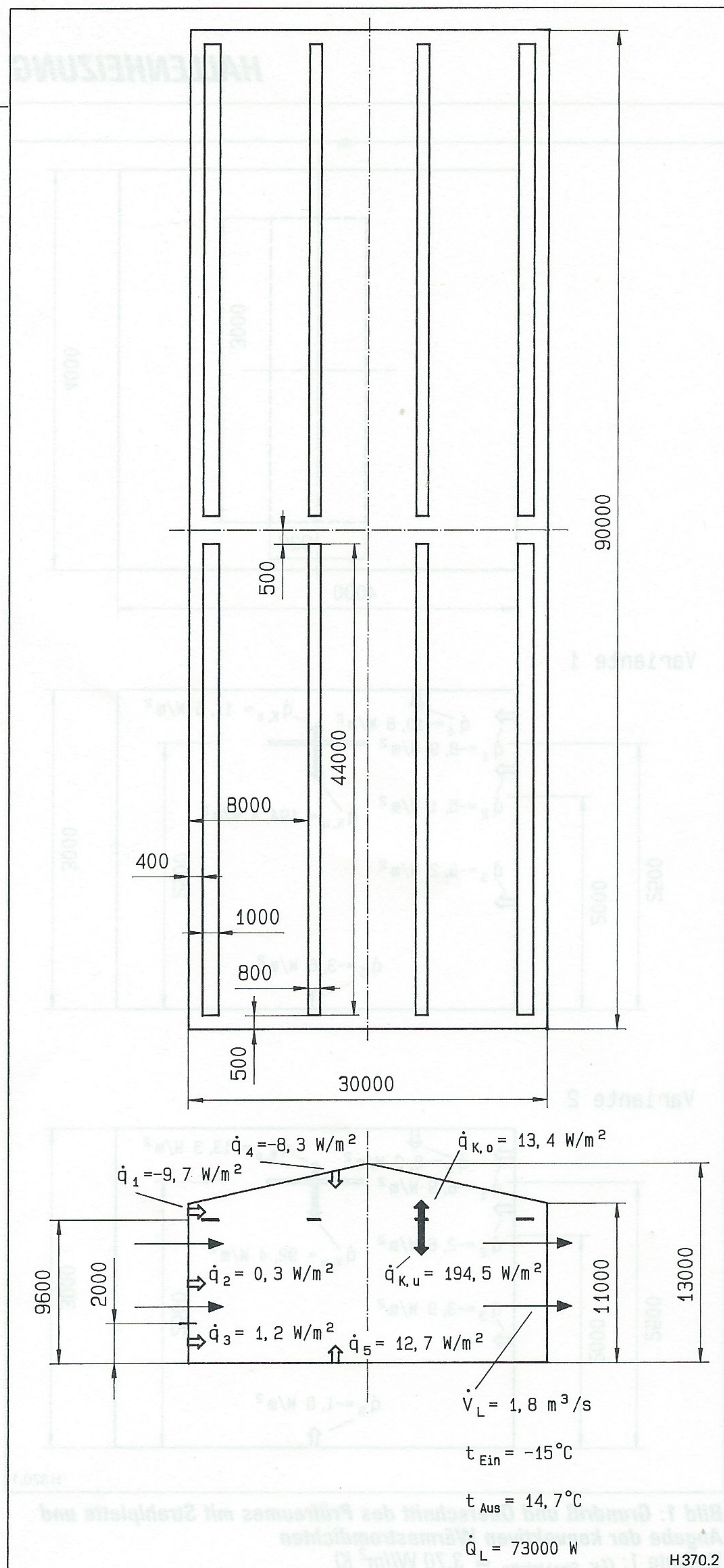
Variante 1:  $\alpha_{K, \text{Strahlplatte}} = 3,70 \text{ W/(m}^2 \text{ K)}$

Variante 2:  $\alpha_{K, \text{Strahlplatte}} = 1,73 \text{ W/(m}^2 \text{ K)}$

- Luft- und Strahlungstemperatur bezogen auf den Referenzpunkt;
- Strahlungsanteil des Heizsystems;
- Energetische Kennzahl (systemabhängiger Energieaufwand bezogen auf die Normheizlast).

Die große Genauigkeit des Modells bezüglich des Strahlungsaustausches ist bei der konvektiven Wärmeübertragung nicht erreichbar. Eigentlich müßte dieses energetische Raummodell mit dem *Modell zur Strömungssimulation* verknüpft werden. Die im ersten Fall angenommenen konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten wären den Ergebnissen der Strömungssimulation gegenüberzustellen, gegebenenfalls zu verbessern und die Berechnungen im iterativen Verbund beider Programme fortzuführen. Die großen Rechenzeiten bei der Strömungssimulation – vor allem bei rein thermisch verursachten Auftriebsströmungen – gestatten diese Verfahrensweise leider noch nicht. Durch gezielte Variantenrechnungen sind aber bereits beachtliche Übereinstimmungen erzielt worden.





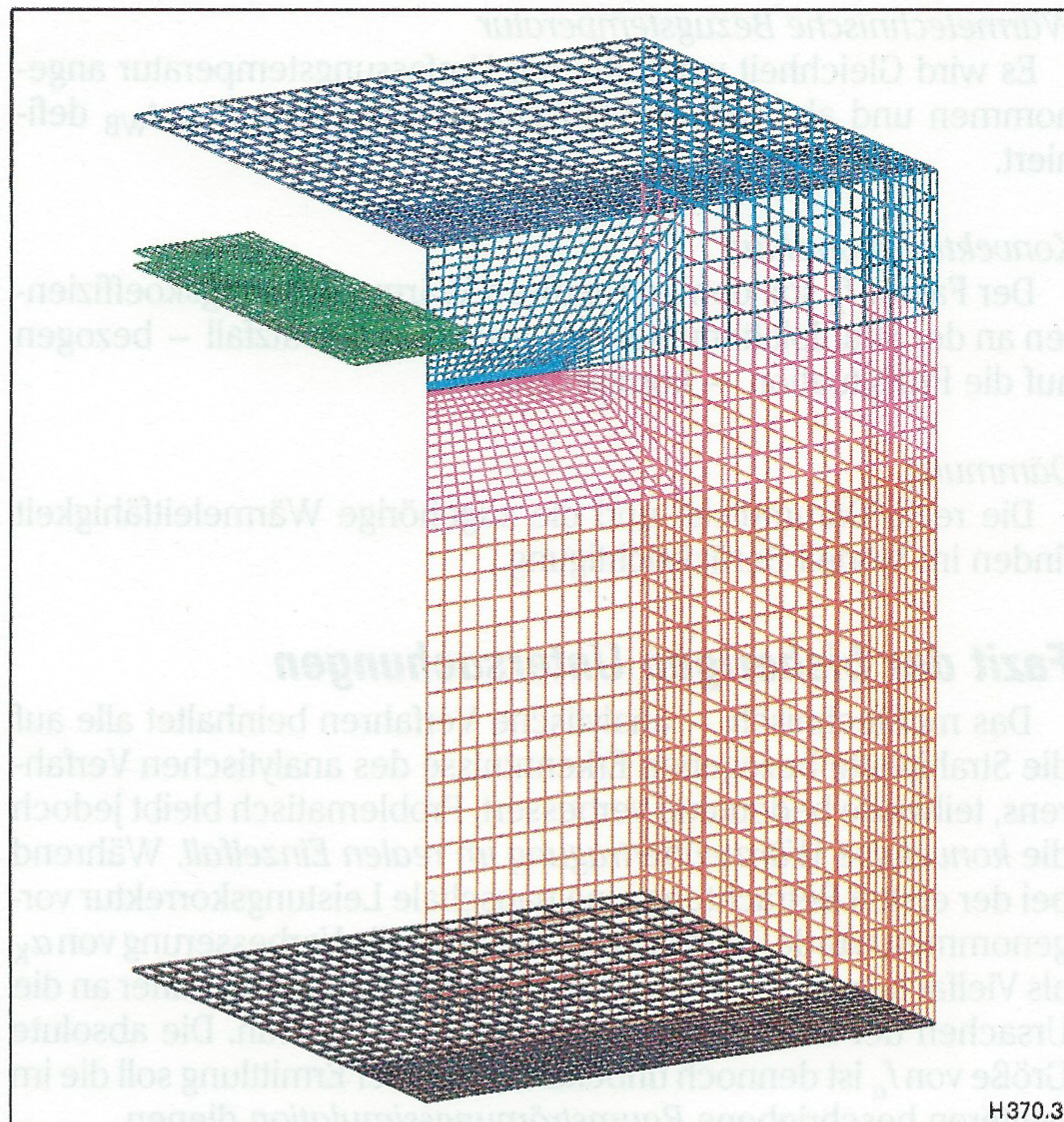
**Bild 2: Grundriß und Querschnitt einer Halle mit Strahlplattenbändern und Angabe der konvektiven Wärmestromdichten bei  $\alpha_K$ . Strahlplatte =  $3,70 \text{ W/Cm}^2 \text{ K}$**

## Modellobjekte

Es werden die in [1] bereits vorgestellten Objekte

- Prüfraum nach DIN V 4706 Teil 1 mit einer Strahlplatte ohne Luftinfiltration
- Halle mit vier Strahlplattenbändern und 0,2fachem Außenluftwechsel pro Stunde durch Fugenlüftung

untersucht. Die geometrischen Abmessungen sowie die mit dem energetischen Raummodell bestimmten konvektiven Wärmestromdichten (für die Strömungssimulation interessieren nur diese Werte!) sind in den Bildern 1 und 2 zusammengestellt. Die mittlere Strahlplattentemperatur auf der ungedämmten Unterseite beträgt stets  $t_s = 68^\circ\text{C}$ , die Raumtemperatur am Referenzpunkt liegt mit  $t_r$



**Bild 3: Berechnungsgitter für die dreidimensionale Simulation der Raumluftströmung im Prüfraum – ein Viertelraum mit 30 500 Kontrollvolumina und zwei Symmetrieebenen**

=  $15^\circ\text{C}$  fest, und die infiltrierte Außenluft hat eine Temperatur von  $t_a = -15^\circ\text{C}$ . Der konvektive Wärmeübergangskoeffizient nach unten wurde nach der Beziehung  $\alpha_K = 1,04 \Delta t^{0,32} \text{ W/(m}^2 \text{ K)}$  berechnet. Er entspricht im betrachteten Temperaturbereich näherungsweise dem bekannten Kollmar-Ansatz  $\alpha_K = 1,28 \Delta t^{0,25} \text{ W/(m}^2 \text{ K)}$  für Deckenstreifen. Da im Prüfraum kaum eine Luftbewegung auftritt, wurde die energetische Simulation für  $\alpha_K = 0,64 \Delta t^{0,25} \text{ W/(m}^2 \text{ K)}$  wiederholt. Dieser Ansatz entspricht näherungsweise dem zwischenzeitlich meßtechnisch-analytisch bestätigten Wert nach Gl. (2), woraus ein Faktor 0,67 folgen würde. Die wärmetechnischen Randbedingungen sind ebenfalls im Bild 1, Variante 2 veranschaulicht. Für die relevanten  $\alpha_K$ -Werte gelten zusammenfassend:

|          |             |                                                   |
|----------|-------------|---------------------------------------------------|
| Prüfraum | 1. Variante | $\alpha_K = 3,70 \text{ W/(m}^2 \text{ K)}$       |
|          | 2. Variante | $\alpha_K = 1,73 \text{ W/(m}^2 \text{ K)}$ [47%] |
| Halle    |             | $\alpha_K = 3,70 \text{ W/(m}^2 \text{ K)}$ .     |

Diese drei Objekte werden im weiteren mit Hilfe der Strömungssimulation untersucht.

## Raumströmungssimulation

Für die Generierung der strömungsmechanischen Berechnungsmodelle der drei Modellobjekte, die Durchführung numerischer Simulationen der Raumluftströmung sowie für die nachfolgende Visualisierung und Auswertung der Simulationsergebnisse wird das Strömungssimulationsprogramm FLOW3D mit den zugehörigen Pre- und Postprozessoren SOPHIA und JASPER eingesetzt. Die Struktur des Programmsystems sowie die theoretischen Grundlagen und die numerischen Algorithmen sind in [4] und [5] detailliert beschrieben. Zahlreiche Validierungsrechnungen haben die Einsetzbarkeit von FLOW3D für die Lösung raumlufttechnischer Aufgaben bestätigt [6, 7, 8].

Das Verhalten der Raumluftströmung wird im dreidimensionalen kartesischen Raum durch ein System von gekoppelten partiellen Differentialgleichungen für Kontinuität (Massenerhaltung), Luftbewegung (Impulserhaltung) und Enthalpie (Wärmetransport) beschrieben. Die Erhöhung der molekularen Luftviskosität  $\mu$  um



eine turbulente Wirbelviskosität  $\mu_t$  wird mit Hilfe des  $k-\varepsilon$ -Turbulenzmodells erfaßt. Die thermische Auftriebskraft wird nach dem *Boussinesq*-Ansatz berechnet. Die Druckkorrektur erfolgt nach dem Simplex-Verfahren von *van Doormaal* und *Raithby* [9].

Das nichtlineare System der Erhaltungsgleichungen wird numerisch nach der Finite-Volumen-Methode bilanziert. Dazu muß das physikalische Lösungsgebiet (Luftvolumen im Modellraum) ausreichend fein in kleine Kontrollvolumina unterteilt werden, über die die partiellen Differentialgleichungen integriert werden. Die Bilanzgleichungen in Integralform gewährleisten eine konservative Diskretisierung des zu lösenden Randwertproblems. Die Differentialquotienten werden mit Hilfe von Differenzenschemata zweiter und höherer Ordnung approximiert.

Das algebraische System der diskretisierten Erhaltungsgleichungen wird iterativ auf eine entkoppelte Weise gelöst. Die notwendige Kopplung zwischen den Differenzengleichungssystemen der einzelnen Strömungsvariablen erfolgt lediglich durch innere und äußere Iterationen. Aus diesem Grunde müssen Unterrelaxationsverfahren eingesetzt werden, um die Stabilität der Simulation zu gewährleisten. Die Iterationen werden beendet, wenn die Erfüllung aller relevanten Bilanzgleichungen für den betrachteten Raum innerhalb vorgegebener Genauigkeitsschranken erreicht wird und ein vollkommen ausgebildeter Strömungszustand herrscht.

Das Programm FLOW3D benutzt eine nicht gestaffelte Variablenanordnung. Dies bedeutet, daß alle Variablen in den Mittelpunkt der Kontrollvolumina definiert und auf diesem diskretisierungsbedingten natürlichen Raster berechnet werden. Da die Abschätzung des konvektiven Wärmeübergangs eine genaue Kenntnis der Luftgeschwindigkeitsverteilungen an den Strahlplatten erfordert, wird das Lösungsgebiet in der Strahlplattennähe besonders fein in Kontrollvolumina unterteilt. Im übrigen Raumbe-

reich werden gröbere Netze verwendet, die eine ausreichend genaue Auflösung globaler Strömungsstrukturen ermöglichen, ohne daß eine auf eine allzu grobe Unterteilung zurückzuführende Gefahr numerischer Ungenauigkeiten bzw. Instabilität der Simulationsrechnung besteht.

In allen drei Fällen handelt es sich um auftriebsdominante Konvektionsströmungen, die besonders hohe Anforderungen sowohl an die numerischen Simulationsverfahren als auch an den Programm benutzer stellen. Die Berechnungsmodelle umfassen bis zu 30 500 Kontrollvolumina. Die numerischen Berechnungen wurden auf einer Sun-SPARCstation 2 mit 64 MB RAM durchgeführt. Die erzielten Ergebnisse werden in den nachfolgenden Abschnitten erörtert.

### Luftströmung im Strahlplatten-Prüfraum

Für die zwei Varianten der wärmetechnischen Randbedingungen wird eine stationäre dreidimensionale konvektive Raumluftströmung im Prüfraum simuliert. Von besonderem Interesse ist hierbei die Verteilung der Luftgeschwindigkeit unter der Strahlplatte zwecks Abschätzung der Konvektionswärmeabgabe im Prüfraum. Die strömungsmechanischen Prüfbedingungen sollen ferner mit den simulierten Betriebsbedingungen in der strahlplattenbeheizten Werkhalle verglichen werden.

Aus Bild 1 ist ersichtlich, daß der Prüfraum sowohl geometrisch als auch physikalisch ein doppelt symmetrisches thermofluidodynamisches System bildet. Aus diesem Grunde kann bei der dreidimensionalen Strömungssimulation lediglich ein Viertelraum betrachtet werden. Das mit dem interaktiven Preprozessor SOPHIA [4] generierte, blockweise strukturierte Berechnungsgitter ist in Bild 3 dargestellt. Der Viertelraum wird in 30 500 – zum Teil nicht

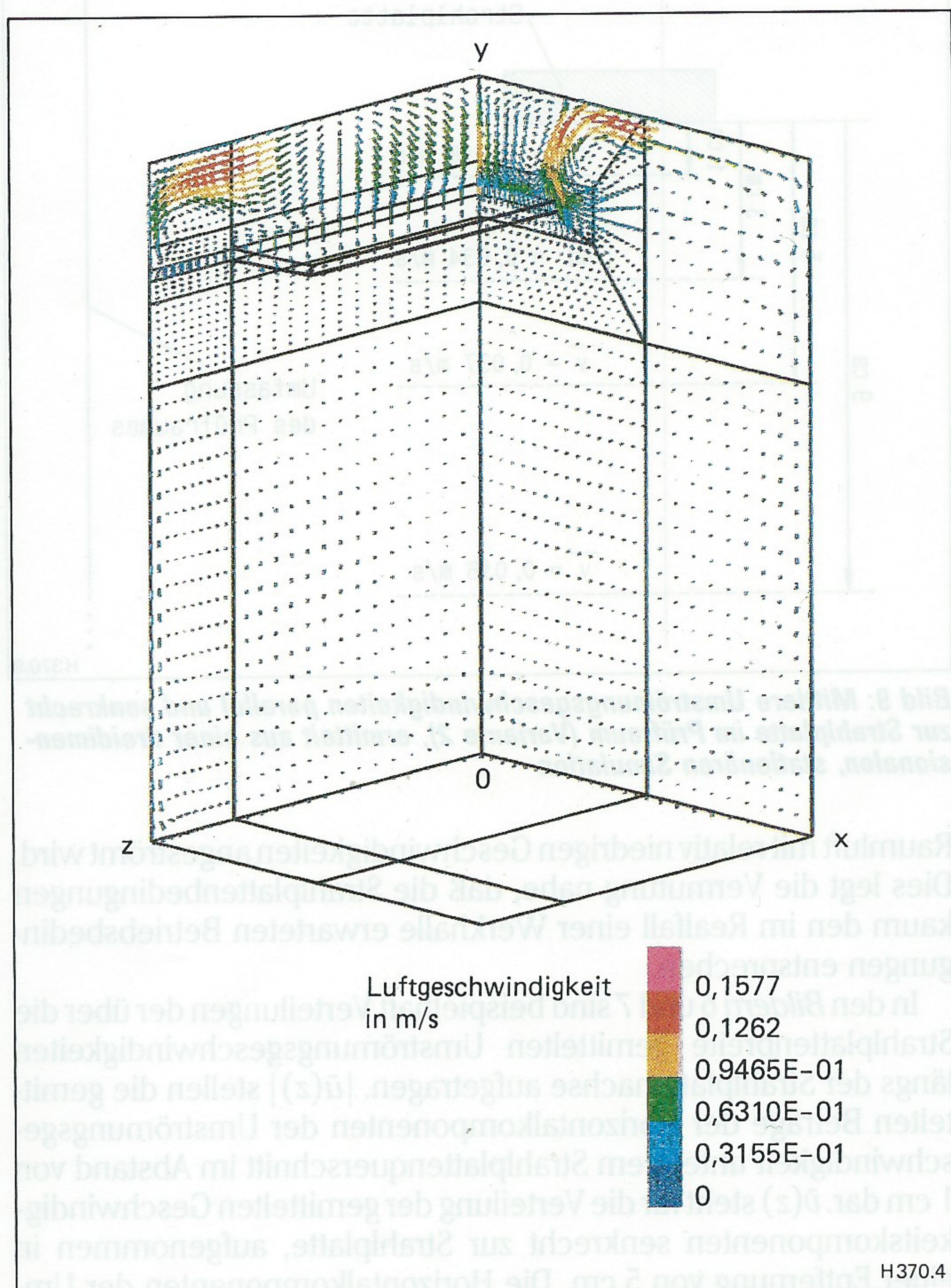


Bild 4: Luftgeschwindigkeiten im Prüfraum an den Schnittebenen  $x = 0$  m und  $z = 0$  m (Variante 1)

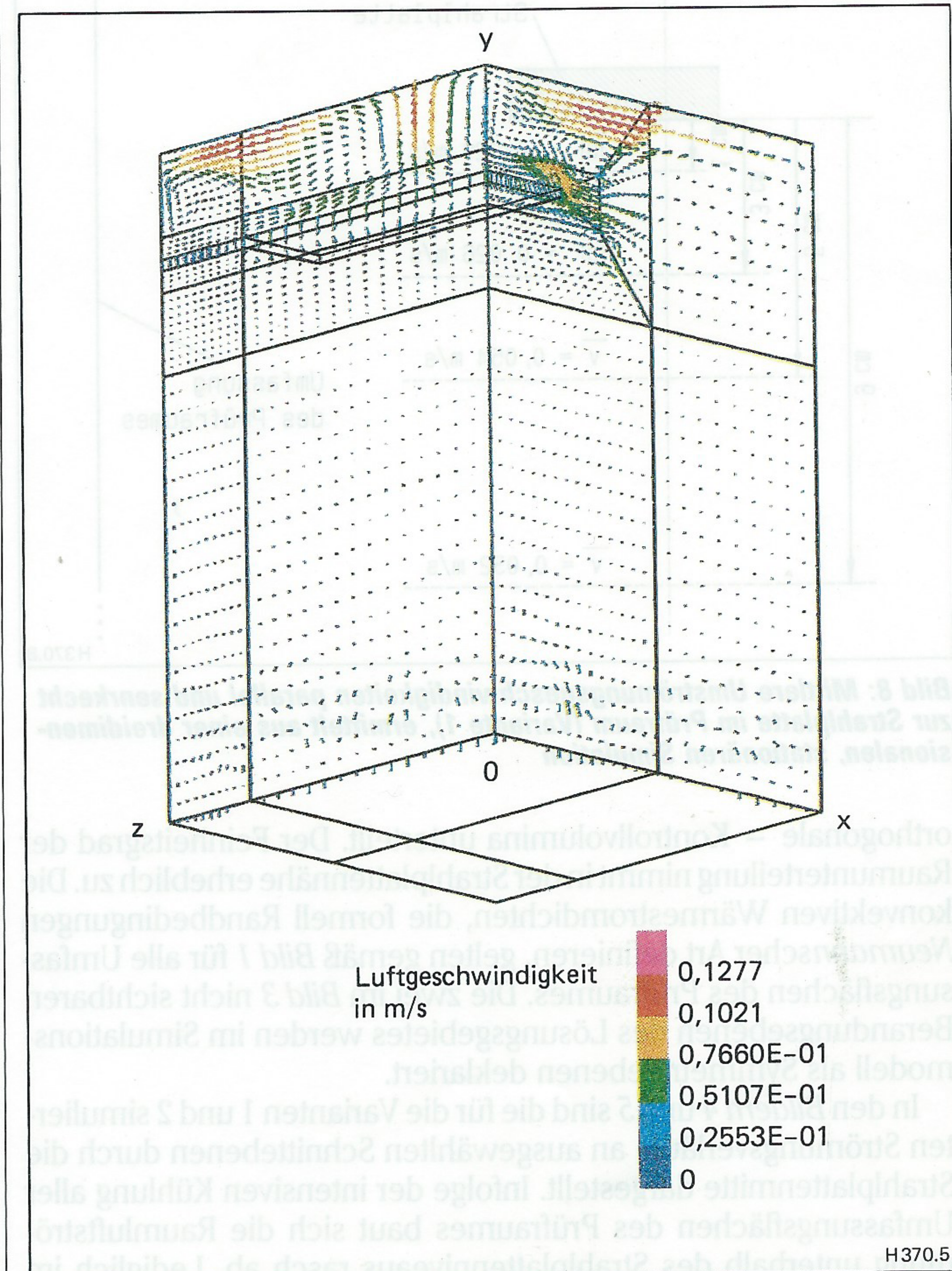
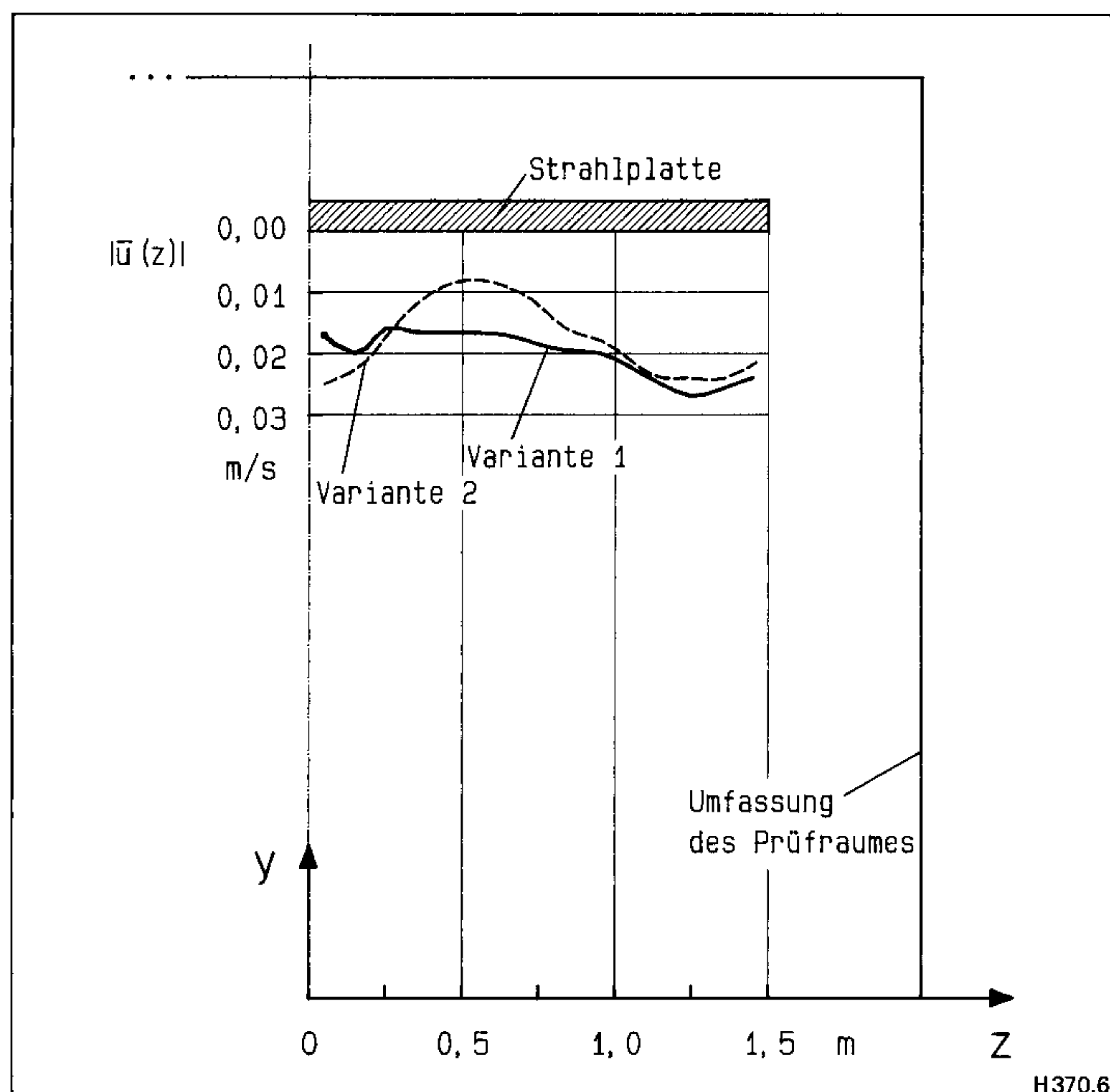
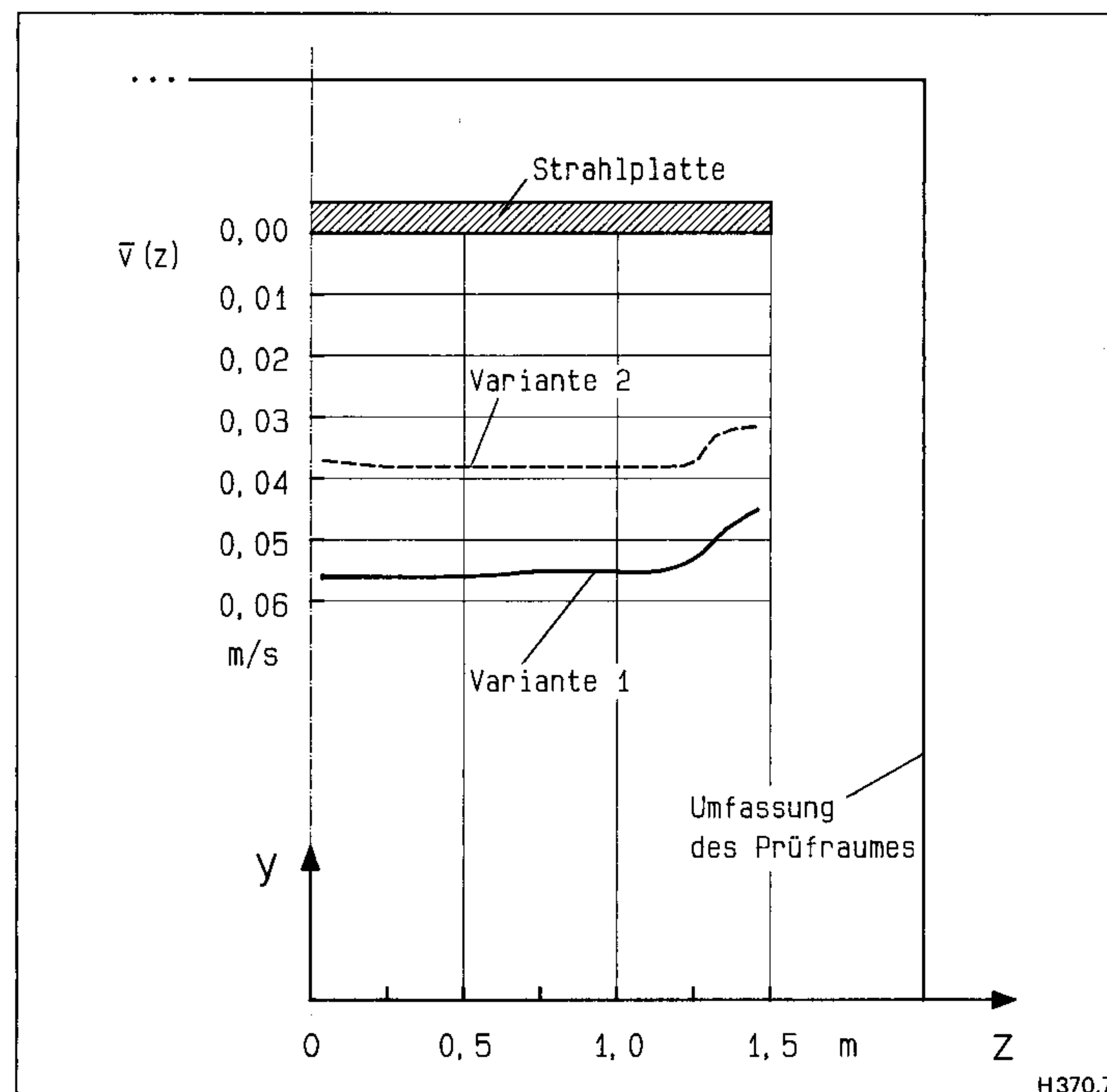


Bild 5: Luftgeschwindigkeiten im Prüfraum an den Schnittebenen  $x = 0$  m und  $z = 0$  m (Variante 2)

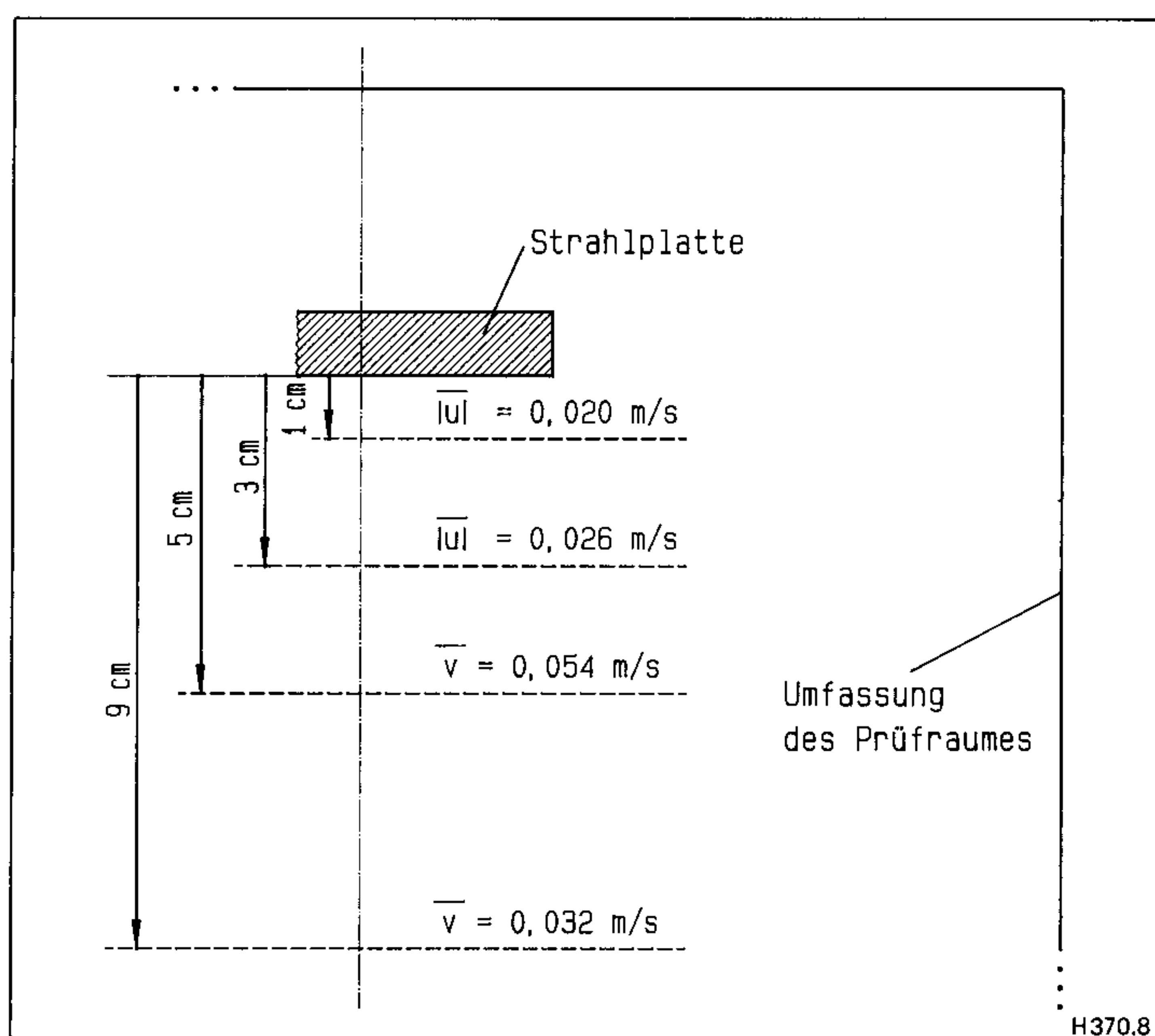




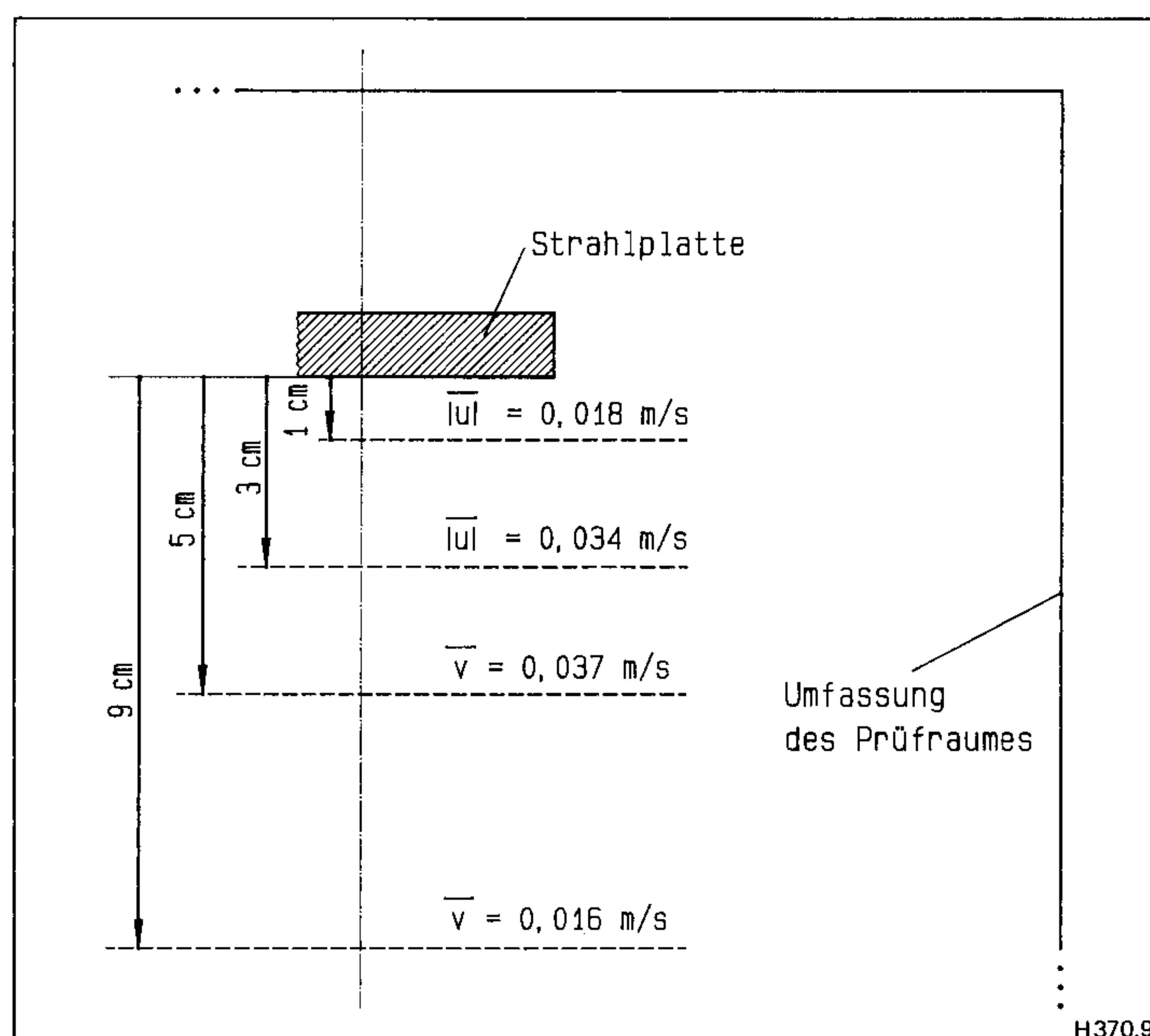
**Bild 6:** Über die Strahlplattenbreite gemittelte Beträge der Horizontal-komponenten der Umströmungsgeschwindigkeit unter dem Strahlplattenquerschnitt im Abstand von 1 cm (Varianten 1 und 2)



**Bild 7:** Über die Strahlplattenbreite gemittelte Vertikalkomponenten der Umströmungsgeschwindigkeit unter dem Strahlplattenquerschnitt im Abstand von 5 cm (Varianten 1 und 2)



**Bild 8:** Mittlere Umströmungsgeschwindigkeiten parallel und senkrecht zur Strahlplatte im Prüfraum (Variante 1), ermittelt aus einer dreidimensionalen, stationären Simulation



**Bild 9:** Mittlere Umströmungsgeschwindigkeiten parallel und senkrecht zur Strahlplatte im Prüfraum (Variante 2), ermittelt aus einer dreidimensionalen, stationären Simulation

orthogonale – Kontrollvolumina unterteilt. Der Feinheitsgrad der Raumunterteilung nimmt in der Strahlplattennähe erheblich zu. Die konvektiven Wärmestromdichten, die formell Randbedingungen Neumannscher Art definieren, gelten gemäß Bild 1 für alle Umfassungsflächen des Prüfraumes. Die zwei im Bild 3 nicht sichtbaren Berandungsebenen des Lösungsgebietes werden im Simulationsmodell als Symmetrieebenen deklariert.

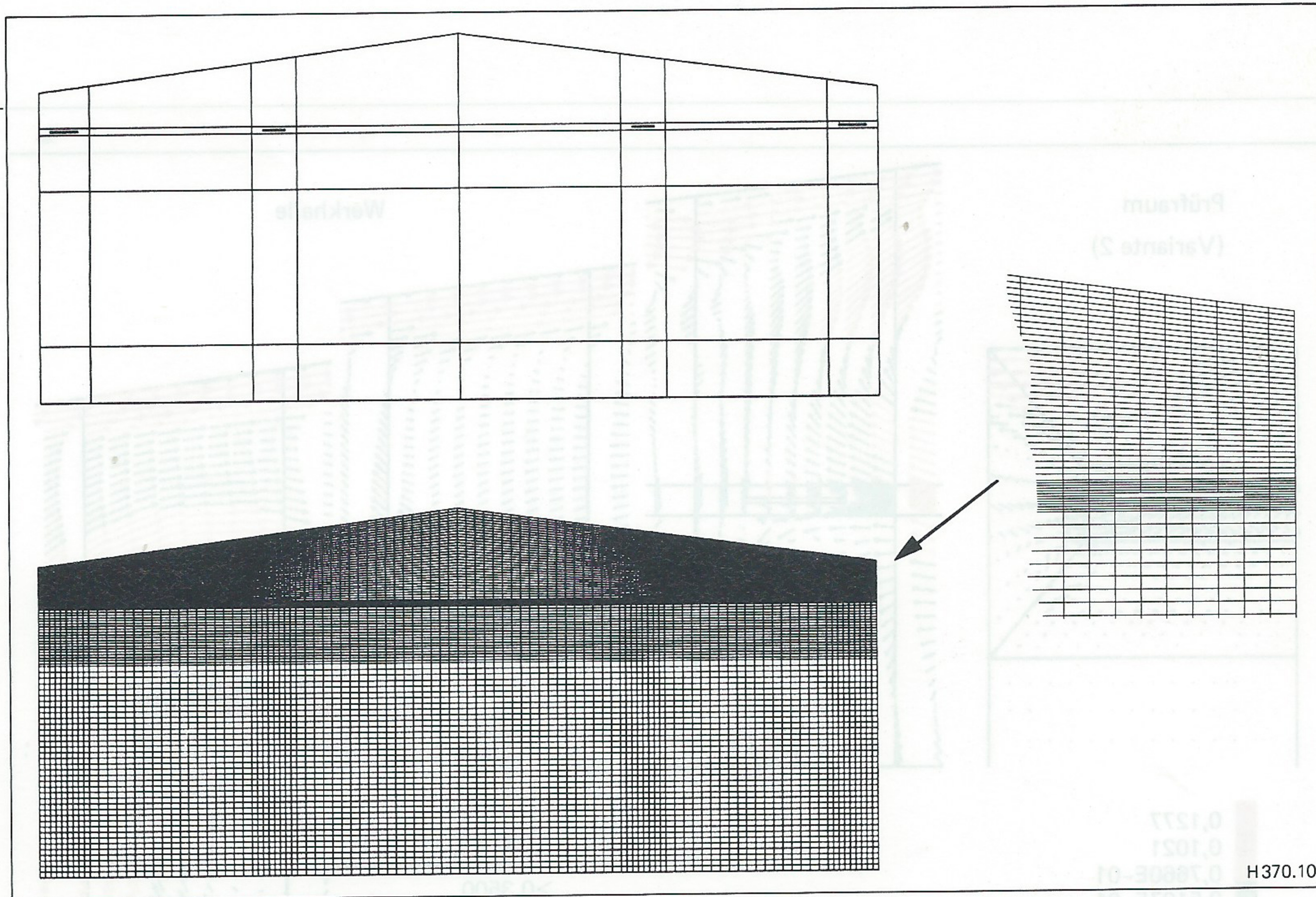
In den Bildern 4 und 5 sind die für die Varianten 1 und 2 simulierten Strömungsverläufe an ausgewählten Schnittebenen durch die Strahlplattenmitte dargestellt. Infolge der intensiven Kühlung aller Umfassungsflächen des Prüfraumes baut sich die Raumluftströmung unterhalb des Strahlplattenniveaus rasch ab. Lediglich im Deckenbereich bilden sich dreidimensionale stationäre Wirbelstrukturen aus, und zwar so, daß die Strahlplattenunterseite von der

Raumluft mit relativ niedrigen Geschwindigkeiten angeströmt wird. Dies legt die Vermutung nahe, daß die Strahlplattenbedingungen kaum den im Realfall einer Werkhalle erwarteten Betriebsbedingungen entsprechen.

In den Bildern 6 und 7 sind beispielhaft Verteilungen der über die Strahlplattenbreite gemittelten Umströmungsgeschwindigkeiten längs der Strahlplattenachse aufgetragen.  $|\bar{u}(z)|$  stellen die gemittelten Beträge der Horizontalkomponenten der Umströmungsgeschwindigkeit unter dem Strahlplattenquerschnitt im Abstand von 1 cm dar.  $\bar{v}(z)$  steht für die Verteilung der gemittelten Geschwindigkeitskomponenten senkrecht zur Strahlplatte, aufgenommen in einer Entfernung von 5 cm. Die Horizontalkomponenten der Umströmungsgeschwindigkeit in der Strahlplattenlängsrichtung  $|\bar{w}(z)|$  betragen – abgesehen von den Strahlplattenrandbereichen –



**Bild 10: Berechnungsgitter für die zweidimensionale Simulation der Raumluftrömung in der Halle – ein mittlerer Hallenquerschnitt mit 10 706 Kontrollvolumina**



nur wenige mm/s und sind für den konvektiven Wärmeübergang bedeutungslos. Damit erweist sich im Raumbereich unterhalb der Strahlplatte nur der ebene Strömungszustand als relevant.

Aufgrund der starken thermischen Induktionswirkung der Strahlplatte ist die  $\bar{v}(z)$ -Verteilung fast über die gesamte Strahlplattenlänge gleich. Die  $|\bar{u}(z)|$ -Verteilung weist dagegen eine stärkere Ortsabhängigkeit auf und wird deshalb für die globalen wärmetechnischen Betrachtungen längs der Strahlplatte gemittelt. In den Bildern 8 und 9 sind in vier verschiedenen Abständen von der Strahlplatte errechnete Mittelwerte von  $|\bar{u}|$  und  $\bar{v}$  angegeben. Sie werden später zur Beurteilung des konvektiven Wärmeübergangs herangezogen.

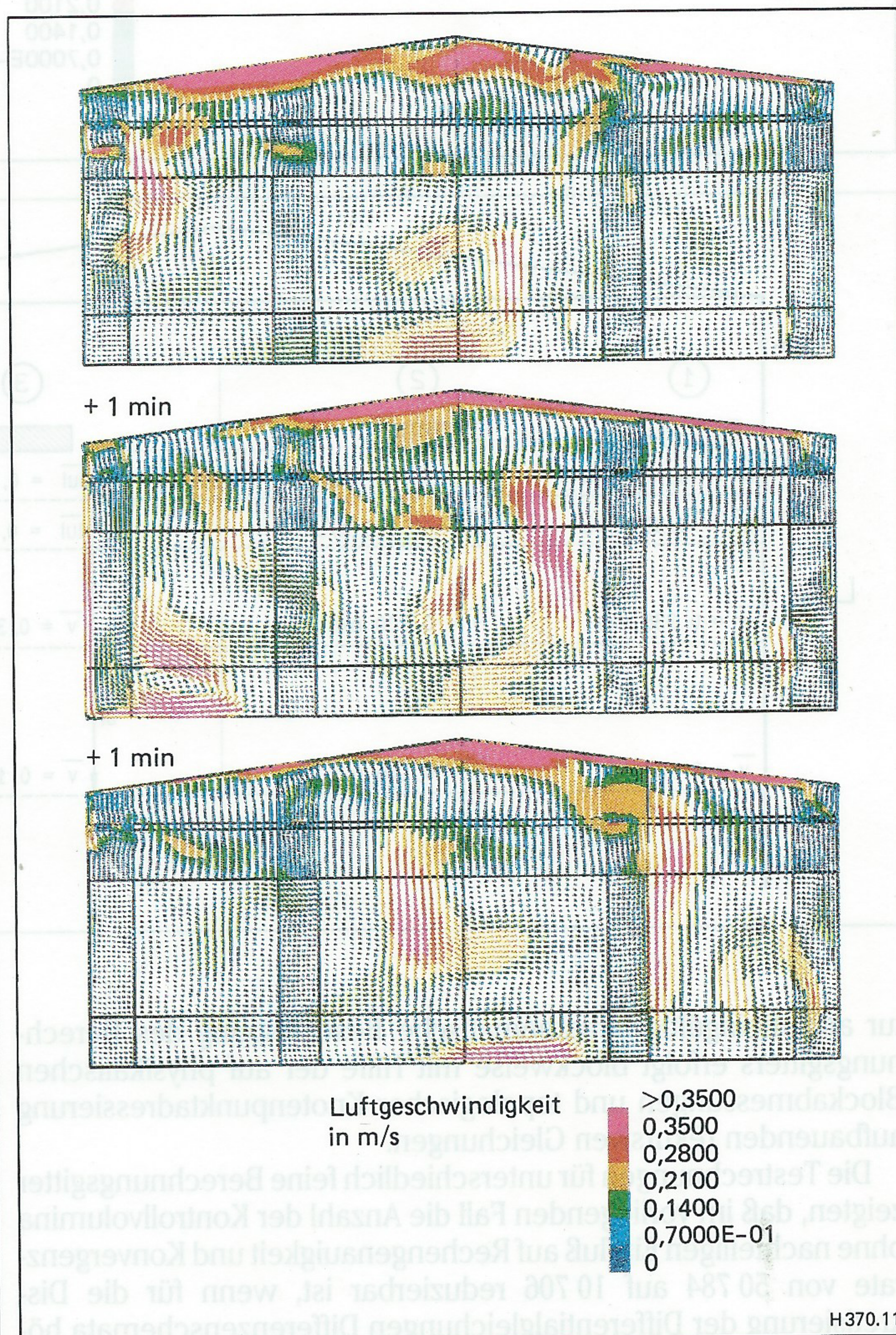
### Luftströmung in der strahlplattenbeheizten Werkhalle

Aus den Ergebnissen der Raumluftrömungssimulation für die beiden Strahlplatten-Prüfräume folgte, daß die Strahlplattenumströmung trotz der dreidimensionalen Modellierung und des hiermit berücksichtigten Einflusses aller Raumumfassungen weitgehend als zweidimensional betrachtet werden kann. Abgesehen von den giebelwandnahen Bereichen sind auch in der im Bild 2 dargestellten Werkhalle ähnliche Strömungsverhältnisse zu erwarten. Aus diesem Grunde können die Strömungsberechnungen auf ein zweidimensionales Modell im mittleren, repräsentativen Hallenquerschnitt reduziert werden.

Die Unterteilung des Raumquerschnitts in Kontrollvolumina sowie die Vorgabe der thermischen Randbedingungen erfolgen analog zu der Modellierung des Strahlplatten-Prüfraumes. Wie im Bild 2 angedeutet, wird hierbei zusätzlich eine – im Realfall einer Werkhalle stets vorhandene – Querdurchströmung des Gebäudes infolge infiltrierter Außenluft berücksichtigt. Im untersuchten Modellobjekt liegt der Außenluftwechsel bei  $0,2 \text{ h}^{-1}$ .

Die in [1, 6, 7] vorgestellten instationären Simulationsrechnungen, die für dieselbe Halle mit einem Halbquerschnittsmodell erfolgten, zeigen, daß die Raumluftrömung in der Werkhalle instationär ist und labile Primärwirbelstrukturen auftreten. Die aus den thermischen Randbedingungen geschätzte Rayleigh-Zahl dieser gemischten konvektiven Raumluftrömung liegt bei  $10^{12}$ .

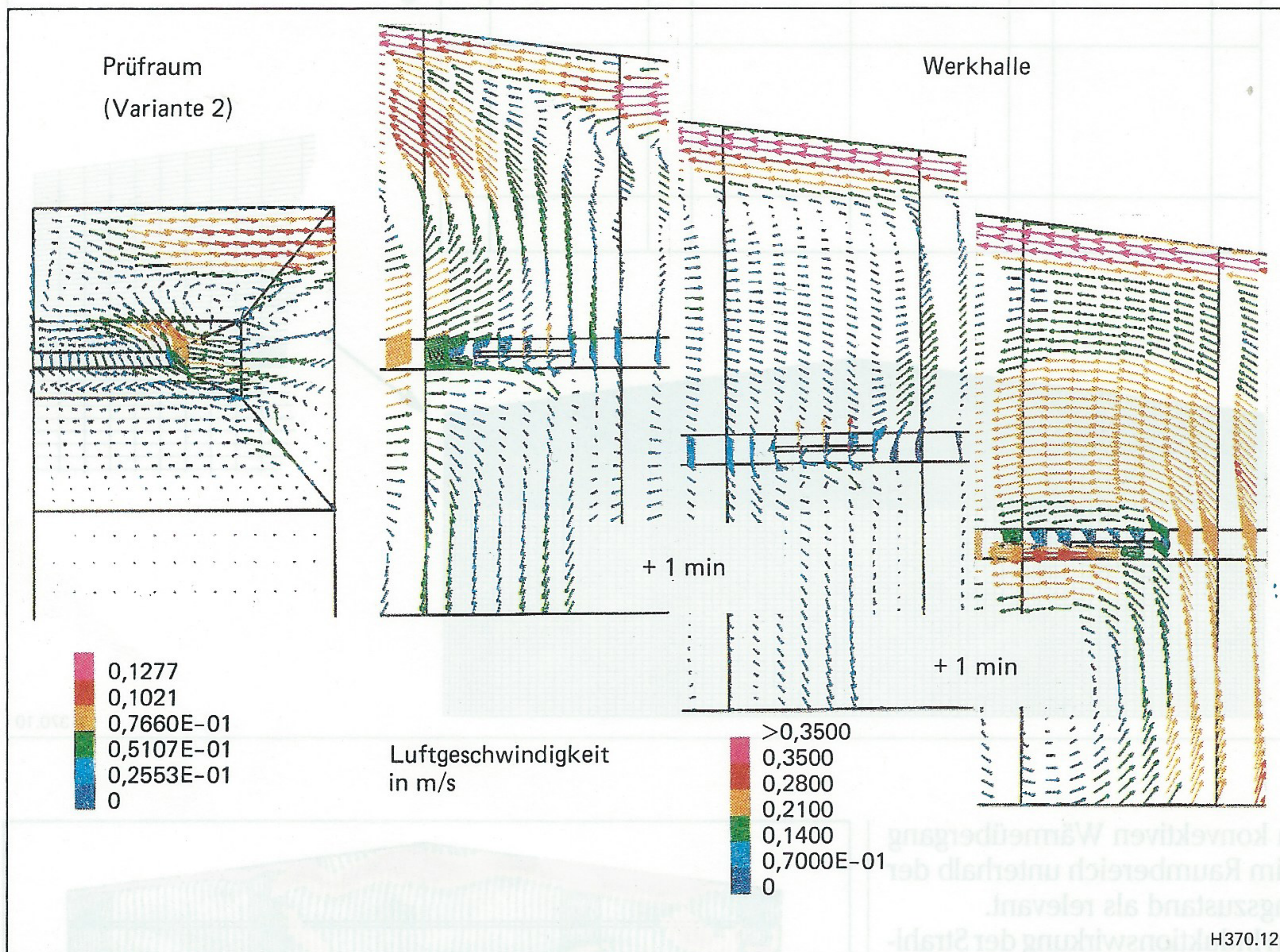
Bevor aufwendige instationäre Berechnungen mit dem Vollquerschnittsmodell durchgeführt werden können, muß der Einfluß der Vernetzung und der einzusetzenden Differenzschemata auf das Konvergenzverhalten der Simulation sorgfältig durch Testrechnungen überprüft werden. Da die interaktive Netzgenerierung in die-



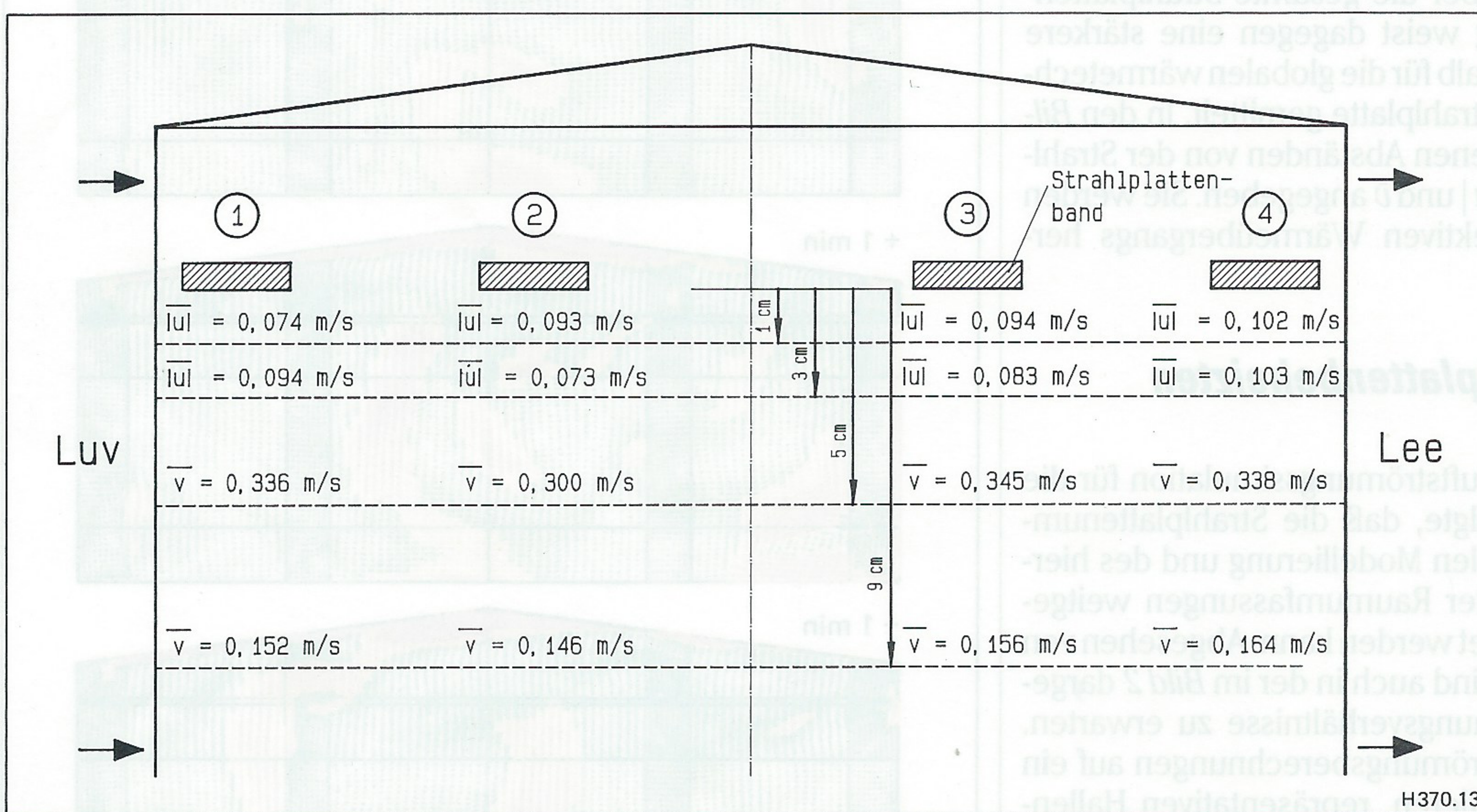
**Bild 11: Globale Änderungen der Raumluftrömung in der Halle innerhalb von zwei Minuten**

sem Fall mit großem Aufwand verbunden wäre, wurden die Berechnungsgitter mit Hilfe einer selbst entwickelten FORTRAN77-Routine – die über die Schnittstelle USGRD an FLOW3D [5] angebunden wird – erzeugt. Die Modelltopologie wird in 40 Blöcke unterteilt und direkt im FLOW3D-Frontend variiert. Die für diese Struk-





**Bild 12: Instationäre Umströmung einer der mittleren Strahlplatten in der Halle im Vergleich mit der stationären Strahlplattenumströmung im Prüfraum (Variante 2)**



**Bild 13: Mittlere Umströmungsgeschwindigkeiten parallel und senkrecht zu den Strahlplatten in der Halle, ermittelt aus einer zweidimensionalen, instationären Simulation (Mittelung über 8 min Simulations-Echtzeit)**

tur allgemeingültige, mathematische Beschreibung des Berechnungsgitters erfolgt blockweise mit Hilfe der auf physikalischen Blockabmessungen und topologischer Knotenpunktadressierung aufbauenden rekursiven Gleichungen.

Die Testrechnungen für unterschiedlich feine Berechnungsgitter zeigten, daß im vorliegenden Fall die Anzahl der Kontrollvolumina ohne nachteiligen Einfluß auf Rechengenauigkeit und Konvergenzrate von 50 784 auf 10 706 reduzierbar ist, wenn für die Diskretisierung der Differentialgleichungen Differenzenschemata höherer Ordnung eingesetzt werden. Das endgültige Berechnungsgitter zeigt Bild 10.

Die Außenluftinfiltration wird vereinfacht durch schlitzförmige Zuluftöffnungen in der luvseitigen Wand und der Angabe der Luft-eintrittstemperatur und -geschwindigkeit (Dirichletsche Randbedingungen) modelliert. In der leeseitigen Wand befinden sich ebenfalls schlitzförmige Abluftöffnungen; sie werden als Neumannsche Ränder betrachtet und die Ableitungen aller aktiven

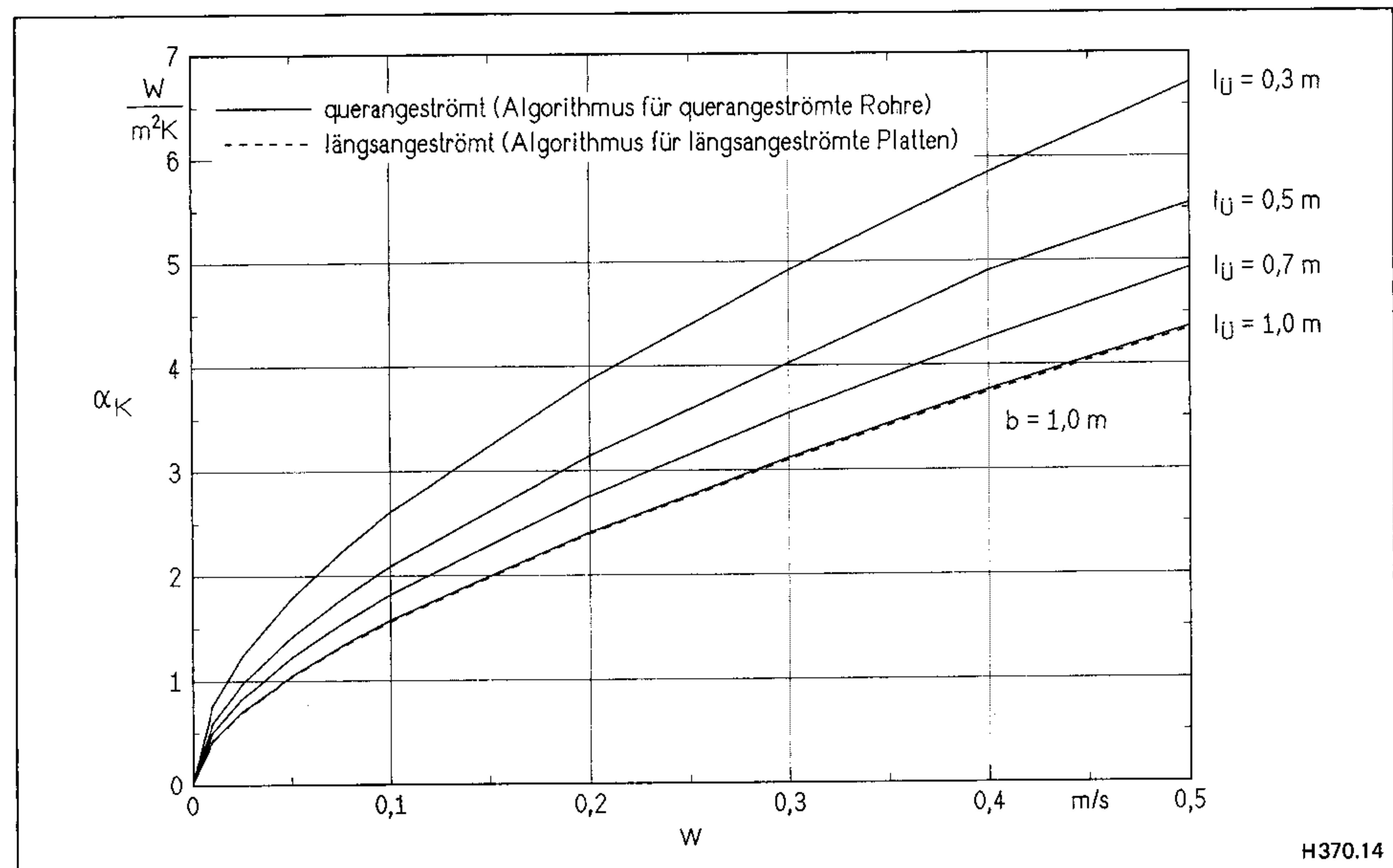
Strömungsvariablen normal zu den Abluftquerschnitten zu Null gesetzt.

Bild 11 zeigt die globalen Änderungen der Raumluftströmung in der Halle, die über einen Zeitabschnitt von 2 min in Minutenintervallen aufgenommen wurden. Man erkennt daraus den instationären Charakter des Strömungsverlaufes. Die Strahlplattenumströmung ändert sich zeitlich und hängt sehr stark vom Installationsort der Strahlplatten ab. Die verschiedenen Umströmungsformen an einer der mittleren Strahlplatten werden beispielhaft im Bild 12 dargestellt und mit der stationären Strahlplattenumströmung im Prüfraum (Variante 2) verglichen.

Zur Beurteilung des konvektiven Wärmeübergangs werden die über die Strahlplattenbreiten sowie über einen repräsentativen Zeitabschnitt von 8 min gemittelten Komponenten der Umströmungsgeschwindigkeiten parallel und senkrecht zu den vier Strahlplattenbändern im Bild 13 angegeben.



**Bild 14: Konvektive Wärmeübergangskoeffizienten an längs- und querangeströmten, beheizten Platten unter idealisierten Bedingungen**



## Wärmetechnische Beurteilung der Ergebnisse der Strömungssimulation

In der Literatur sind keine Berechnungsgleichungen für den konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten an freihängenden Strahlplatten, die teilweise profiliert sind, bekannt. Mit den in [10, 11] gegebenen Ansätzen – die bezüglich der Definition „Überström-länge“ auf [12] basieren – ergeben sich für beheizte Platten, die von Luft längs- bzw. querangeström werden, die im Bild 14 gezeigten konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten. Bemerkenswert ist die Übereinstimmung der Kurven längsangeström,  $b = 1$  m und querangeström,  $l_U = 1$  m. Der Einfluß der Geschwindigkeit wird durch

$$\alpha_K \sim w^{0,63} \quad (3)$$

ausgedrückt. Damit führt eine dreifach höhere Geschwindigkeit zu einer Verdoppelung von  $\alpha_K$ .

Es kann nicht erwartet werden, daß die vorgestellten idealisierten Strömungsbedingungen auf die Umströmung von Strahlplatten mit überlagerter, freier und erzwungener Konvektion genau zutreffen. Weiterhin beziehen sich im Bild 14 die Geschwindigkeiten auf die ungestörte Umgebung; diese ist im Realfall – wie die Strömungsbilder zeigen – nicht definierbar. Dennoch sind die Geschwindigkeiten in Strahlplattennähe signifikant für den Wärmeübergang. Wegen der Universalität der Beziehung (3) – sie gilt für Längs- und Queranströmung – muß sie in guter Näherung auch für die Strahlplattenströmung gelten.

Gl. (2) gibt für die Strömungsbedingungen im Prüfraum die aus den Meßergebnissen ermittelten  $\alpha_K$  korrekt wieder (vgl. [2]). Für die Strahlplattenbreite  $b = (900 \text{ bis } 1\,000) \text{ mm}$  ist temperaturabhängig  $\alpha_K = (1,5 \text{ bis } 2) \text{ W/m}^2\text{K}$  zu erwarten. Diese Werte zeigen übrigens auch sehr gute Übereinstimmung mit der Angabe für freie Konvektion beheizter Platten nach unten gemäß *Kast/Klan/Churchill* [10], die in [1, Bild 2] ausgewertet wurde. Damit entsprechen die Annahmen der Prüfraum-Variante 2 sehr gut der Realität im Prüfraum. Übrigens wurde zusätzlich zu den beschriebenen Simulationen für die Prüfraum-Variante 2 eine weitere Strömungssimulation mit einer veränderten Vorgabe der thermischen Randbedingungen durchgeführt. Anstelle der im Bild 1 (Variante 2) vermerkten Wärmestromdichten sind die zugehörigen Oberflächentemperaturen – z.B. für die Strahlplattenunterseite  $68^\circ\text{C}$  – vorgegeben worden. Die Strömungsbilder stimmen mit der Ursprungs-Variante überein. Die errechnete mittlere konvektive Wärmestromdichte ergab sich zu  $\dot{q}_{K,u} = 114,5 \text{ W/m}^2$ . Unter Beachtung der Tatsache, daß die numerische Nachbildung der Wärmeübergänge an Oberflä-

chen in einer turbulenten Raumluftströmung sowohl von der Raumdiskretisierung nach der Finite-Volumen-Methode als auch von der Art der hierbei benötigten Wandfunktionen zur Grenzschichtmodellierung beeinträchtigt wird [5, 9], ist dies ein ebenfalls für Variante 2 sprechendes Resultat.

Aus dem Vergleich der in den Bildern 9 und 13 dargestellten Strahlplatten-Umströmungsgeschwindigkeiten folgt für den realen Einsatzfall in einer Werkhalle im räumlich-zeitlichen Mittel eine *sechsmal* höhere Geschwindigkeit als im Prüfraum. Daraus resultiert ein dreifach höheres  $\alpha_K$ . Zur Sicherheit sollte jedoch – wie in [2] vorgeschlagen – eine Konvektionskorrektur von  $f_\alpha = 2$  erfolgen.

Die mit Hilfe der Strömungssimulation gewonnenen Ergebnisse fundamentieren somit den in [2] vorgestellten Normungsvorschlag zur DIN V 4706, Teil 2. [H 370]

## Literaturangaben

- [1] Glück, B.: Leistungen von Strahlplatten. HLH (1992) Nr. 9, S. 465/471.
- [2] Glück, B.: Leistungskennlinien von Strahlplatten. Normungsvorschlag zur Ermittlung der Kennlinie unter realen Einsatzbedingungen. HLH (1993) Nr. 2, S. 98/101.
- [3] Glück, B.: Erforderliche Heizleistung für Hallenbauten in Abhängigkeit des Heizungssystems. Stadt- und Gebäudetechnik (1990) H. 1, S. 10/15; H. 2, S. 47/50 und H. 3, S. 68/71.
- [4] CFDS Flow Software, Introductory Guide Release 1.2, Harwell Laboratory, Oxon, UK.
- [5] FLOW3D Release 3.1: User Manual, Harwell Laboratory, Oxon, UK.
- [6] Ochocinski, B.: Simulation von Raumluftströmungen in der Technischen Gebäudeausrüstung, Beispiele für den praktischen Einsatz, vorgetragen während der 2. Projektsitzung zum BMFT-Verbundvorhaben „Solare Luftheizung/Raumluftströmung“ am 10. Juli 1992 im ROM Zentralbereich SE.
- [7] Ochocinski, B.: Numerical Simulation of Airflows in Buildings in the Practical Design, Selected Examples of CFD-aided HVAC Projects, ECCOMAS '92, First European Fluid Dynamics Conference held in Brussels, Belgium, on 7 – 11 September 1992.
- [8] Jones, I. P.: CFDS Software Validation, Part 1, Version Number 1.1.16, Harwell Laboratory, Oxon, UK, 1991.
- [9] Schöning, B. E.: Numerische Strömungsmechanik, Inkompressible Strömungen mit komplexen Berandungen, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New-York, London, Paris, Tokyo, Hongkong, Barcelona, 1991.
- [10] VDI-Wärmeatlas, 6. Auflage Düsseldorf: VDI-Verlag, 1991.
- [11] Glück, B.: Wärmeübertragung – Wärmeabgabe von Raumheizflächen und Rohren. Berlin, Reinicke/Wintermantel, 1991.
- [12] Kast/Krischer/Reinicke/Wintermantel: Konvektive Wärme- und Stoffübertragung. Berlin: Springer-Verlag 1974.