

DK 66.041.8:536.24:51.001.57:66.012.7:662.614

Methoden zur Vorausberechnung von Feuerungen

Von Sigfrid Michelfelder, IJmuiden (Holland)

(Vortrag auf der 51. Glastechnischen Tagung am 25. Mai 1977 in Bad Nauheim)

(Mitteilung aus der International Flame Research Foundation, IJmuiden (Holland))

(Eingegangen am 2. Mai 1977)

Mit Hilfe einer Klassifizierung in drei Modelltypen wird eine Übersicht über Methoden zur Vorausberechnung von technischen Feuerungen gegeben. Als wichtigstes Unterscheidungsmerkmal ist dabei der Grad der für die Rechenverfahren gewählten Unterteilung der Brennkammer in Teil-

bereiche gewählt worden. Es wird zwischen null-, ein- und mehrdimensionalen Modellen unterschieden. Zur Verdeutlichung des jeweiligen Anwendungsbereiches werden für jeden Modelltyp Berechnungsbeispiele gegeben und mit Meßdaten verglichen.

Methods of estimating firing conditions

By using a classification into three model types a review of methods of calculating industrial firing conditions is given. The most important distinguishing feature is the extent to which the combustion space is divided into smaller elements

for the purposes of calculation. One can then distinguish between zero, one and more dimensional models. To make clear the range of application of each type examples of calculations are given and compared with measured data.

Méthodes d'estimation d'installations de chauffage

En classant les modèles en trois types distincts, on donne un aperçu des méthodes permettant d'évaluer les installations techniques de chauffage. La caractéristique la plus importante qui différencie ces types est le degré de subdivision en zones de la chambre de combustion qui a été choisi pour le calcul.

On distingue entre les modèles à zéro, une ou plusieurs dimensions. Pour éclairer les domaines d'utilisation, on donne, pour chaque type de modèle, des exemples de calcul que l'on compare aux données mesurées.

Methoden zur Vorausberechnung von Feuerungen sind Teil jener Verfahren der mathematisch formulierten Simulation von Vorgängen, die heute allgemein mit dem Sammelbegriff „mathematische Modelle“ bezeichnet werden. Die Anwendung mathematischer Modelle ist keineswegs auf die technische Welt beschränkt; sie werden heute in vielen Bereichen eingesetzt, z. B. bei der Wettervorhersage, bei ökonomischen Systemstudien und als sogenannte Weltmodelle, die versuchen, die Zukunft der Erde bzw. der Menschheit berechenbar zu machen. Beschreibt das Gleichungssystem eines mathematischen Modells die wirklichen Abläufe des betrachteten Systems mit genügender Genauigkeit, ist es ein unschätzbares Hilfsmittel, da es sowohl in der Planung als auch in der Kontrolle und Regelung von Systemabläufen eingesetzt werden kann. Mathematische Modelle sind nicht neu, sie wurden beinahe seit der „Erfindung“ der Mathematik, schon lange vor dem technischen Zeitalter benutzt, neu ist aber neben dem relativ jungen Sammelbegriff, daß durch die heute verfügbaren Großrechner der sinnvolle Anwendungsbereich der Modelle gewaltig erweitert wurde. Großrechner erlauben heute die schnelle näherungsweise Lösung von komplizierten Gleichungssystemen, was dazu führte, daß überwiegend empirische Methoden ihre Daseinsberechtigung verloren haben.

Diese Feststellung darf jedoch nicht zu einem blinden Vertrauen in komplizierte mathematische Modelle führen. Einerseits verhindern meist unbestreitbar bestehende Wissenslücken die dazu notwendige Genauigkeit in der Beschreibung der wirklichen Zusammenhänge, andererseits ist der erhebliche Aufwand zur Erstellung eines rein analytischen Modells dann sinnlos, wenn es die Verwendung empirischer Daten erlaubt, mit Hilfe einfacherer und daher transparenter Modelle die erstrebte Antwort schneller oder besser zu erreichen.

Der Gültigkeitsbereich der weitaus meisten mathematischen Modelle, die die Beschreibung von physikalischen, technischen oder ökonomischen Vorgängen anstreben, ist bis heute noch durch die notwendige Einführung überbrückender Annahmen beschränkt. Häufig bietet daher erst die experimentelle Ermittlung von „Eichkonstanten“ Gewähr für die Richtigkeit der Lösung für spezielle Anwendungsfälle.

Sowohl die noch immer notwendige Einführung von Annahmen als auch unterschiedliche Aufgabenstellungen führten im Bereich der technischen Feuerungen zu einem schwer zu übersehendem Angebot von zahlreichen mathematischen Modellen. Dieser Aufsatz will, mit Hilfe einer Gliederung der Rechenmethoden, eine Übersicht über den heutigen Stand geben und an Hand von Berechnungsbeispielen den Anwendungsbereich der verschiedenen Modelltypen verdeutlichen.

1. Übersicht und Gliederung der Modelle zur Brennkammerberechnung

Wegen der verwickelten, im Detail teilweise noch unbekanntem Zusammenhänge zwischen in Feuerungen ablaufenden Stoff- und Wärmetransportvorgängen und den Verbrennungsreaktionen ist eine exakte mathematische Beschreibung der Vorgänge noch nicht möglich. Um Feuerungen der Vorausberechnung mit Hilfe mathematischer Modelle zugänglich zu machen, ist man deshalb auf die Einführung von Vereinfachungen angewiesen, die näherungsweise Lösungen ermöglichen.

Gewöhnlich erfolgt die Wahl der Vereinfachungen unter Berücksichtigung sowohl des Berechnungsziels als auch der speziellen Gegebenheiten der jeweils betrachteten Feuerung. Daraus resultiert die große Anzahl der in der Literatur beschriebenen Rechenmethoden. Ihre große Zahl macht es schwer, sich einen Überblick über den heutigen Wissensstand zu verschaffen.

Trotz beträchtlicher Unterschiede in den gewählten Vereinfachungen bei der Beschreibung der Teilvorgänge können heute in Forschung und Industrie verwendete Rechenmodelle in nur drei Gruppen geordnet werden. Das wichtigste Unterscheidungsmerkmal ist dabei der Grad der für die Berechnungen gewählten Unterteilung der Brennkammer in Teilbereiche, der häufig vom Berechnungsziel diktiert wird. Hier wird zwischen den schematisch in Bild 1 gezeigten drei Modelltypen unterschieden:

- Typ 1: Nulldimensional, keine Brennkammerunterteilung. Modelle dieser Art dienen zur Ermittlung des Gesamtwärmeübergangs bzw. des Feuerraumwirkungsgrads.
- Typ 2: Eindimensionale Brennkammerunterteilung, meist längs der Hauptströmungsrichtung. Neben dem Feuerraumwirkungsgrad kann damit auch eine axiale Verteilung der Wärmestromdichte und der Temperaturen bestimmt werden.
- Typ 3: Mehrdimensionale Unterteilung der Brennkammer in allen Richtungen des ihre Geometrie kennzeichnenden Koordinatensystems. Mit diesem Modelltyp können räumliche Verteilungen von Feldgrößen (z. B. Wärmeströme) ermittelt werden.

Alle Rechenmodelle haben als gemeinsames Ziel die Vorausbestimmung des Wärmeübergangs nur in Abhängigkeit von bekannten Vorgabegrößen. Der Informationsgehalt der Rechenergebnisse, aber auch der Umfang des benötigten Gleichungssystems, wächst von Typ 1 nach Typ 3.

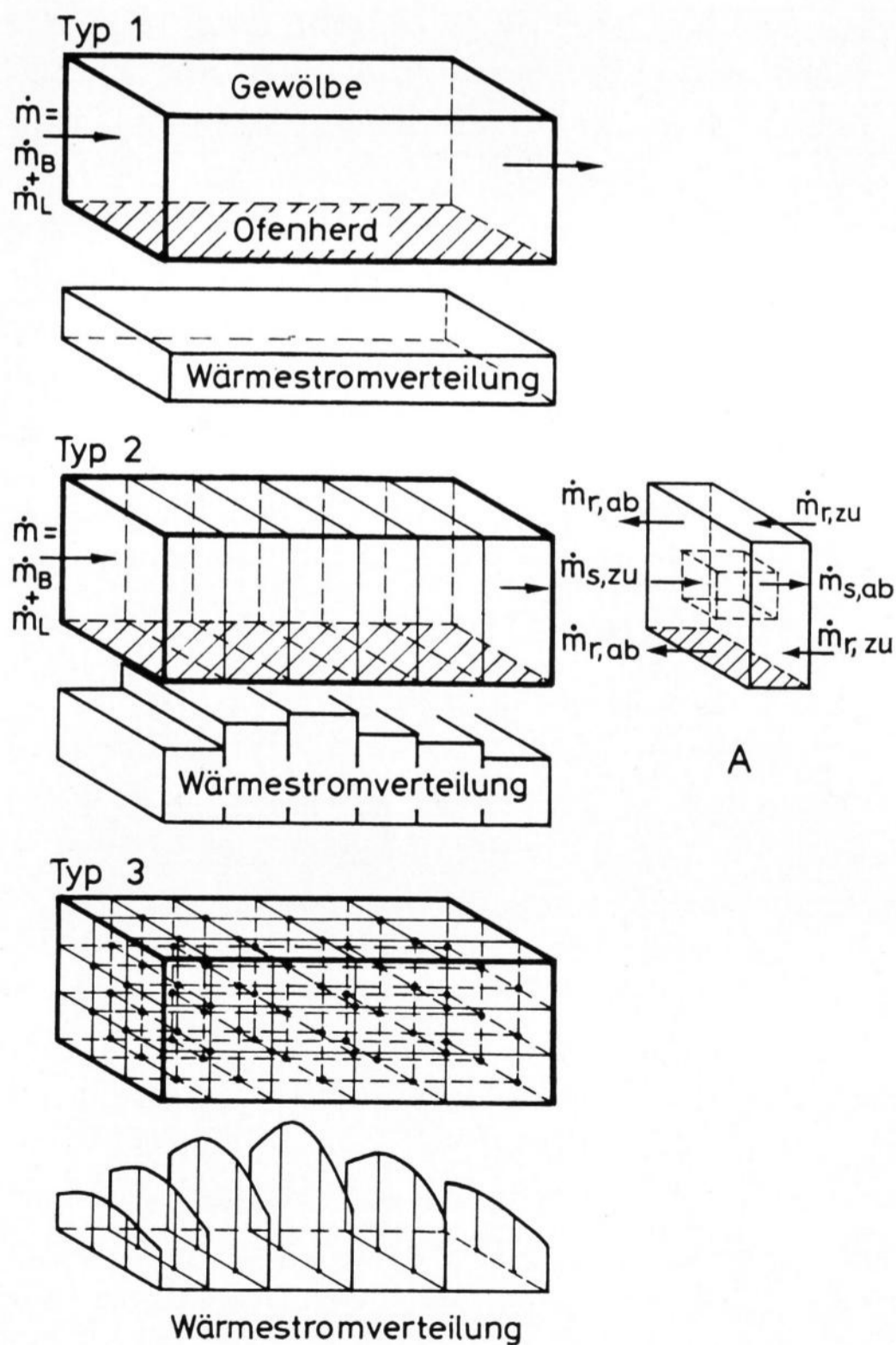


Bild 1. Schematische Darstellung der Brennkammerunterteilung bei den verschiedenen Modelltypen sowie der jeweils berechneten Wärmestromverteilung an der Wärmesenke im Ofenherd. A ≙ Gasvolumenelement für einen speziellen Fall von Modelltyp 2.

Im folgenden werden die einzelnen Modelltypen erläutert. Als Standardfall wird dabei jeweils das bei der Internationalen Flammenforschungsgemeinschaft in IJmuiden (IFRF) verwendete Modell vorgestellt, wofür auch Berechnungsbeispiele vorliegen.

1.1. Modelltyp 1 — Nulldimensionaler Ansatz

Rechenmodelle vom Typ 1 behandeln die gesamte Brennkammer als Einheit. Sie basieren auf der Annahme, daß sich Vorgänge innerhalb der Brennkammer hinreichend genau mit jeweils einem repräsentativen Wert für die betrachteten Zustandsgrößen, einem ideal durchmischten Rührkessel ähnlich, beschreiben lassen. Bekanntgewordene Modelle unterscheiden sich vor allem in der Behandlung des Strahlungsaustausches und der Randbedingungen (z. B. Ofenwand adiabat oder wärmedurchlässig). Typische gut dokumentierte Beispiele sind das „well-stirred furnace model“ nach Hottel und Sarofim [1] und ein von Schupe und Jeschar entwickeltes Rechenmodell [2].

Mit diesem Modelltyp läßt sich näherungsweise der Einfluß von Parametern der Feuerungsführung und Materialeigenschaften, wie Feuerraumbelastung, Luftüberschuß und -vorwärmung, Sauerstoffanreicherung in gewissen Grenzen auch Brennstoffart, Wärmedurchlässigkeit und Emissionsgrad auf den Feuerraumwirkungsgrad und den Wärmeverlust berechnen.

Der Anwendungsbereich des Modelltyps ist über die getroffenen Annahmen, daß weder Strömungs- noch Ausbrandverlauf (Flammenlänge) berücksichtigt werden und mit der Beschränktheit des Informationsgehalts hinsichtlich der Wärmeflußverteilung (siehe Bild 1) gegeben. Günstige Verhältnisse für die Anwendbarkeit des Modells findet man häufig in großvolumigen Hochtemperaturöfen in der Metall- und Glasindustrie. Der sinnvollen Verwendung sind jedoch dort Grenzen gesetzt, wo wegen der Brennkammer- bzw. Flammgeometrie starke Gradienten der Feldgrößen auftreten und daher deren angenommene Uniformität nicht mehr gerechtfertigt ist. Die schlechtesten Voraussetzungen sind dort gegeben, wo bei niedrigen Wandtemperaturen nur geringe Rückstromgebiete vorhanden sind (lange Öfen mit kleinem Querschnitt — z. B. Flammrohrkessel).

Für die später gezeigten Berechnungsbeispiele wurde eine bei der IFRF weiterentwickelte Version des in [1] beschriebenen Modells verwendet. Die wesentlichste Veränderung ist die Berücksichtigung von Wandverlusten und nichtgrauer Gasstrahlung. Will man Informationen z. B. über Nutzwärme, Wärmeverluste und Gewölbetemperatur gewinnen, muß man die betrachtete Brennkammer in mehrere Flächenzonen zerlegen und für jede der betrachteten Wärmesenken (Ofenherd, Seitenwände, Gewölbe) sowie für das Gasvolumen eine Energiebilanzgleichung aufstellen.

Für die i-te Flächenzone gilt:

$$\underbrace{\overline{G}F_i E_G}_{1} + \underbrace{\sum_j \overline{F}_j F_i E_j}_{2} - \underbrace{F_i \epsilon_i E_i}_{3} + \underbrace{F_i \alpha_i (T_G - T_{w,i})}_{4} = F_i k_i (T_{w,i} - T_U) \tag{1}$$

Für das Gasvolumen gilt:

$$\underbrace{\overline{GGE}_G + \sum_j \overline{F_jGE}_j}_{1} - \underbrace{4KV_G E_G}_{2} - \underbrace{\sum_j \overline{F_j\alpha_j}(T_G - T_{w,j})}_{5} + \underbrace{\dot{m}_B H}_{6} + \underbrace{c_p \dot{m}(T_{zu} - T_G)}_{7} = 0. \quad (2)$$

Die mit den Klammern zusammengefaßten Gleichungsteile bedeuten:

- 1: eingestrahlte Wärme,
- 2: abgestrahlte Wärme,
- 3: konvektiver Wärmestrom,
- 4: von Wärmesenke absorbierte Wärme,
- 5: konvektive Wärmeabgabe,
- 6: mit Brennstoff zugeführte Wärme,
- 7: durch Massenstrom zu- bzw. abgeführte Wärme.

Eine Beschreibung der Ableitung der in der Schreibweise von Gleichung (1) und Gleichung (2) verwendeten totalen Strahlungsaustauschfaktoren (\overline{FG} , \overline{FF} , \overline{GG}) ist schon an anderer Stelle erfolgt [3]. Die Lösung des nichtlinearen algebraischen Gleichungssystems ergibt neben den mittleren Temperaturen für alle Wärmesenken und der Gastemperatur auch die Wärmeströme zu allen Wärmesenken.

1.2. Modelltyp 2 — Eindimensionaler Ansatz

Unter Gegebenheiten, in denen der Strömungs-, Mischungs- und Ausbrandverlauf die Wärmeübertragung wesentlich beeinflusst, müssen diese Größen, zumindest näherungsweise, berücksichtigt werden. Ferner werden in Fällen, die eine prozeßtechnisch bedingte Einhaltung lokaler Grenzwerte der Wärmestrombelastung erfordern, Verfahren benötigt, mit denen sich die Wärmestromverteilung berechnen läßt. Beide Voraussetzungen zwingen zum Verlassen der dimensionslosen Methode, sie machen die Einführung von wenigstens einer Dimension notwendig, z. B. die Unterteilung der Brennkammer längs der Flammenachse (Bild 1, Typ 2). Die Zerlegung der Brennkammer in Einzelelemente erfordert keine grundsätzliche Veränderung der Berechnungsmethode, doch wird Information über Strömungs- und Ausbrandverlauf benötigt.

Modelltyp 1 basiert auf der Annahme, daß sich die Berechnung genügend genau mit mittleren Werten der Zustandsgrößen innerhalb der gesamten Brennkammer durchführen läßt. Beim Modelltyp 2 wird diese Annahme im Normalfall für jedes der verwendeten Einzelelemente getroffen. Rechenverfahren dieses Modelltyps unterscheiden sich wiederum in der gewählten Beschreibung des Strahlungsaustausches, vor allem aber auch in den verwendeten idealisierten Strömungsformen.

Das bekannteste Rechenmodell dieser Art, das Modell des langen Ofens (long furnace model) nach [1], basiert auf der Annahme der sogenannten Pfropfenströmung (plug flow). Ein ähnlicher Ansatz wird von Selçuk u. a. [4] verwendet. Sie ersetzen jedoch die Strahlungsaustauschrechnung mit gutem Erfolg durch ein einfacheres Zweiflußmodell. Weicht die wirkliche Strömungsform wesentlich von einer Pfropfenströmung ab, z. B. wenn äußere Rückströmung auftritt, dann errechnet man mit diesen Modellen im Bereich der Flamme zu hohe lokale Wärmestromdichten. Dies hat

meistens zur Folge, daß der errechnete Gesamtwärmeübergang zu hoch und damit die Rauchgastemperaturen zu niedrig werden. Für Brennkammern, in denen Rückströmung nur in brennernen Gebieten auftritt, wurden deshalb Verfahren entwickelt, die eine grobe Berücksichtigung der Rückströmung erlauben. Dabei wird grundsätzlich zwischen zwei Bereichen unterschieden, einem Brennkammerabschnitt, in dem Vorwärts- und Rückströmung auftritt, und einem mit reiner Vorwärtsströmung. In der Rechnung wird der erste Abschnitt als ideal durchmischt angenommen. Rechenverfahren dieser Art, im englischen Sprachgebrauch well-stirred plug flow models genannt, sind in [3, 5 und 6] beschrieben. Gemeinsam ist diesen Verfahren, daß sie den Massentransport zwischen den für die Berechnung gewählten Teilelementen nur in Richtung der Hauptströmung erfassen. Befriedigende Resultate sind dann erreichbar, wenn der gesamte Abschnitt, in dem Rückströmung auftritt, zu einem Einzelelement zusammengefaßt wird. Über Beispiele guter Übereinstimmung zwischen berechneten und gemessenen Wärmestromverteilungen wird in [5 und 7] für Fälle mit relativ kleinen Rückströmgebieten berichtet. Der Vorteil dieser Behandlung der Strömung ist die geringe Information, die man hinsichtlich des Strömungsverlaufs benötigt. Öfen mit ausgedehnten Rückströmzonen (Cracköfen, Schmelzöfen) fallen jedoch außerhalb des Anwendungsbereichs, für den diese einfachen Strömungsformen sinnvoll sind. Die Vorausberechnung der Wärmestromverteilung in solchen Ofentypen erfordert eine genauere Berücksichtigung des Strömungsverlaufs. Deshalb wurde bei der IFRF das well-stirred plug flow-Modell weiterentwickelt [8].

Aufbauend auf der schon beim Modell 1 verwendeten Beschreibung des Strahlungsaustausches (Gleichungen (1) und (2)) wurde der Einfluß der Rückströmung auf die Bilanzgleichung für die Gasvolumina der Einzelelemente 1 entsprechend der schematischen Darstellung in Bild 1, Typ 2 A, folgendermaßen erfaßt:

$$\sum_j \overline{G_j G_1} E_j + \sum_k \overline{F_k G_1} E_k - 4KV_{G,1} E_{G,1} - \sum_k \overline{F_k \alpha_k} (T_{Gr,1} - T_{W,k}) + H \dot{m}_{B,1} + (c_p \dot{m} T_G)_{j,1,zu} - (c_p \dot{m} T_G)_{j,1,ab} + (c_p \dot{m} T_G)_{r,1,zu} - (c_p \dot{m} T_G)_{r,1,ab} = 0. \quad (3)$$

Für die Strahlungsaustauschrechnung wird dem Gasvolumen eine mittlere Temperatur $T_{G,1}$ zugeordnet.

Die Bilanzgleichung für die i -te Wärmesenke lautet:

$$\sum_j \overline{G_j F_i} E_j + \sum_k \overline{F_k F_i} E_k - F_i \epsilon_i E_i + F_i \alpha_i (T_{G,r,1} - T_i) = F_i k_i (T_{W,i} - T_U). \quad (4)$$

Die Lösung dieses Gleichungssystems erfordert die Vorgabe von Strömungsdaten zur Bestimmung der ein- und ausströmenden Massen für jedes Gasvolumen. Solche Daten können für geometrisch einfache Fälle nach Thring und Newby [9] oder Craya und Curtet [10] auf rechnerischem Wege oder über Messungen in einem Strömungsmodell beschafft werden. Weiterhin müssen Funktionen vorgegeben werden, die den Zusammenhang zwischen mittlerer Gastemperatur für Strahlung ($T_{G,i}$) sowie der Vorwärts- ($T_{G,s,1,zu}$) und Rückströmung ($T_{G,r,1,ab}$) in einem Einzelelement wiedergeben.

Bei dem in Abschnitt 2. gezeigten Berechnungsbeispiel wurden dafür folgende empirische Beziehungen verwendet:

$$T_{G,l} = \frac{(8T_{G,r,l,ab})^4 + (T_{G,s,l,ab})^4}{9}, \quad (5)$$

$$T_{G,r,l} = \frac{T_{G,s,l,ab} + T_{G,r,l,zu} + T_{w,i}}{3}. \quad (6)$$

Wie für alle Verfahren des Modelltyps 2 muß der Ausbrandverlauf bekannt sein. Er kann z. B. aus der sichtbaren Flammenlänge L mit Gleichung (7) näherungsweise bestimmt werden:

$$A = 1 - e^{-4,605 \left(\frac{x}{L}\right)^2} \quad (7)$$

Die Anwendung des Verfahrens wird problematisch, wenn eine stark asymmetrische Verteilung der Feldgrößen gegenüber Symmetrieebenen oder Achsen vorliegt. Hierfür werden mehrdimensionale Rechenmethoden notwendig.

1.3. Modelltyp 3

Neben den bereits genannten gibt es noch eine Reihe von Gründen, die eine Entwicklung von mehrdimensionalen Modellen erforderlich machen. Häufig wäre die Vorausberechnung folgender Größen wünschenswert:

- räumliche Verteilung von Temperatur- und Wärmestromdichten (Bild 1),
- Strömungs- und Konzentrationsfelder, wenn sie nicht aus Messung oder Erfahrung bekannt sind,
- die Emission von Schadstoffen, deren Bildung stark von lokalen Einflüssen abhängt.

Bei den mehrdimensionalen mathematischen Modellen vom Typ 3 wird der Brennraum entlang der Richtungen des gewählten Koordinatensystems zunächst ohne Rücksicht auf die in der Brennkammer auftretenden Hauptströmungsrichtungen in viele Teilbereiche unterteilt. Je nach der Geometrie der Brennkammer und der Anordnung der Flammen im Brennraum sind bei der Verwendung des Typs 3 zwei- oder dreidimensionale Rechenmodelle erforderlich. Ein reines zweidimensionales Problem ist z. B. die Berechnung einer vertikal angeordneten, rotationssymmetrischen Brennkammer mit koaxialer Brennstoff- und Luftzuführung. In diesem Fall wählt man als Teilbereiche zweckmäßig ringförmige Volumen- und Wandelemente. Für quaderförmige Brennkammern bietet sich dagegen die in Bild 1 für Typ 3 gezeigte Unterteilung an.

Die Anwendung mehrdimensionaler Rechenverfahren muß nicht notwendigerweise die Berechnung des Strömungs-, Mischungs- und Ausbrandverlaufs einschließen [11 bis 17] und kann ähnlich wie Modelle vom Typ 2 auf reinen Energiebilanzansätzen für Einzellelemente aufgebaut sein. Da jedoch die vorgenannten Teilvorgänge zur Vorausberechnung dann entweder bekannt sein oder auf andere Weise, z. B. durch physikalische Modelle, bestimmt werden müssen, ist eine gleichzeitige Berechnung des Gesamtablaufs sicherlich die eleganteste Lösung. Dies erfordert die simultane Lösung der Transportgleichungen für Energie, Stoff und Impuls, d. h. die Lösung der grundlegenden, den Austausch der zeitlich gemittelten Feldgrößen beschreibenden Differentialgleichungen.

Für eine quasistationäre Strömung lauten diese Gleichungen (bei einigen Vereinfachungen) in einer für mehrdimensionale Strömungen gültigen Schreibweise: Kontinuitätsgleichung:

$$\operatorname{div}(\bar{\rho} \bar{v}) = 0, \quad (8)$$

Impulsgleichung:

$$\operatorname{div}(\bar{\rho} \bar{v} \otimes \bar{v}) + \operatorname{div}(\bar{\rho} \bar{v}' \otimes \bar{v}') = -\operatorname{grad} \bar{p} + \operatorname{div} \bar{T}_v, \quad (9)$$

Stoffgleichung:

$$\operatorname{div}(\bar{\rho} \bar{m}_j \bar{v} + \bar{J}_j) + \operatorname{div}(\bar{\rho} \bar{m}_j' \bar{v}') = \bar{R}_j, \quad (10)$$

Energiegleichung:

$$\operatorname{div}(\bar{\rho} \bar{h} \bar{v} + \bar{J}_h) + \operatorname{div}(\bar{\rho} \bar{h}' \bar{v}') = \bar{q}_{str}. \quad (11)$$

Zur Lösung des Gleichungssystems (8) bis (11) wird der Brennraum in eine Vielzahl von Elementarvolumen eingeteilt, über die die Differentialgleichungen näherungsweise integriert werden. Durch immer feinere Unterteilung des Strömungsfeldes ist es möglich, sich beliebig nahe der exakten mathematischen Lösung des vorgegebenen Gleichungssystems zu nähern. Lösungsverfahren sind für zweidimensionale Strömungen von Spalding [17] und für dreidimensionale Strömungen von Zuber [18] angegeben worden. Rechenmodelle des beschriebenen Typs wurden bisher mit gewissem Erfolg für einige zweidimensionale Brennkammerberechnungen benutzt [11, 19 bis 23].

Bei Verwendung der Brennkammermodelle vom Typ 3 stößt man auf mehrere grundsätzliche Schwierigkeiten: Eine physikalisch sinnvolle Lösung der Strömungsgleichungen hängt stark von dem Ansatz für die Korrelationsterme der turbulenten Schwankungsgrößen $\bar{\rho} \bar{v}' \otimes \bar{v}'$, $\bar{\rho} \bar{m}_j' \bar{v}'$ und $\bar{\rho} \bar{h}' \bar{v}'$ ab, welche den durch Turbulenz vermehrten Austausch von Impuls, Stoff bzw. Enthalpie erfassen. Für diese Größen ist eine Reihe sogenannter Turbulenzmodelle bekannt [24], jedoch müssen gegenwärtig diese Modelle und die in ihnen enthaltenen empirischen Konstanten jeweils noch dem untersuchten Strömungsproblem angepaßt werden. Untersuchungen der IFRF zeigten [25], daß bei eingeschlossenen Doppelstrahlen das sogenannte k-W-Turbulenzmodell [26] verwendet werden kann.

Der Term \bar{q}_{str} in der Energiegleichung (11), der den örtlich pro Volumen und Zeiteinheit aufgenommenen Strahlungswärmeaustausch angibt, sollte wegen seiner Bedeutung für den Gesamtwärmeaustausch exakt bestimmt werden. Wegen der Vielzahl der für die Strömungsberechnung benötigten Elementarvolumen würde das jedoch zu einem sehr großen Rechenaufwand führen. Für eine vereinfachte Berechnung können bei rotationssymmetrischen Problemen jüngst entwickelte sogenannte Vierflußmodelle [27 und 28] und bei dreidimensionalen Rechnungen ein Sechsfußmodell [29] empfohlen werden.

Bei dreidimensionalen Problemen kann wegen des Speicherplatz- und Rechenzeitbedarfs die Brennkammer aus ökonomischen Gründen nicht beliebig fein unterteilt werden. Dies bringt eine Beschränkung der Rechengenauigkeit mit sich. Deshalb hatten erste veröffentlichte Ergebnisse dreidimensionaler Berechnungen nur einen qualitativen Aussagewert [18 und 29]. Kürzlich wurde jedoch ein von Patankar und Spalding [30] entwickeltes 3D-Modell mit relativ gutem Erfolg auf eine der IJmuidener Brennstrecken angewandt [31], wie in Abschnitt 2. gezeigt wird.

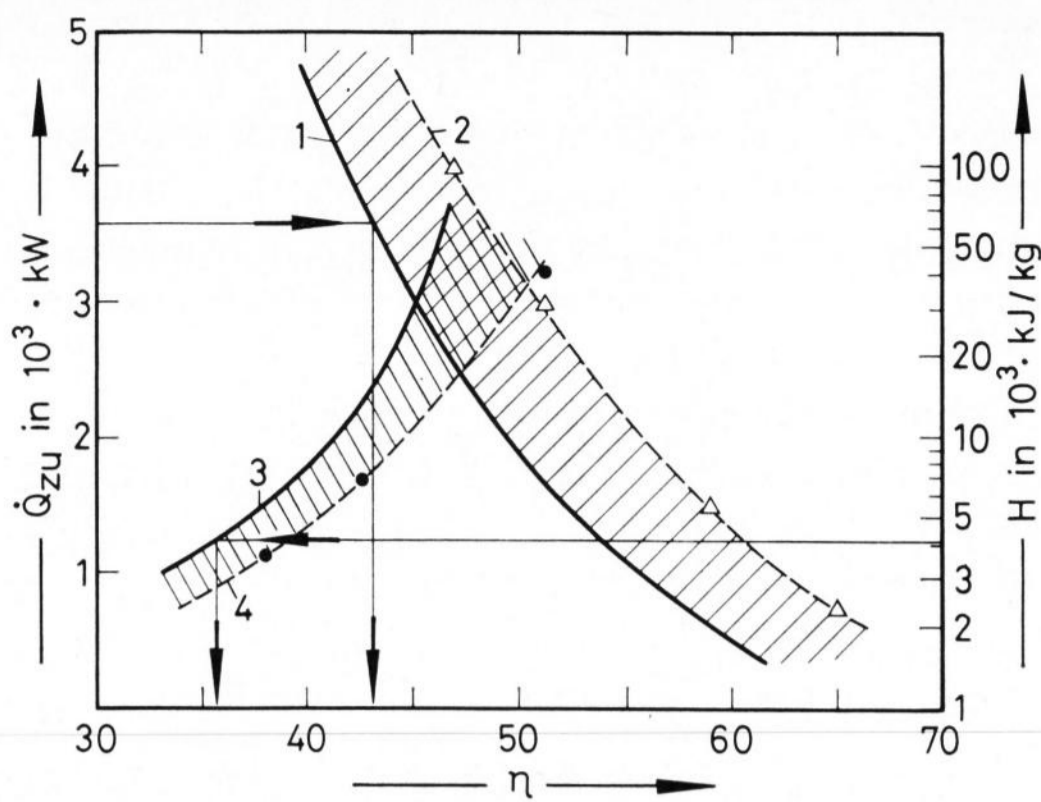


Bild 2. Einfluß der Brennkammerbelastung \dot{Q}_{zu} und des Brennstoffheizwertes H auf die Feuerraumbelastung. 1 und 3: berechnet mit Modelltyp 1; 2 und 4: gemessen [33].

2. Anwendungsbeispiele

Um experimentelle Daten zu beschaffen, mit denen mathematische Modelle getestet werden können, wurden in den letzten Jahren bei der IFRF gezielte Versuchsreihen gefahren. Die im folgenden diskutierten Berechnungsbeispiele wurden fast ausschließlich für bei den M2- [32] bzw. M3-Versuchen [33] herrschende Bedingungen ausgewählt. Nur mit dem IFRF-Modelltyp 2 wurden auch vergleichende Berechnungen für eine Brennersektion einer Glaswanne bei Öl- und Gasfeuerung durchgeführt.

Während bei den M2-Versuchen eine symmetrische Wärmesenke aus wassergekühlten Rohrschlangen längs der Seitenwand der Brennkammer eingebaut war, wurde in den M3-Versuchen der Wärmeübergang an den Ofenherd bedeckende wassergekühlten Stahlplatten untersucht. Die Brennkammer (2×2 m Querschnitt, 6,25 m Länge) sowie die Versuchsbrenner sind in [11, 32 und 33] beschrieben.

2.1. Modelltyp 1

Für eine Reihe von Gasflammen wurden mit den Gleichungen (1) und (2) und den Randbedingungen der M3-A-Versuche [33] der Wärmeübergang zu den Wärmesenken sowie deren mittlere Temperaturen berechnet. Es wurde mit folgenden Ansätzen gearbeitet:

- a) nichtgraue Gasstrahlung;
- b) spezifische Wärme $c_p = f$ (Temperatur, Konzentration);
- c) Berücksichtigung der Wandverluste über Wärmedurchgangskoeffizienten der Ofenwände;
- d) konstante mittlere konvektive Wärmeübergangszahl $\bar{\alpha}$;
- e) Ermittlung der totalen Strahlungsaustauschfaktoren nach [1].

In Bild 2 sind berechnete und gemessene Werte zweier mit demselben Brenner untersuchter Einflußgrößen auf den Feuerraumwirkungsgrad eingezeichnet. Diese sind die Brennkammerbelastung bei Erdgasfeuerung und der Heizwert der Brennstoffe (Gichtgas, Gichtgas/Erdgas, Erdgas) bei konstanter Eingabeleistung. Die Tendenz des berechneten Wirkungsgradverlaufs stimmt mit der der Messungen überein, jedoch sind die Meßwerte durchweg höher. Die Erklärung

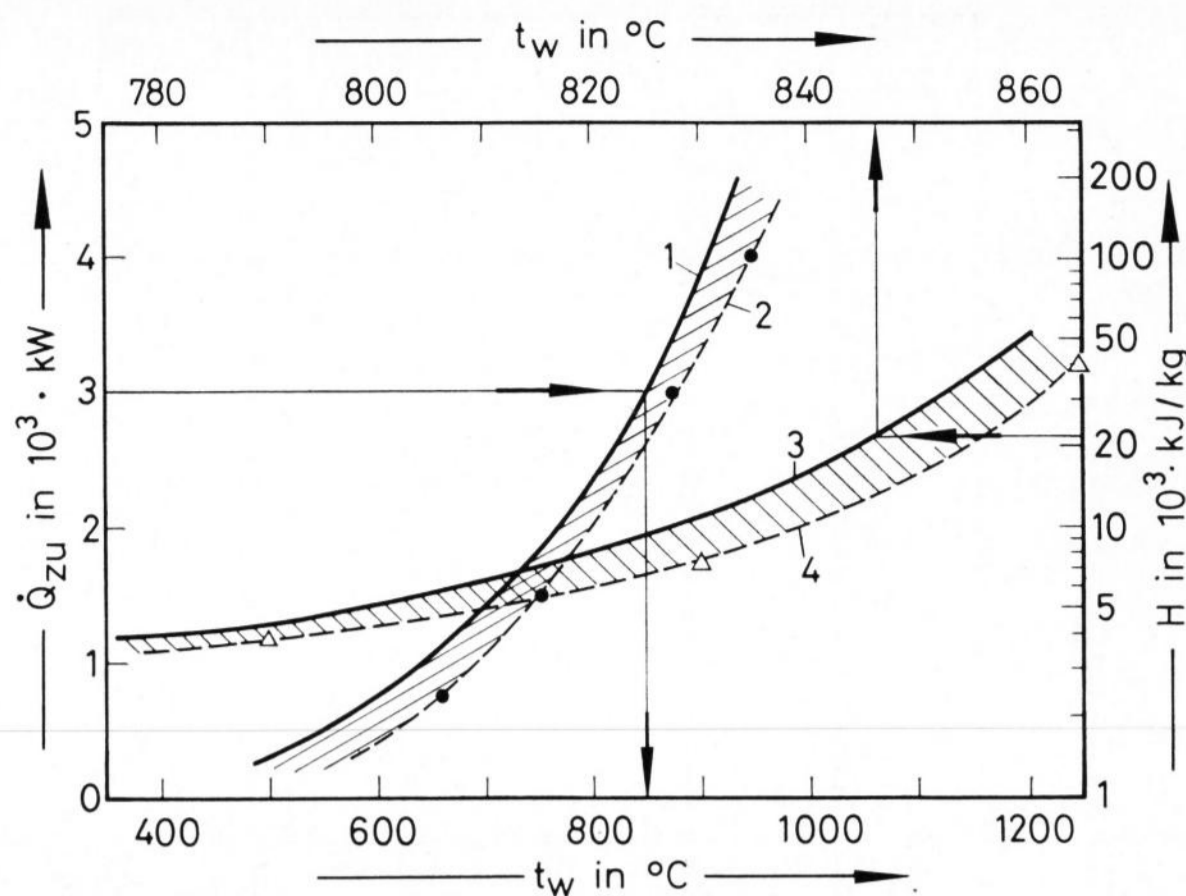


Bild 3. Einfluß der Brennkammerbelastung \dot{Q}_{zu} und des Brennstoffheizwertes H auf die mittlere Gewölbetemperatur t_w in $^{\circ}C$. 1 und 3: berechnet mit Modelltyp 1; 2 und 4: gemittelt aus Meßwerten.

dafür liegt in der Abweichung der wirklichen Verhältnisse von der angenommenen Gleichmäßigkeit der Zustandsgrößen innerhalb des Gasvolumens. Diese Abweichung spielt für die Genauigkeit der Berechnung der Gewölbetemperatur eine weitaus geringere Rolle, wie Bild 3 zeigt.

Als weitere Parameter wurden bei den M3-A-Versuchen Brenner- und Flammentypen untersucht, deren Einfluß auf den Wärmeübergang vom Modelltyp 1 nicht erfaßt wird. Der größte bzw. kleinste Wirkungsgrad betrug bei einer Feuerraumbelastung von 3000 kW $\eta_{max} = 56\%$ und $\eta_{min} = 46\%$. Dieser Bereich ist ein Maß für die Unsicherheit, mit der die Vorausberechnung bei der Benutzung von Modelltyp 1 für die betrachtete Brennkammer behaftet ist.

2.2. Modelltyp 2

Hier wird auf zwei Anwendungsbeispiele eingegangen, wobei jeweils Berechnungen mit einem in [3] veröffentlichten Typ-2-Modell (ohne Rückströmung zwischen Elementen) und der in Abschnitt 1.2. beschriebenen Weiterentwicklung dieses Modelltyps nach [8] gegenübergestellt und mit Meßdaten verglichen werden.

Als erstes wird eine mit einem einfachen Parallelstrombrenner erzeugte 5 m lange Erdgasflamme der M2-Versuche ([11], Flamme 29) untersucht, deren Rückströmgebiet sich, ähnlich wie bei Flammen in einer quergefeuerten Glaswanne, über die ganze Ofenlänge erstreckte. Unter Verwendung folgender Vorgabedaten und ähnlicher Ansätze wie vorher bei Modelltyp 1 wurde die Wärmestromverteilung mit beiden Modellversionen berechnet:

- a) Ausbrandverlauf, bestimmt aus sichtbarer Flammenlänge (Gleichung (7));
- b) Strömungsverlauf, ermittelt in einem isothermen Strömungsmodell der Brennkammer (1/4-Maßstab) (nur für weiterentwickelten Modelltyp, für den anderen Fall wurden die Einzelelemente als ideal gemischt angenommen);
- c) konvektive Wärmeübergangszahl α , ermittelt in dem isothermen Brennkammermodell.

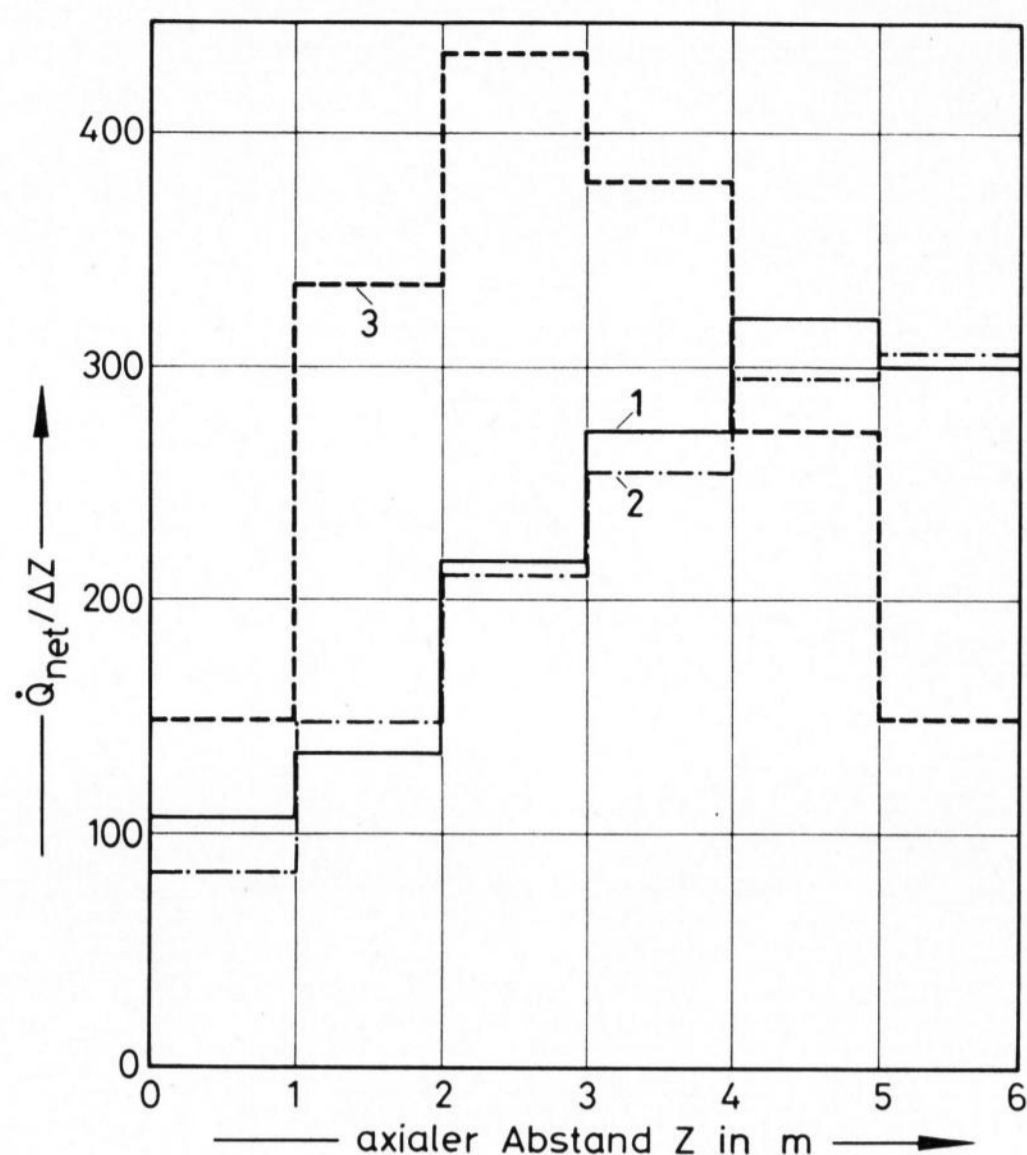


Bild 4. Gemessene und berechnete axiale Wärmestromverteilungen für Flamme 29 aus [11 und 32]. 1: gemessen, 2: berechnet mit Rückströmungsmodell [8], 3: berechnet unter Vernachlässigung der Rückströmung [3].

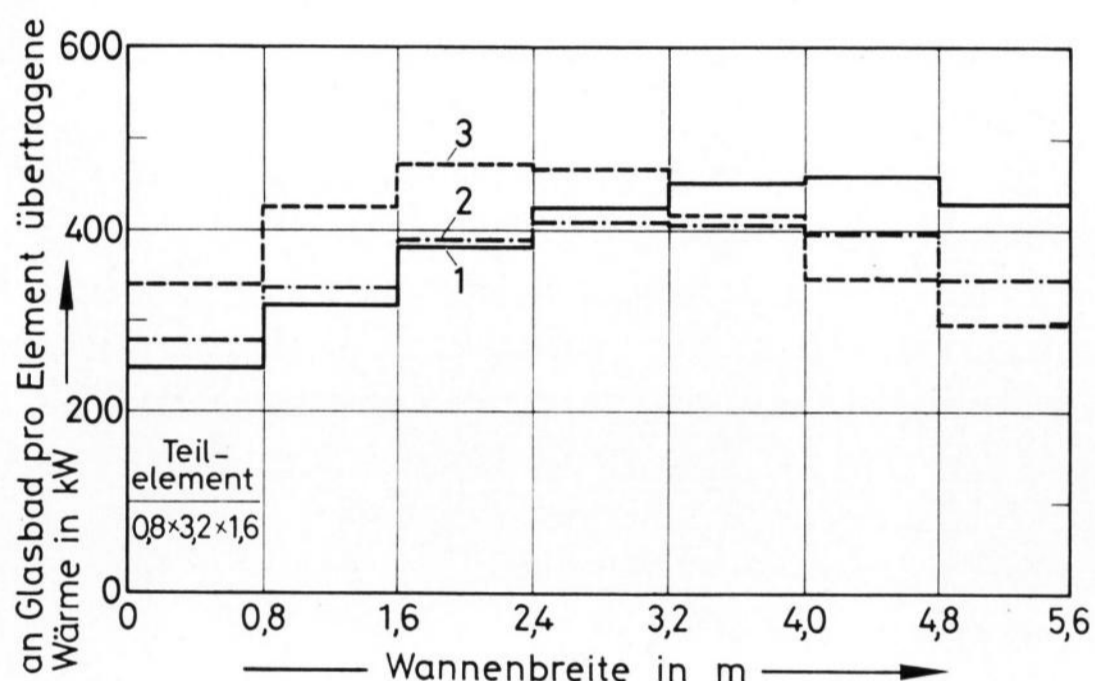


Bild 5. Berechnete Wärmestromverteilung für eine Glaswannenhälfte mit Vorgabedaten aus einem Wassermodell [34]. 1: Ölfeuerung mit Rückströmung [8], 2: Gasfeuerung mit Rückströmung, 3: Gasfeuerung unter Vernachlässigung der Rückströmung [3].

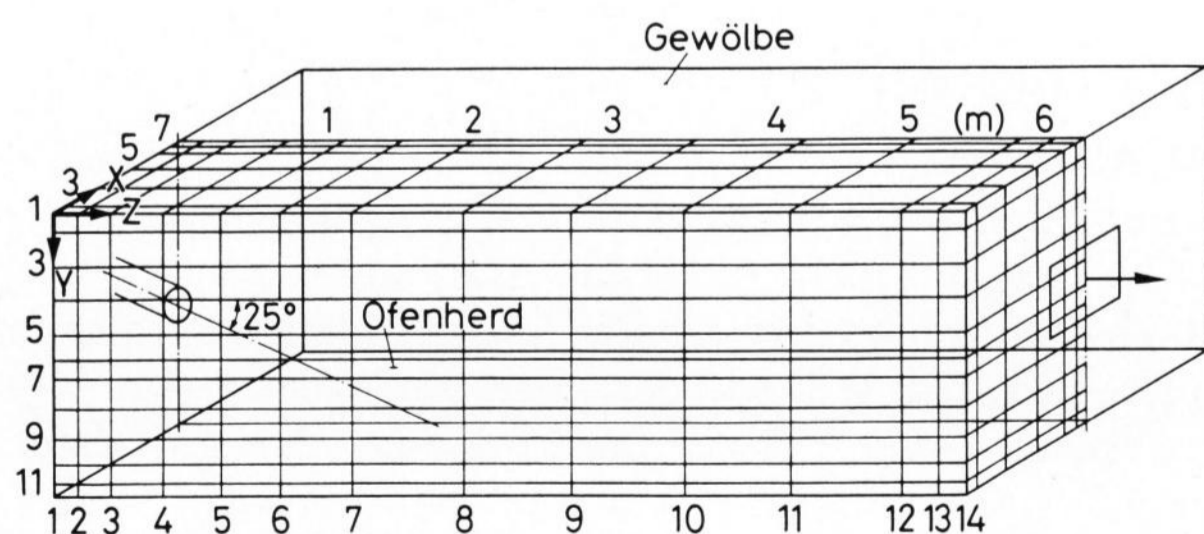


Bild 6. Schematische Brenner/Brennkammerkonfiguration mit dem für die Berechnungen gewählten Rechnernetz.

Die in Bild 4 dargestellten Ergebnisse zeigen, daß bei den in diesem Fall vorhandenen erheblichen Rückstrommassen, deren Vernachlässigung unzulässig ist, jedoch eine relativ grobe näherungsweise Erfassung der Rückströmung nach den Gleichungen (3) und (4) genügt, um gute Resultate zu erzielen.

Für eine Hälfte einer aus zwei Brennersektionen bestehenden Glaswanne mit einer Schmelzleistung von

90 t/d wurden in einem Wassermodell über Impfung der Massenströme mit Säure bzw. Lauge und mit pH-Wert-Indikatoren der Ausbrand- und Strömungsverlauf für verschiedene Brennerkonfigurationen bestimmt [34]. Für die bei der Glaswannenbeheizung gewählten Konfigurationen — die Glaswanne wurde vergleichsweise mit schwerem Heizöl und Erdgas gefeuert — sind die Wärmeflußverteilung zum Glasbad und u. a. auch die Rauchgastemperaturen bei der IFRF mit dem Modell nach [8] berechnet worden. In Bild 5 sind die ermittelten Wärmestromverteilungen aufgetragen, für Öl- und Gasfeuerung mit Berücksichtigung der Rückströmung, für Gas vergleichsweise auch ohne Rückströmung.

Während mit Rückströmung sowohl für Öl- als auch für Gasfeuerung die berechnete Rauchgastemperatur recht gut mit den gemessenen Werten übereinstimmt und sich bei Ölfeuerung um etwa 100 °C niedrigere Temperaturen ergaben (Meßwerte 50 bis 100 °C ΔT), wurde bei Vernachlässigung der Rückströmung, im Widerspruch zu den Meßwerten, kein Temperaturunterschied errechnet. Für diesen Fall ergaben sich zu niedrige Rauchgastemperaturen für Erdgasfeuerung, d. h. hohe Werte der Wärmeübertragung an das Glasbad (siehe Bild 5).

Beide Beispiele zeigen die Notwendigkeit der Erfassung der Rückströmung bei der Vorausberechnung. Aus den Ergebnissen kann aber auch geschlossen werden, daß eine summarische Erfassung nach den Gleichungen (3) und (4) für viele Fälle zu einer befriedigenden Lösung führt.

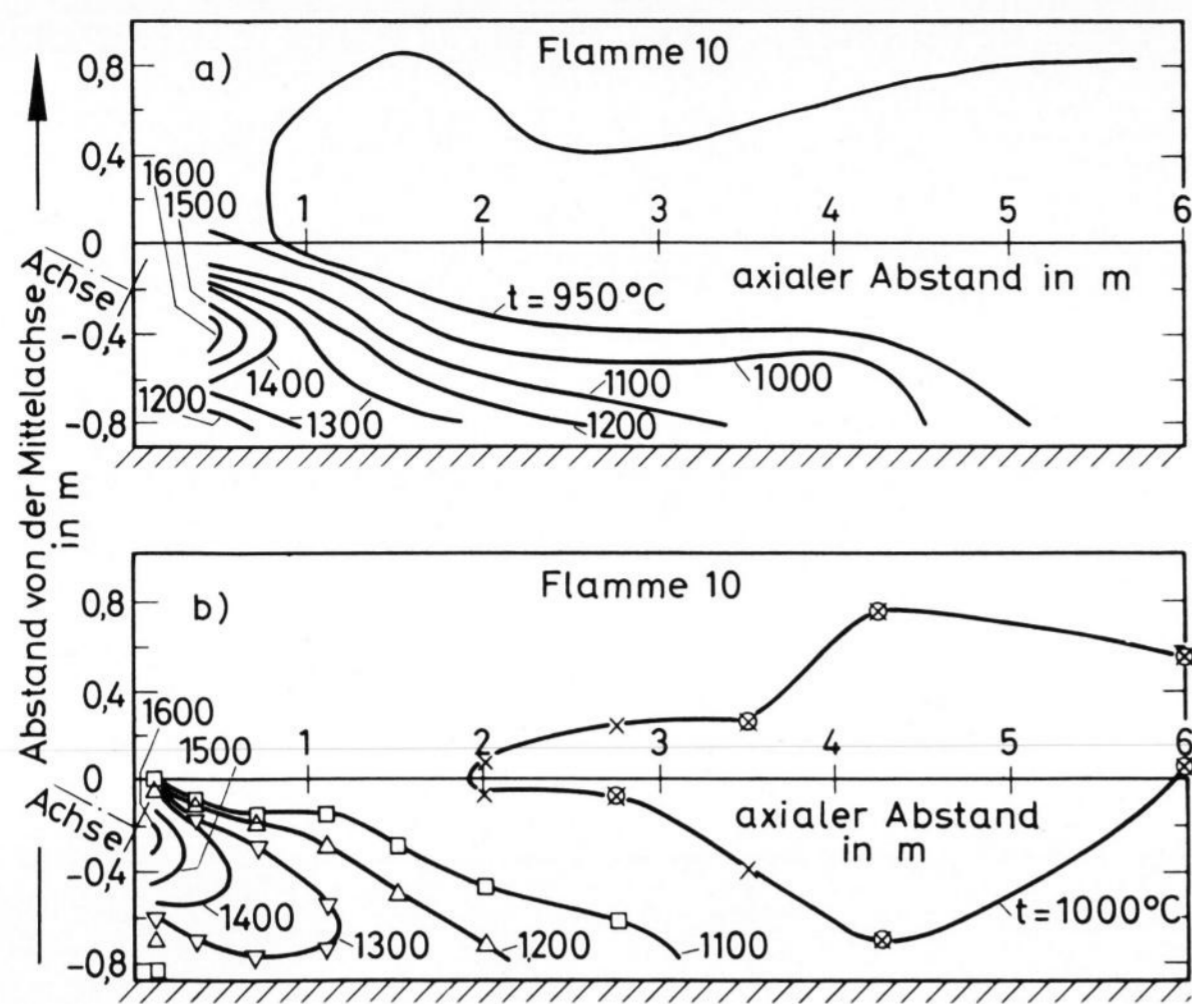
2.3. Modelltyp 3

Verfahren der mehrdimensionalen Brennkammerberechnung sind, vor allem was die Berechnung des Strömungs- und Konzentrationsfeldes betrifft, noch in der Entwicklung begriffen. Trotzdem gelingen Brennkammerberechnungen für einfache Brennergeometrien und zumindest annähernde Rotationssymmetrie heute schon zufriedenstellend mit zweidimensionalen Modellen, wie schon mehrmals berichtet wurde, z. B. [11, 20, 21 und 35].

Für dreidimensionale Probleme sind bisher, u. a. wegen des hohen Speicherplatz- und Rechenzeitbedarfs, nur Lösungen mit qualitativem Aussagewert bekannt geworden [18 und 30]. Teilweise war das Ausbleiben besserer Berechnungserfolge aber auch darin begründet, daß keine geeigneten Vergleichsmessungen zur Verfügung standen. Daher wurde während der schon vorher erwähnten M3-Versuchsreihe [33] eine geometrisch einfache, aber eindeutig dreidimensionale Konfiguration durchgemessen. Dabei wurde ein Tunnelbrenner schräg auf die den Ofenherd bedeckende Wärmesenke gerichtet (Bild 6).

Unter Verwendung eines von Patankar und Spalding [30] entwickelten Rechenprogramms des Modelltyps 3 und des in Bild 6 gezeigten orthogonalen Rechnernetzes (7 x 12 x 14 Netzlinien) wurden kürzlich bei der IFRF zwei der M3-Flammen (Nr. 8 und 10) durchgerechnet. Die Veröffentlichung von Details dieser Arbeit, wie z. B. die gewählten Randbedingungen, wird zur Zeit vorbereitet [31]. Hier wird nur auf einige Ergebnisse für Flamme 10 Bezug genommen.

In Bild 7 sind gemessene und berechnete Isothermen der zentralen Vertikalebene aufgetragen. Trotz deutlicher lokaler Unterschiede ist die erzielte Überein-



Bilder 7a und b. Isothermen in der zentralen Vertikalebene der Brennkammer von Bild 6 für Flamme 10 [33]. a) aus Meßwerten ermittelt, b) berechnet.

stimmung zufriedenstellend. Auffallend ist der sich dichter bei der Brennerwand befindliche berechnete Auftreffpunkt des Flammenstrahls, während die mittleren Ofenraumtemperaturen in der Rückströmzone sich nur um etwa 50 °C unterscheiden.

Die in Bild 8 verglichenen Wärmestromverteilungen zeigen lokal Abweichungen bis zu 30%, was sicherlich nicht als gute Übereinstimmung bezeichnet werden kann. Trotzdem ist der Einfluß der Brennerneigung auf Strömungs- und Temperaturfeld deutlich richtig berechnet, was global auch für die Wärmestromverteilung gesagt werden kann.

Trotz der noch vorhandenen Abweichungen zwischen Messung und Rechnung sind die Ergebnisse dieser Anwendungsbeispiele äußerst ermutigend, da mit diesem Modelltyp neben den sowieso bekannten Vorgabedaten wie Massenströme, geometrische Dimensionen, Brennstoffqualität usw. nur wenige experimentelle Daten erforderlich sind. Die Weiterentwicklung dieser Verfahren vor allem hinsichtlich der Verbesserung der benützten Turbulenzmodelle sollte es in Zukunft ermöglichen, auch genauere Brennkammerberechnungen nur mit bekannten Vorgabedaten und der Literatur zu entnehmenden experimentellen Konstanten durchzuführen.

3. Schlußfolgerungen

Verfahren zur Berechnung von Feuerungen können in drei Kategorien klassifiziert werden. Als charakteristisches Merkmal wurde dabei die zur Ermittlung des Wärmeaustausches gewählte Art der Brennkammerunterteilung verwendet. Sowohl vom Strömungsverlauf und der gewünschten Rechengenauigkeit als auch vom vorhandenen Erfahrungswissen und der benötigten Information hängt es ab, ob diese Unterteilung null- (Typ 1), ein- (Typ 2) oder mehrdimensional (Typ 3) erfolgen muß. Diese Übersicht über Rechenverfahren zeigt, daß alle drei Modelltypen ihre Berechtigung und spezifischen Anwendungsbereiche haben.

Allgemein kann festgestellt werden, daß sich Modelle der Typen 1 und 2 besonders für betriebsnahe Berechnungen und Parameterstudien eignen. Grundsätzlich können solche Berechnungen natürlich auch mit dem

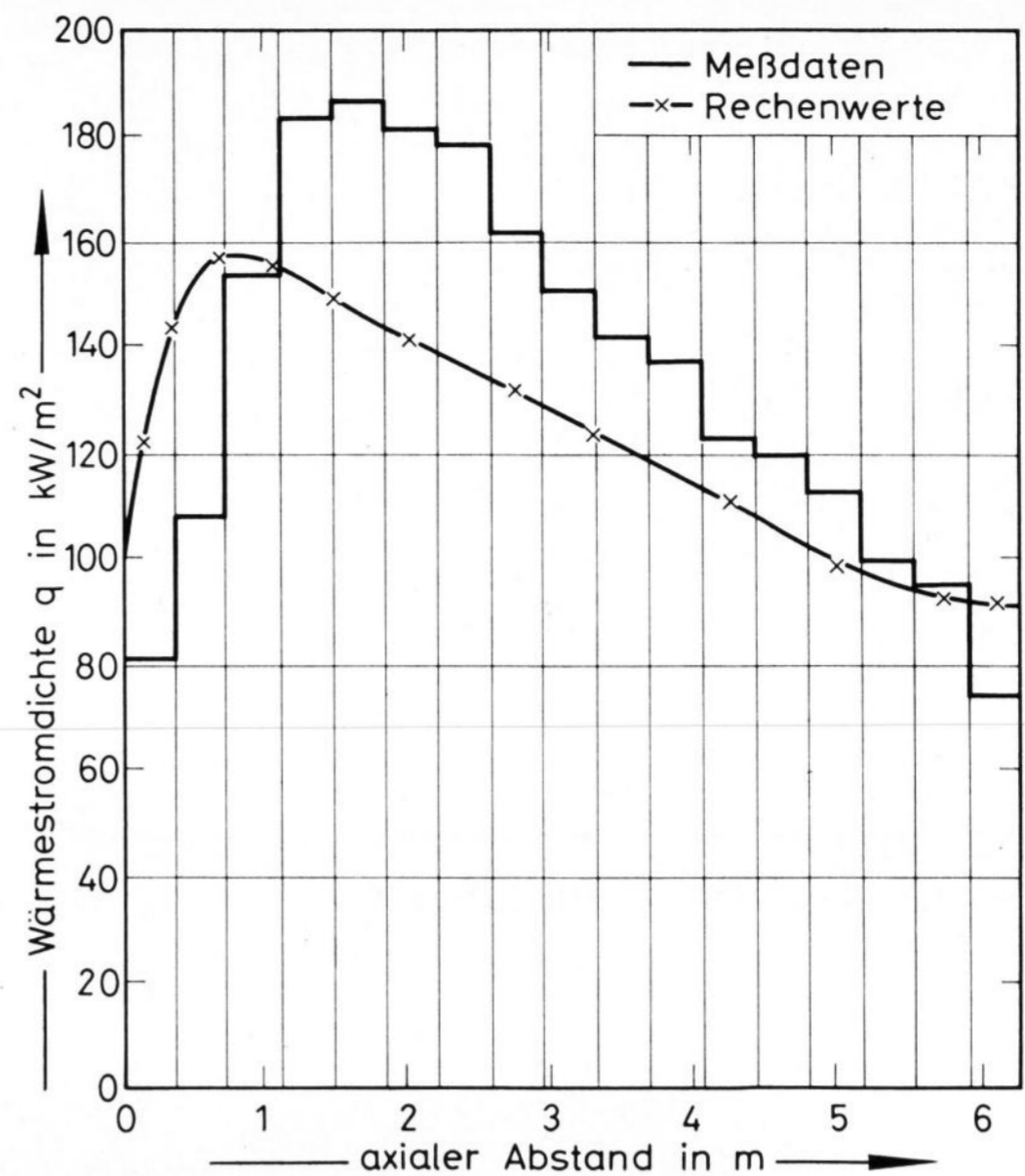


Bild 8. Vergleich zwischen gemessener und berechneter axialer Verteilung der Wärmestromdichte an der Wärmesenke im Ofenherd für Flamme 10 [33].

Modelltyp 3 durchgeführt werden, doch muß man sich dabei auf solche Fälle beschränken, bei denen der erhebliche rechentechnische Mehraufwand gerechtfertigt und eine bessere Berechnung heute schon möglich ist.

Bei besonderen geometrischen Verhältnissen (echte 3D-Fälle) und wenn von örtlichen Gegebenheiten abhängige Schadstoffemissionen vorausberechnet werden sollen, erscheint die Anwendung von Verfahren des Typs 3 unumgänglich. Allerdings wird deren Benutzbarkeit bis heute noch dadurch eingeschränkt, daß z. B. Drall, schwierige Brennergeometrie, Rußbildung und Rußstrahlung nur näherungsweise erfaßt werden können. Die Weiterentwicklung der Berechnungsverfahren in Zusammenarbeit zwischen Forschung an Universitäten und Industrie sollte jedoch dazu führen, daß die noch bestehenden Wissenslücken geschlossen werden können.

4. Formelzeichen

A	Ausbrand
c_p	spezifische Wärme bei konstantem Druck in kJ/kgK
E	Schwarzkörperemission in kW/m ²
F	Fläche in m ²
\overline{FF}	totaler Strahlungsaustauschfaktor zwischen zwei Flächen in m ²
\overline{GF}	totaler Strahlungsaustauschfaktor zwischen Gasvolumen und Fläche in m ²
\overline{GG}	totaler Strahlungsaustauschfaktor zweier Gasvolumina in m ²
H	Heizwert in kJ/kg
h	Enthalpie in kJ/kg
J_h, J_j	molekularer Diffusionsflußvektor von h bzw. m_j in kW/m ² und kg _j /m ² ·s
K	Absorptionskoeffizient in m ⁻¹
k	Wärmedurchgangskoeffizient der Wand in kW/m ² K
L	Flammenlänge in m
\dot{m}	Massenstrom in kg/h
m_j	Massenkonzentration einer chemischen Komponente j in kg _j /kg
p	Druck in N/m ²
Q	Wärmestrom in kW

\dot{q}	Wärmestromdichte in kW/m ²
q_{str}	pro Volumen- und Zeiteinheit absorbierte Strahlungswärme in kW/m ³
R_j	Bildung von m_j pro Volumen- und Zeiteinheit in kg/m ³ s
T, t	Temperatur in K und °C
T_v	Tensor der viskosen Spannungen in N/m ²
V	Gasvolumen in m ³
x, y, z	kartesische Koordinaten
r, z, θ	zylindrische Koordinaten
α	konvektiver Wärmeübergangskoeffizient in kW/m ² K
Δ	Differenz zweier Größen
ε	Emissionsgrad
η	Feuerraumwirkungsgrad
ρ	Dichte in kg/m ³
ψ	dimensionslose Stromfunktion
\mathbf{v}	Geschwindigkeitsvektor in m/s

Die in den Gleichungen (8) bis (11) mit $\bar{\quad}$, \prime gekennzeichneten Größen stellen Mittel- bzw. Schwankungswerte dar. Das Zeichen \otimes kennzeichnet eine tensorielle Multiplikation.

Indizes

B	Brennstoff
G	Gas
i, j, k, l	Kennzeichnung der Zuordnung von Gas- und Wandelementen
L	Verbrennungsluft
net	netto
r	Rückstrommaterie
s	Strahlmaterie
U	Umgebung
W	Wand, Wärmesenke
zu, ab	zugeführt, abgeführt

5. Literatur

- [1] Hottel, H. C. und Sarofim, A. F.: Radiative transfer. New York: McGraw-Hill 1967.
- [2] Schupe, W.: Vereinfachte Berechnung des Strahlungswärmeübergangs in Industrieöfen und Vergleich mit Messungen in einer Versuchsbrennkammer. Techn. Univ. Clausthal, Diss. 1974.
- [3] Michelfelder, S. und Lowes, T. M.: Strahlungsaustausch in Glasschmelzöfen. Glastechn. Ber. **46** (1973) S. 99 – 108.
- [4] Selçuk, N.; Siddall, R. G. und Beér, J. M.: A comparison of mathematical models of the radiative behaviour of an industrial heater. Internat. Flame Res. Found., Doc. nr. F 19/ca/12. 1975.
- [5] Lucas, D. M. und Lockett, A. A.: Mathematical modelling of heat flux and temperature distribution in shell boilers. Vortrag auf: 4th Symposium on Flames and Industry, London 1972.
- [6] Clément, P.: Méthode de calcul de la distribution des flux de chaleur sur les parois d'un générateur de vapeur. In: Internat. Flame Res. Found., 2nd Members Conf., May 1971, Chapter XIII.
- [7] Lowes, T. M. und Michelfelder, S.: A simple model for heat flux prediction. Internat. Flame Res. Found., Doc. nr. F 36/a/5. 1974.
- [8] Faber, A. und Michelfelder, S.: A one dimensional mathematical model for the calculation of heat flux distributions in furnaces with substantial external recirculation. Internat. Flame Res. Found., Doc. nr. G 04/a/8. 1976.
- [9] Thring, M. W. und Newby, M. P.: Combustion length of enclosed turbulent jet flames. In: Fourth Symposium (Internat.) on Combustion, Cambridge, Mass., Sept. 1 – 5, 1952. Baltimore: William & Wilkins 1953. S. 789 bis 796.
- [10] Craya, A. und Curtet, R.: Sur l'évaluation d'un jet en espace confiné. C. r. Acad. Sci. **241** (1955) S. 621 – 622.
- [11] Michelfelder, S.; Bartelds, H.; Lowes, T. M. u. a.: Berechnung des Wärmeflusses und der Temperaturverteilung in Verbrennungskammern. In: VDI-Ber. Nr. 211 (1974) S. 23 – 31.
- [12] Fitzgerald, F. und Sheridan, A. T.: Prediction of temperature and heat transfer distribution in gas fired pusher reheating furnaces. Vortrag auf: 4th Symposium on Flames and Industry, London 1972.
- [13] Latsch, R.: Mathematisches Modell für eine turbulente Diffusionsflamme und deren zylindrischen Brennraum. Univ. Karlsruhe (TH), Fak. f. Chem.-Ing.-Wes., Dr.-Ing.-Diss. 1972.
- [14] Bammert, K. und Rehwinkel, H.: Berechnung der örtlichen Wärmeübertragung und des Rauchgas-Temperaturfeldes in zylindrischen Brennkammern von Strahlungskesseln. In: VDI-Ber. Nr. 211 (1974) S. 37 – 43.
- [15] Steward, F. R. und Gürüz, H. K.: Mathematical simulation of an industrial boiler by the zone method of analysis. Vortrag auf: Internat. Seminar on Heat Transfer from Flames, Belgrad 1973.
- [16] Johnson, T. R.: Application of the zone method of analysis to the calculation of heat transfer from flames. Univ. Sheffield, Diss. 1971.
- [17] Gosman, A. D.; Pun, W. M.; Runchal, A. K. u. a.: Heat and mass transfer in recirculating flows. New York, London: Acad. Press 1969.
- [18] Zuber, I.: Ein mathematisches Modell des Brennraums. Monographs and Memoranda. Nr. 12. Staatl. Forschungsinst. Bechovice (CSSR).
- [19] Gibson, M. M. und Morgan, B. B.: Mathematical model of combustion of solid particles in a turbulent stream with recirculation. J. Inst. Fuel **43** (1970) S. 517 – 523.
- [20] Michelfelder, S.: Beitrag zur Berechnung des Abbrandes und der Wärmeübertragung von nichtleuchtenden Gasflammen. Univ. Stuttgart, Diss. 1976.
- [21] Richter, W. und Quack, R.: A mathematical model of a low volatile pulverised fuel flame. Vortrag auf: Internat. Seminar on Heat Transfer from Flames, Belgrad 1973.
- [22] Richter, W.: Prediction of heat and mass transfer in a pulverised fuel furnace. Letter Heat Mass Transfer **1** (1974) S. 83 – 94.
- [23] Blumer, V.: Zur Stickoxid- und Kohlenmonoxidbildung in ölgefeuerten Kesseln mit hoher Feuerraumbelastung. ETH Zürich, Diss. 1974.
- [24] Launder, B. E. und Spalding, D. B.: Mathematical models of turbulence. New York, London: Acad. Press 1972.
- [25] Pai, B. R.; Richter, W. und Lowes, T. M.: Flow and mixing in confined axial flows. Internat. Flame Res. Found., Doc. nr. G 02/a/24. 1974.
- [26] Spalding, D. B.: A two-equation model of turbulence. In: VDI-Forsch.-H. 549 (1972) S. 5 – 16.
- [27] Richter, W. und Bauersfeld, G.: Radiation models for use in complete mathematical furnace models. In: Internat. Flame Res. Found., 3rd Members Conf., 1974. Chapter II.
- [28] Bartelds, H.; Lowes, T. M.; Michelfelder, S. u. a.: A finite difference method for the prediction of radiant heat exchange, applicable to various furnace geometries. Vortrag auf: 2nd European Symposium on Combustion, Orléans 1975.
- [29] Marco, A. G. de und Lockwood, F. C.: A new flux model for the calculation of radiant furnaces. Vortrag auf: 2nd Italian Flame Days, San Remo 1975.
- [30] Patankar, S. V. und Spalding, D. B.: Simultaneous predictions of flow pattern and radiation for three-dimensional flames. Vortrag auf: Internat. Seminar on Heat Transfer from Flames, Belgrad 1973.
- [31] Pai, B. R.; Michelfelder, S. und Spalding, D. B.: Prediction of furnace heat transfer with a three-dimensional mathematical model. (In Vorb.)
- [32] Michelfelder, S. und Lowes, T. M.: Report on the M2 trials. Internat. Flame Res. Found., Doc. nr. F 36/a/4. 1974.
- [33] Pai, B. R.; Bartelds, H. und Michelfelder, S.: Report on the M3-A trials. Internat. Flame Res. Found., Doc. nr. F 36/a/6. 1975.
- [34] Mitarb. d. Internat. Flame Res. Found., IJmuiden: Pers. Mitt.
- [35] Michelfelder, S.; Richter, W.; Pai, B. R. u. a.: Übersicht über Berechnungsmethoden zur Ermittlung des Wärmeübergangs in Brennkammern. In: VDI-Ber. Nr. 246 (1975) S. 107 – 118.