



KfK 5150  
November 1993

**LAFIS**  
**Ein Rechenprogramm zur**  
**Bestimmung der strömungs-**  
**und thermodynamischen**  
**Belastungen**  
**in Lüftungsanlagen**

M. Neuberger, P. Bletzer, M. Fronhöfer  
Laboratorium für Aerosolphysik und Filtertechnik  
Projekt Nukleare Sicherheitsforschung

**Kernforschungszentrum Karlsruhe**



# **Kernforschungszentrum Karlsruhe**

**Laboratorium für Aerosolphysik und Filtertechnik  
Projekt Nukleare Sicherheitsforschung**

**KfK 5150**

**LAFIS**

**Ein Rechenprogramm zur Bestimmung der strömungs- und  
thermodynamischen Belastungen in Lüftungsanlagen**

**M. Neuberger, P. Bletzer, M. Fronhöfer**

**Kernforschungszentrum Karlsruhe GmbH, Karlsruhe**

Als Manuskript gedruckt  
Für diesen Bericht behalten wir uns alle Rechte vor

Kernforschungszentrum Karlsruhe GmbH  
Postfach 3640, 76021 Karlsruhe

ISSN 0303-4003

# **LAFIS - Ein Rechenprogramm zur Bestimmung der strömungs- und thermodynamischen Belastungen in Lüftungsanlagen**

## **Zusammenfassung**

Um die Sicherheitsreserven von Schwebstofffiltern zu bestimmen, müssen die strömungsdynamischen Belastungen und die mechanische Festigkeit des Filters bekannt sein.

Der entwickelte Rechencode (LAFIS) erlaubt eine Modellierung der instationären Strömungsverhältnisse in Lüftungssystemen unter Störfallbedingungen. Mit Hilfe dieses Rechencodes kann die mechanische Belastung der Filterelemente berechnet werden.

Ein lüftungstechnisches Netzwerk wird als eine komplexe Verknüpfung einer Vielzahl von Komponenten angesehen mit z.B. geraden (Rohre), richtungsändernden (Krümmer) und querschnittsändernden (Düse und Diffusor) Kanalstücken sowie Kanalverzweigungen und "aktiven" Komponenten (Gebläse). Zusätzlich können noch beliebig definierbare Komponenten hinzukommen, die über ihr  $\Delta p$ -V-Verhalten beschreibbar sind und mit "Discrete Loss" bezeichnet werden (Filter, Klappen, Wärmetauscher, usw.).

Zur Bestimmung der Strömungs- und Zustandsgrößen werden die Erhaltungssätze der Masse, des Impulses und der Energie benutzt, die einen kompressiblen, instationären Strömungsvorgang beschreiben. Die Erhaltungssätze beinhalten spezielle Eigenschaften, die bei stationärer und instationärer Strömung in Lüftungssystemen auftreten. Fällt die Annahme konstanter Temperatur weg und berücksichtigt man mögliche Kondensationsphänomene, muß die Energiegleichung für jede Komponente einzeln benutzt werden. Bei der Erhaltung der Masse für instationäre Strömungsvorgänge geht das Speichervermögen großer Volumina ein.

Der LAFIS (LAF Iteration Solver) Rechencode ermöglicht bei gegebenen Werten von Druck, Temperatur, Massenstrom oder Feuchte als Funktion der Zeit an einem Umgebungsknoten des komplexen Lüftungsnetzwerkes dieselben Größen an jeder Stelle im Lüftungssystem zu berechnen. LAFIS ermöglicht, die Änderung der relativen Feuchte und Kondensation von Wasserdampf für jede Komponente als Funktion von Druck und Temperatur zu ermitteln.

# **LAFIS - Numerical Code for Determination of Fluiddynamic and Thermodynamic Loading in Ventilation Systems**

## **Abstract**

In order to be able to calculate HEPA filter margins, both the mechanical loading at the service location and the structural strength of the filter unit must be known.

A numerical code (LAFIS) is developed which allows modelling of flow transients in air cleaning systems under accident conditions. With the support of this code the mechanical loadings on the filter units can be calculated.

A ventilation network is considered as complex combination of a large number of components including straight duct sections, ducts changing direction (elbows), throttles, ducts changing cross section (nozzles and diffusors), "active" components (blower) and duct branches. In addition, components which are described by their flow resistance characteristics (filters, dampers, heat exchangers, e.t.c.) can be added to the model at arbitrary locations. These components are called "discrete losses".

In determining flow variables and state variables, the laws of conservation of mass, momentum and energy are used, thus allowing compressible non-steady state flow processes to be described. In the law of Conservation some aspects are mentioned taking into consideration the special characteristics of steady- and nonsteady-state flow in ventilation systems. If the assumption of constant temperature is dropped, and if condensation phenomena in the ventilation duct are to be included, the energy equation must be used for each individual component. In the conservation of mass for nonsteady state flows, the capacitance of large volumes must be taken into account.

The LAFIS (LAF Iteration Solver) ventilation code enables users, for given levels of pressure, temperature, mass flow or humidity as a function of time in a complex ventilation network, to calculate these same quantities at any other position in the ventilation system. There is also a possibility in the LAFIS code to calculate the changes in relative humidity and condensation of water vapor, if any, for each individual component. In this case, the humidity at the ambient nodes is given and its change determined as a function of pressure and temperature in the components.

# Inhaltsverzeichnis

1.	Einleitung und Problemstellung	1
2.	Strömungs- und thermodynamische Grundlagen der Netzwerkberechnung in Lüftungssystemen	2
2.1	Massenerhaltung	4
2.2	Impulserhaltung	6
2.2.1	Ein- und Ausströmverluste an Umgebungsknoten	7
2.2.2	Krümmen	8
2.2.3	Düse	9
2.2.4	Diffusor	10
2.2.5	Regelarmaturen	11
2.2.6	Discrete Loss	12
2.2.7	Gebälse, Kompressoren	13
2.2.8	Gerades, reibungsbehaftetes Rohr	14
2.2.9	Verzweigungen	19
2.3	Energiesatz	21
2.3.1	Bestimmung der Wärmezu- und -abfuhr in den Komponenten	22
2.3.2	Kondensation	26
3.	Programmablauf und -beschreibung	27
3.1	Eingabeteil	28
3.2	Berechnungsteil	29
3.3	Ausgabeteil	30
4.	Literaturverzeichnis	36

5.	Anhang	A1
5.1	Algorithmen für kompressible, instationäre Strömungen in Lüftungssystemen	A1
5.2	Vergleich der Algorithmen IMSL und AHRITH	A3
5.3	Berechnung einer Störfallfilteranlage mit ACRITH	A9



# Verzeichnis der verwendeten Symbole

## Griechische Buchstaben

$\varphi$	Ablenkungswinkel Kanalbogen bzw. Verzweigungswinkel
$\kappa$	Adiabatexponent
$\rho$	Dichte
$\xi$	Druckverlustkoeffizient
$\nu$	kinematische Zähigkeit
$\varphi$	Relative Luftfeuchte
$\lambda$	Rohrrahigkeit nach Colebrook
$\eta$	Wirkungsgrad Düse, Diffusor
$\alpha_{i,a}$	Wärmeübergangskoeffizient
$\lambda_R$	Wärmedurchgangskoeffizient

## Lateinische Buchstaben

A	Querschnittsfläche des Kanales
a	Schallgeschwindigkeit
$c_p$	Wärmekapazität
D	Hydraulischer Durchmesser des Kanales
g	Erdbeschleunigung
k	Gesamtwärmedurchgangszahl
k	Rauhigkeit
L	Länge des Kanales
m	Masse
$\dot{m}$	Massenstrom
M	Strömungsmachzahl
Nu	Nusseltzahl
p	Druck
$p_{dyn}$	dynamischer Druck
$p_{ges}$	Gesamtdruck
$p_s$	Sättigungsdruck
$p_{stat}$	statischer Druck
$p_u$	Druck im Umgebungsknoten

$p_v$	Druckverlust
$q$	Druckbeiwert bei Abzweigen
$Q, q$	Wärmestrom
$R$	Krümmungsradius Kanalbogen
$R$	spez. Gaskonstante
$T$	Temperatur
$t$	Zeit
$T_s$	Sättigungstemperatur
$U$	Umfang des Kanales
$v$	Strömungsgeschwindigkeit
$V$	Volumen
$\dot{V}$	Volumenstrom
$x$	absoluter Feuchtegehalt der Luft
$z$	Höhenkoordinate

## 1. Einleitung und Problemstellung

In Lüftungssystemen großtechnischer Anlagen bilden Filter eine wirkungsvolle Barriere zum Einschluß gefährlicher Stoffe und dienen daher der Luftreinhaltung bzw. Abgasreinigung. Insbesondere im Bereich der Verfahrens- oder Kerntechnik halten Schwebstofffilter luftgetragene, partikelförmige Toxine oder Radioaktivität mit extrem hoher Abscheideleistung zurück /1/. Als Beispiel sei hier eine Müllverbrennungsanlage genannt, bei der größere Mengen kondensierte und partikelgebundene Dioxine entstehen können /2/. Die Filterstrecken sind daher für den Umgebungsschutz von besonderer Bedeutung und ihrer Auslegung und ihrem Betrieb muß ein hohes Maß an Sorgfalt gewidmet werden. Das gilt speziell für Störfälle, bei denen nicht nur mit erhöhten Beanspruchungen zu rechnen ist, sondern auch erhöhte Mengen toxischer Stoffe zurückzuhalten sind. Um das Risiko des Versagens von Filterelementen und somit einer erhöhten Abgabe gefährlicher Stoffe in die Umgebung bei nicht bestimmungsgemäßem Betrieb der Anlage beurteilen zu können, müssen die möglichen strömungs- und thermodynamischen Belastungen innerhalb von Lüftungsanlagen bekannt sein. Daher wurden gerade in der Kerntechnik in den letzten Jahren verschiedene Rechencodes entwickelt, mit deren Hilfe die Belastungen des Containments und der umliegenden Hilfsanlagegebäude modelliert werden können /3/. Besonderes Augenmerk lag dabei auf der Bestimmung der Quellstärke für radioaktive Aerosole nach einem teilweisen oder vollständigen Kernschmelzen /4/. Die dabei auftretenden instationären Strömungsvorgänge liefern endliche Gradienten der Zustandsänderung und die Ausbreitung von Störungen geschieht maximal mit Schallgeschwindigkeit.

Die Beanspruchungen, denen die Schwebstofffilter an ihrem Einbauort innerhalb von Lüftungsanlagen ausgesetzt sein können, werden durch den jeweiligen Störfall und dessen Verlauf bestimmt. Hierüber sind bisher nur ganz grobe Abschätzungen möglich, die bei Kernkraftwerken das Auftreten hoher Luftfeuchten einschließlich Taupunktunterschreitungen, erhöhter Temperaturen sowie hoher Differenzdrücke erwarten lassen /5/. Genauere Daten sind nur mit Hilfe spezieller Rechenprogramme zu ermitteln, die es gestatten, die strömungs- und thermodynamischen Vorgänge in den komplexen kerntechnischen Lüftungssystemen mit teilweise mehreren hundert Komponenten zu modellieren.

Da solche Rechenprogramme bisher nicht zur Verfügung standen, ergab sich die Notwendigkeit der Durchführung entsprechender Entwicklungsarbeiten. Im LAF II wurden bereits eine Reihe wichtiger Vorarbeiten abgeschlossen. So wurden die am Los Alamos National Laboratory ausgearbeiteten, sehr einfachen Strömungsdynamikcodes TVENT /6/ und EVENT /7/ erweitert und ihre Aussagefähigkeit anhand von Verifikationsuntersuchungen mit der Versuchsanlage BORA bewertet. Als Ergebnis ist festzuhalten, daß mit EVENT

transiente Strömungsvorgänge trockener Luft in einem einfachen Netzwerk unter Einbeziehung aktiver Komponenten recht genau berechnet werden können. Allerdings traten bereits bei der Berechnung der Anlage BORA Konvergenzprobleme auf, die sich nur auf Kosten der Genauigkeit überwinden ließen /8/.

Die Arbeiten zur Entwicklung eines Rechenprogramms für transiente strömungsdynamische Vorgänge, mit dem die sehr komplexen Lüftungsanlagen in kerntechnischen Einrichtungen unter Einbeziehung der Kondensation von Wasserdampf modelliert werden können, wurden somit intensiviert. Die zur Modellierung erforderlichen Eingangsdaten zum Schwebstofffilterverhalten konnten im Rahmen der laufenden Filteruntersuchungen erarbeitet werden. Weiterhin wurden die geometrischen und strömungsdynamischen Daten der Störfallfilteranlage (Ringraumabsaugung des KKW Philippsburg 2) aufgenommen.

## **2. Strömungs- und thermodynamische Grundlagen der Netzwerkberechnung in Lüftungssystemen**

Ein lüftungstechnisches Netzwerk wird als eine komplexe Verknüpfung einer Vielzahl von Komponenten angesehen. Als Komponenten werden dabei gerade Kanalstücke, richtungsändernde Kanäle (Krümmer), Drosselklappen, querschnittsändernde Kanäle (Düse und Diffusor) sowie Kanalverzweigungen angesehen. Zusätzlich können noch beliebig definierte Komponenten hinzukommen, die durch ihr  $\Delta p - \dot{V}$ -Verhalten beschreibbar sind und mit "Discrete Loss" bezeichnet werden (Filter, Klappen, Wärmetauscher usw.). Aufrechterhalten wird die Strömung über ein vorgegebenes Druckgefälle oder über aktive Komponenten wie Gebläse bzw. Kompressoren. Alle Komponenten sind durch sogenannte Knoten miteinander verbunden. Dabei unterscheidet man Verbindungsknoten, die jeweils zwei Komponenten miteinander verknüpfen und deren Zustandsgrößen sich durch die Vernetzung des Lüftungssystems aus den Randbedingungen ergeben sowie Umgebungsknoten, die eine Komponente mit einem vorgegebenen Rand (Umgebung) verbinden und deren Zustandsgrößen die Randbedingungen darstellen und somit festgelegt sind /9/.

Zur Berechnung dieser Zustandsgrößen bedient man sich für stationäre Strömungen der Kirchhoff'schen Regeln, die aus der Elektrotechnik bekannt sein dürften /10/. Angewandt auf die Verhältnisse in einem lüftungstechnischen Netzwerk besagt die Knotenregel, daß die Summe aller einem Knoten zu- und abfließenden Massenströme und somit die damit verbundenen Energieströme gleich Null gesetzt werden kann. Aus der Maschenregel ergibt sich, daß die Summe aller Drücke in einer geschlossenen Masche verschwindet. Des weiteren muß noch der Zusammenhang zwischen dem Differenzdruck über die einzelnen Komponenten

(Rohre, Krümmer, Diffusor usw.) und dem durchfließenden Massenstrom bekannt sein. So ergibt sich beispielsweise für den Druckabfall innerhalb eines rauhen Rohres konstanten Querschnitts bei kompressibler Strömung folgender Ausdruck: /11/

$$dp = - \lambda \frac{\dot{m}^2}{2 \rho A^2} \frac{dL}{D}$$

- $\lambda$  = Rohrrauigkeit nach Colebrook
- $A$  = Querschnittsfläche des Rohres
- $D$  = hydraulischer Rohrdurchmesser
- $\dot{m}$  = Massenstrom
- $\rho$  = Dichte
- $dp$  = infinitesimaler Abfall des Drucks
- $dL$  = infinitesimale Rohrlänge

Für die gesamte Rohrlänge  $L$  erhält man somit bei bekanntem Druck  $p_1$  vor dem Rohr unter Verwendung der idealen Gasgleichung für den Druck  $p_2$  nach dem Rohr eine implizite Gleichung der Form /12/:

$$\frac{\kappa}{\kappa + 1} \frac{\rho_1 A_1^2 \rho_1^{-\frac{1}{\kappa}}}{\dot{m}_1^2} \left[ p_2^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} - p_1^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right] - \frac{1}{\kappa} \ln \left[ \frac{p_2}{p_1} \right] = - \lambda \frac{L}{2D} .$$

Für die anderen Komponenten der Lüftungsanlage wurden ähnliche Gesetzmäßigkeiten aufgestellt, so daß sich in Verbindung mit der Knoten- und Maschenregel ein nichtlineares Gleichungssystem ergibt. Zur Bestimmung der einzelnen Variablen (Druck, Temperatur, Dichte und Geschwindigkeit) wurde das Programmpaket ACRITH herangezogen /13/. Die Lösungsmethode dieses Fortran-Programms basiert auf einem verbesserten Newton-Iterationsverfahren. Seine hohe Genauigkeit und Konvergenzfähigkeit wird durch eine Intervallarithmetik erreicht. Jeder Variablen wird ein Intervall mit vorgegebener oberer und unterer Grenze zugeordnet. Als Ergebnis erhält man wiederum ein Intervall und kann somit den numerischen Fehler der Lösung abschätzen. Diese Genauigkeit muß jedoch mit einer erhöhten Rechenzeit erkauft werden.

Die Erfahrung hat gezeigt, daß diese Tatsache gerade bei der Lösung kompressibler Strömungsprobleme eine große Rolle spielt. Schon bei relativ einfachen Systemen mit ca. 20 bis 40 Komponenten kann die Rechenzeit bei der benutzten IBM 3090 Anlage im Bereich von mehreren Minuten liegen. Besonders die Wahl der geeigneten Startwerte fällt dabei stark ins Gewicht. Daher erscheint es sinnvoll, die Startwerte für eine Rechnung bei kompressibler

Strömung durch die Lösungen bei inkompressibler Strömung zu bestimmen. Wie später gezeigt wird, kann dadurch eine erhebliche Einsparung der Rechenzeit erzielt werden.

Nachfolgend sollen die für die Berechnung der Zustands- und Strömungsgrößen benötigten Gleichungen, insbesondere die Zusammenhänge zwischen Druckänderung und durchströmten Massenstrom, für die einzelnen Komponenten aufgezeigt und kurz erläutert werden. Zuerst wird das  $\Delta p - \dot{V}(\dot{m})$  Verhalten bei dem Spezialfall der inkompressiblen Strömung diskutiert, um dann auf den allgemeinen Fall der kompressiblen Strömung zu schließen. Alle angesprochenen Vorgänge werden zunächst stationär betrachtet und das Strömungsmedium Luft wird als ideales Gas angesehen. Druck und Temperatur liegen in der Größenordnung, wie sie in üblichen Lüftungstechnischen Anlagen auftreten ( $T = 5 - 120 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $p = 0.5 - 2 \text{ bar}$ ) /14,15/.

## 2.1 Massenerhaltung

Die Massenerhaltung muß für jeden einzelnen Knoten  $j$  des Systems aufgestellt werden. Für eine stationäre, inkompressible Strömung kann alternativ eine Volumenstrombilanz die Massenerhaltung ersetzen

$$\sum_i \dot{m}_{ji} = \sum_i \rho_{ji} \dot{V}_{ji} = \rho_j \sum_i \dot{V}_{ji} = 0 \quad (1)$$

Für *inkompressible* Strömung gilt dann für den Knoten  $j$  mit  $i$  Rohranschlüssen

$$\sum_i \dot{V}_{ji} = 0 \quad (2)$$

Muß jedoch mit einer kompressiblen Strömung gerechnet werden (gilt für:  $M = \frac{v}{a} > 0.3$ ,  $\frac{\rho_{\text{kom}} - \rho_{\text{ink}}}{\rho_{\text{ink}}} > 1\%$ ), ist es notwendig, jedem dem Knoten zu- oder abfließenden Volumenstrom unter Umständen eine andere Dichte  $\rho_i$  zuzuordnen.

Für eine *kompressible* Strömung gilt dann

$$\sum_i \dot{m}_{ji} = 0 \quad (3)$$

Das Vorzeichen des Massenstroms gibt an, ob es sich dabei um dem Knoten zu- (positiv) oder abfließende (negativ) Ströme handelt.

Wird die Voraussetzung der Stationarität fallen gelassen, muß die Trägheit und bei kompressiblen Strömungen das Massenspeichervermögen großer Räume berücksichtigt werden. Jedem Knoten wird dazu ein Volumen zugeordnet (Volumenknoten).

Die zeitlich veränderliche Masse eines Knotens ist gleich der Summe der zu- und abfließenden Massenströme

$$\frac{dm_j}{dt} = \Sigma \dot{m}_{ji} \quad (4)$$

mit  $m_j = \rho_j \cdot V_j$  und  $V_j = \text{const.}$

$V_j$  gibt dabei das Volumen des Raumes  $j$  an

$$V_j \frac{d\rho_j}{dt} = \Sigma \dot{m}_{ji} \quad (5)$$

Den Zusammenhang zwischen Druck, Dichte und Temperatur liefert die Zustandsgleichung, wobei ideales Gas vorausgesetzt wird,

$$\frac{p_j}{\rho_j} = RT_j \quad (6)$$

mit  $p_j$ ,  $\rho_j$  und  $T_j$  als Druck, Dichte und Temperatur des Knotens  $j$  und  $R$  als Gaskonstante.

Nach einigen Umrechnungen ergibt sich schließlich mit  $t$  als der Zeitvariablen

$$\frac{dp_j}{dt} = \frac{RT_j}{V_j} \Sigma \dot{m}_{ji} + \frac{p_j}{T_j} \frac{dT_j}{dt} \quad (7)$$

Die Differentialgleichung wird in ihre Differenzenform gebracht;  $dp_j$ ,  $dT_j$  und  $dt$  werden zu  $\Delta p_j$ ,  $\Delta T_j$  und  $\Delta t$ .

Die  $\Delta$ -Größen bezeichnen die Differenz zwischen der momentanen Zustandsgröße und der Zustandsgröße zum Zeitpunkt  $t - \Delta t$

$$\begin{aligned} \Delta p &= p(t) - p(t - \Delta t) = p - p' \\ \Delta T &= T(t) - T(t - \Delta t) = T - T' \end{aligned}$$

Dadurch entsteht folgende Differenzgleichung

$$\left[ p_j \frac{T_i'}{T_j'} - p_j' \right] \frac{V_i}{RT_j' \Delta t} = \sum_i \dot{m}_{ji} \quad (8)$$

als Massenerhaltung im Knoten  $j$  für eine *instationäre, kompressible* Strömung.

Für kleine Räume mit vernachlässigbarem Volumen ( $V_j \rightarrow 0$ ) und/oder stationäre Strömung ( $T_j' = T_j$  und  $p_j' = p_j$ ) geht Gleichung (8) in Gleichung (3) über.

## 2.2 Impulssatz

Der Impulssatz gibt hier den Zusammenhang zwischen den Druck- und Impulskräften (Geschwindigkeitsabhängigkeit) an. Er beschreibt somit den Druckverlust bzw. die Druckänderung in den einzelnen Komponenten in Abhängigkeit vom durchströmenden Massenstrom und wird allgemein mit

$$\Delta p = p_j - p_k = f(\dot{m}_{jk}) \quad (9)$$

angegeben, wobei  $p_j$  und  $p_k$  die Drücke vor und nach der Komponente bzw.  $\dot{m}_{jk}$  den Massenstrom von  $k$  nach  $j$  darstellen.

Auch hier muß zwischen kompressibler und inkompressibler sowie stationärer und instationärer Strömung unterschieden werden.

Die *instationären* Gleichungen für den Impulssatz beschränken sich dabei auf die Strömung durch längere Rohre, da nur dort die Trägheit des Fluids und die Ausbreitungsgeschwindigkeit von Druckstörungen eine größere Rolle spielen. Bei allen anderen Komponenten, außer größeren Räumen, wird davon ausgegangen, daß die räumliche Ausdehnung gegenüber den verbundenen Kanälen vernachlässigbar ist.

Im folgenden werden jeweils die Gleichungen für die inkompressible, dann für die kompressible und schließlich für die instationäre (langes Rohr) Strömung erläutert /16,17/.



## 2.2.1 Ein- und Ausströmverluste an Umgebungsknoten

### *Inkompressibel*

Für die reibungsfreie Strömung gilt für die Gesamtdrücke in der Umgebung  $p_{uj}$  und im Umgebungsknoten  $j$

$$p_j = p_{uj} \quad . \quad (10)$$

Die Verluste können durch

$$\Delta p_v = \eta \cdot \frac{\rho}{2} v^2, \quad (11)$$

mit  $\frac{\rho}{2} v^2$  als dynamischen Druck angegeben werden.

Daraus folgt für den Druck im Umgebungsknoten  $j$  ( $\dot{m} = \rho \cdot A \cdot v$ )

$$p_j = p_{uj} - \eta \frac{\dot{m}_{uj}^2}{2 \rho A_1^2} \quad (12)$$

mit  $\eta > 0$  für Einströmen und  $\eta < 0$  für Ausströmen.

### *Kompressibel*

Für den kompressiblen Fall gilt ebenfalls die Unveränderlichkeit des Gesamtdruckes bei isentroper Strömung. Der Druckverlust wird auch hier mit

$$\Delta p_v = \eta p_{dyn} \quad (13)$$

angegeben. Dies führt zu

$$p_j = p_{uj} - \eta p_{dyn} \quad . \quad (14)$$

Der dynamische Druck muß jedoch auf andere Weise als im inkompressiblen Fall bestimmt werden,

$$p_{dyn} = p_{ges} - p_{stat} \quad . \quad (15)$$

Für kompressible Strömung gilt für den statischen Druck  $p_{\text{stat}}$  in Abhängigkeit vom Gesamtdruck  $p_{\text{ges}}$

$$p_{\text{stat}} = p_{\text{ges}} \left[ 1 + \frac{\kappa-1}{2\kappa} \frac{\dot{m}^2}{\rho^2 A^2 R T} \right]^{-\frac{\kappa}{\kappa-1}} . \quad (16)$$

Daraus ergibt sich der dynamische Druck zu

$$p_{\text{dyn}} = p_{\text{ges}} \left[ 1 - \left[ 1 + \frac{\kappa-1}{2\kappa} \frac{\dot{m}^2}{\rho^2 A^2 R T} \right]^{-\frac{\kappa}{\kappa-1}} \right] . \quad (17)$$

Für  $p_j$  gilt exemplarisch für die Ein- bzw. Ausströmverluste bei kompressibler Strömung

$$p_j = p_{uj} - \eta p_j \left[ 1 - \left[ 1 + \frac{\kappa-1}{2\kappa} \frac{\dot{m}_{uj}^2}{\rho_j^2 A_{uj}^2 R T_j} \right]^{-\frac{\kappa}{\kappa-1}} \right] . \quad (18)$$

## 2.2.2 Krümmer

### *Inkompressibel*

Für die reibungsfreie Strömung bleibt der Gesamtdruck längs des Krümmers konstant. Reibungs- und Umlenkverluste erniedrigen jedoch in realer Strömung den Gesamtdruck

$$p_j - p_k = - \xi \cdot \frac{\rho}{2} v^2 = - \xi \frac{\dot{m}_{jk}^2}{2\rho A_{jk}^2} , \quad (19)$$

$\xi$  ist dabei vom Krümmungsradius  $R_0$ , Durchmesser  $D_0$  und dem Krümmungswinkel  $\varphi$  abhängig. Im Programm LAFIS wird mit folgender Abhängigkeit für  $\xi$  gerechnet /16/:

$$\xi = A_1 \cdot B_1 \cdot C_1 + 0,0175 \frac{R_0}{D_0} \varphi \cdot \lambda$$

$\varphi$	$< 70^\circ$	$90^\circ$	$> 100^\circ$
$A_1 =$	$0.9 \sin \varphi$	1.0	$0.7 + 0.35 \frac{\varphi}{90^\circ}$

$R_0/D_0$	0.5 – 1.0	$> 1.0$
$B_1 =$	$\frac{0.21}{(R_0/D_0)^{2.5}}$	$\frac{0.21}{\sqrt{R_0/D_0}}$

$C_1 = 1.0$  für runde und quadratische Kanäle,  $\lambda$  aus Gleichung 31. Der zweite Term gibt den Druckabfall aufgrund der Reibung im Krümmer an.

### *Kompressibel*

$$p_k - p_j = - \xi p_{\text{dyn}, j} \quad (20)$$

mit  $p_{\text{dyn}, j}$  aus Gleichung (17).

### 2.2.3 Düse

#### *Inkompressibel*

Vom unveränderten Gesamtdruck von Knoten  $j$  nach  $k$  muß der Druckverlust aufgrund der Einschnürung vor der Düse abgezogen werden

$$p_k = p_j - p_v \quad (21)$$

mit  $p_v = \frac{\eta}{2} \left[ 1 - \frac{A_k}{A_j} \right]^{0,75} \frac{\rho}{2} v^2$  und  $\eta$  als Wirkungsgrad der Düse

oder

$$p_k - p_j + \frac{\eta}{2} \left[ 1 - \frac{A_k}{A_j} \right]^{0,75} \cdot \frac{\dot{m}_{jk}^2}{2\rho A_{jk}^2} = 0 \quad (22)$$

Der statische Druck im Knoten j bzw. k ergibt sich somit zu

$$p_{j, \text{stat}} = p_j - \frac{\dot{m}_{j,k}^2}{2\rho A_j^2}, \quad p_{k, \text{stat}} = p_k - \frac{\dot{m}_{j,k}^2}{2\rho A_k^2}$$

### *Kompressibel*

Für die kompressible Strömung ergibt sich eine äquivalente Gleichung zu

$$p_k - p_j + \frac{\eta}{2} \left[ 1 - \frac{A_k}{A_j} \right]^{0,75} \cdot p_{\text{dyn}, j} = 0, \quad (23)$$

mit  $p_{\text{dyn}, j}$  aus Gleichung (17) und  $p_{\text{stat}, j}$  aus Gleichung (16).

### 2.2.4 Diffusor

Der Diffusor wird mathematisch ähnlich behandelt wie die Düse, der Druckverlust ist jedoch unterschiedlich (z.B. Strömungsablösung bei größeren Öffnungswinkeln).

### *Inkompressibel*

$$p_k - p_j + \eta \left[ 1 - \frac{A_j}{A_k} \right]^2 \cdot \frac{\dot{m}_{j,k}}{2\rho A_j^2} = 0. \quad (24)$$

Der Beiwert  $\eta$  ist dabei hauptsächlich vom Öffnungswinkel  $\varphi$  des Diffusors abhängig /16/.

$\alpha$	5°	7.5°	10°	15°	20°
$\eta$	0,13	0,14	0,16	0,27	0,43

### *Kompressibel*

Für den kompressiblen Fall gilt ähnlich wie bei der Düse

$$p_k - p_j + \eta \left[ 1 - \frac{A_j}{A_k} \right]^2 \cdot p_{\text{dyn}, j} = 0. \quad (25)$$

## 2.2.5 Regelarmaturen

Die Regelarmaturen dienen zur Einstellung eines gewünschten Volumenstromes bzw. zu dessen Begrenzung. In Anlagen mit großem Gefahrenpotential werden sie außerdem zum Lüftungsabschluß nach einem Störfall benutzt. Die am häufigsten vorkommenden Regelarmaturen in Lüftungsanlagen sind Drosselklappen. Abhängig vom Öffnungswinkel  $\varphi$  ergibt sich ein bestimmter Druckverlust  $\Delta p = \xi_{DK}(\varphi) \cdot p_{\text{dyn}}$ , wobei sich  $p_{\text{dyn}}$  auf den dynamischen Druck vor der Drosselklappe bezieht. Für eine *inkompressible* Strömung wird der dynamische Druck über die Beziehung

$$p_{\text{dyn}} = \frac{\dot{m}^2}{2\rho \cdot A^2}$$

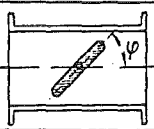
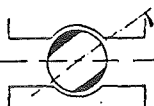
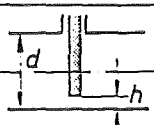
ausgedrückt. Bei *kompressibler* Strömung kann  $p_{\text{dyn}}$  aus Gleichung (17) bestimmt werden.

Um das Strömungsverhalten bei einem Öffnungs- oder Schließvorgang der Regelarmaturen zu berechnen, muß der Differenzdruck in Abhängigkeit von der Zeit bekannt sein. Bei der Drosselklappe muß z.B. die zeitliche Änderung des Stellwinkels angegeben werden:

$$\Delta p = \xi[\varphi(t)] \cdot p_{\text{dyn}}$$

Bei einem Kükens- oder Kugelhahn muß ebenfalls der Winkel angegeben werden, bei einem Plattenschieber ist die Verschußhöhe notwendig (siehe Tabelle 1).

Tabelle 1: Widerstandszahlen von Regelarmaturen

Armatur	Bild	$\zeta$ -Werte abhängig von der Stellung des Stellgliedes										
Drosselklappe		Winkel $\varphi$	10°	20°	30°	40°	50°	60°	70°			
		$\zeta$ -Wert	0,52	1,54	3,91	10,8	32,6	118	251			
Kükenshahn		Winkel $\varphi$	10°	20°	30°	40°	50°					
		$\zeta$ -Wert	0,31	1,84	6,15	20,7	95,3					
Plattenschieber		$h/d$	0,125	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
		$\zeta$ -Wert	97,8	35	10,0	4,6	2,06	0,98	0,44	0,17	0,06	0

## 2.2.6 Discrete Loss

Unter Discrete Loss wird hier eine beliebige Lüftungskomponente verstanden, die durch ihr  $\Delta p - \dot{V}$ -Verhalten charakterisiert wird. Als Beispiele können u.a. Erhitzer, Kühler, Drosseleinbauten oder Filter genannt werden. So soll dem Programmbenutzer die Möglichkeit gegeben werden, selbstdefinierte Widerstände in das System einzubauen.

In LAFIS besteht die Möglichkeit den volumenstromabhängigen Differenzdruck als Polynom bis  $n$ -ter Ordnung einzugeben.

### *Inkompressibel*

$$p_k - p_j + \left[ a_0 + a_1 \left[ \frac{\dot{m}_{jk}}{\rho} \right] + \dots a_n \left[ \frac{\dot{m}_{jk}}{\rho} \right]^n \right] = 0 \quad (26)$$

$p$  bezeichnet wieder den Gesamtdruck und  $a_0$  bis  $a_n$  die Koeffizienten des Polynoms  $n$ -ter Ordnung. Diese Koeffizienten können den Benutzern von LAFIS entweder durch Messungen oder Handbücher und Datenblätter bekannt sein /z.B. 16/.

### *Kompressibel*

In Handbüchern werden üblicherweise nur die  $\Delta p - \dot{V}$  Zusammenhänge für eine inkompressible Strömung angegeben und aus Messungen sind meistens nur die statischen Drücke bekannt. Daher ist es notwendig, die Umrechnung auf Gesamtdrücke bei kompressiblen Strömungen durchzuführen.

In Verbindung mit Gleichung (16) wird somit für kompressible Strömung aus Gleichung (26):

$$p_k \left[ 1 + \frac{\kappa - 1}{2 \kappa} \frac{\dot{m}_{kj}^2}{\rho_k A_k^2 RT_k} \right]^{-\frac{\kappa}{\kappa - 1}} - p_j \left[ 1 + \frac{\kappa - 1}{2 \kappa} \frac{\dot{m}_{jk}^2}{\rho_j A_j^2 RT_j} \right]^{-\frac{\kappa}{\kappa - 1}} + a_0 + a_1 \left[ \frac{\dot{m}_{jk}}{\rho_j} \right] + \dots a_n \left[ \frac{\dot{m}_{jk}}{\rho_j} \right]^n = 0 \quad (27)$$

Damit sind alle wichtigen passiven Lüftungskomponenten ohne Volumen und Längsausdehnung erfaßt. Als nächstes sollen die aktiven Komponenten beschrieben werden.

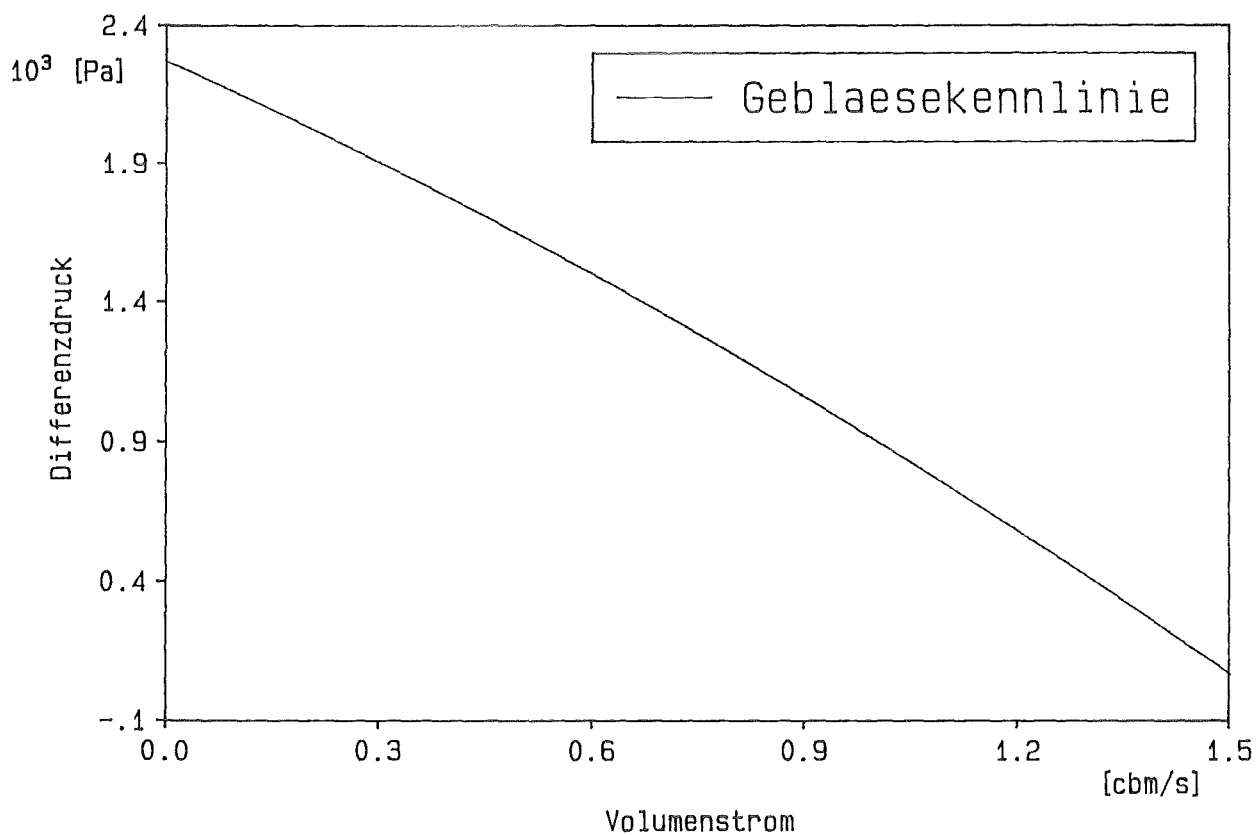
## 2.2.7 Gebläse, Kompressoren

Gebläse bzw. Kompressoren sind aktive Komponenten einer Lüftungsanlage, da sie dem System bzw. der Strömung Energie zuführen. Durch solche aktiven Komponenten wird eine Strömung innerhalb eines Lüftungssystems erst aufrechterhalten. Der Druck längs eines Gebläses nimmt zu, die Temperatur erhöht sich aufgrund der Verdichtung des Gases. In LAFIS wird die Druckänderung in Abhängigkeit vom geförderten Massenstrom (Gebläsekennlinie) analog zu "Discrete Loss" behandelt, allerdings ändert sich das Vorzeichen des Polynomansatzes (Druckerhöhung).

### Inkompressibel

$$p_k - p_j - \left[ a_0 + a_1 \left[ \frac{\dot{m}_{jk}}{\rho} \right] + a_n \left[ \frac{\dot{m}_{jk}}{\rho} \right]^n \right] = 0 \quad (28)$$

$p$  bezeichnet wieder den Gesamtdruck. Die Koeffizienten  $a_0$  bis  $a_n$  können den Datenblättern der Gebläsehersteller entnommen werden.



**Bild 1:** Gebläsekennlinie

### *Kompressibel*

Hier ist wieder die Umrechnung von statischen und Gesamtdrücken notwendig. Bis auf das Vorzeichen ist Gleichung 27 anzuwenden.

Steigt der Druck vor dem Gebläse nach einem Störfall stark an, wird zusätzlich zur Förderleistung des Gebläses eine Strömung induziert. Übersteigt diese Strömung den maximal zu fördernden Massenstrom, wirkt diese Komponente als Widerstand, der Druck sinkt längs des Gebläses ab. Dies muß in der Gebläsekennlinie berücksichtigt werden (siehe Bild 1).

### 2.2.8 Gerades, reibungsbehaftetes Rohr

Der Reibungswiderstand eines geraden, reibungsbehafteten Rohrstücks hängt von dessen Länge  $L$ , dem Durchmesser  $D$ , der Rauigkeit  $k/D$  und der Strömungsgeschwindigkeit  $v$  ab, was sich in einer Reynoldszahlabhängigkeit ausdrückt,

$$\text{Re}_D = \frac{D \cdot v}{\nu} \quad , \quad (29)$$

mit  $\nu$  als kinematische Zähigkeit.

### *Inkompressibel*

Für den stationären, inkompressiblen Fall ergibt sich für den Druckabfall längs des Rohres von Knoten  $j$  nach Knoten  $k$ :

$$p_k - p_j = - \lambda_{jk} \frac{L_{jk}}{D_{jk}} \cdot \frac{\rho}{2} v^2 = - \lambda_{jk} \frac{L_{jk}}{D_{jk}} \frac{\dot{m}_{jk}^2}{2 \rho A_{jk}^2} \quad . \quad (30)$$

$\lambda$  wird als Reibungskoeffizient bezeichnet und kann aus dem Nikuradse- bzw. Colebrook Diagramm übernommen werden. Die in LAFIS benutzte Näherungsformel für  $\lambda$  hat folgende implizite Form /14/:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda_{jk}}} = 2 \log \left[ \frac{2.51 \cdot \rho_j A_{jk}^2 \lambda}{\dot{m}_{jk} D_{jk} \sqrt{\lambda_{jk}}} + \frac{(k/D)_{jk}}{3.72} \right] \quad . \quad (31)$$

### *Kompressibel*

Aufgrund der Reibung wird der Gesamtdruck in der Strömung längs des Rohres abnehmen. Entsprechend sinkt der statische Druck und damit die Dichte des strömenden Fluids



ebenfalls ab. Zur Erfüllung der Massenerhaltung muß bei konstanter Fläche die Strömungsgeschwindigkeit ansteigen und der statische Druck sinkt weiter ab. Eine Erhöhung der Geschwindigkeit bewirkt aber auch einen starken Gesamtdruckabfall aufgrund der Reibungseffekte ( $\Delta p \sim v^2$ ). Dadurch ist bei kompressibler Strömung ein höherer Druckabfall zu erwarten als dies bei einem Fluid konstanter Dichte der Fall ist. Zur Berechnung des Druckabfalls in kompressibler stationärer Strömung im Rohr konstanten Querschnitts wird an einem Kontrollvolumen mit Ein- und Austrittsfläche  $A$  und Länge  $dL$  das Kräftegleichgewicht aus Impuls-, Druck- und Reibungskräften aufgestellt /12/.

Kräftegleichgewicht am Volumenelement  $A \cdot dL$ :

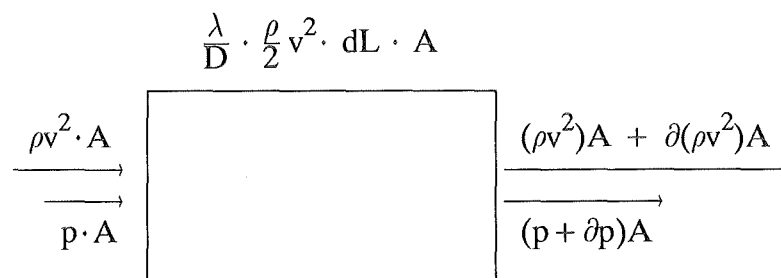


Bild 2: Zur Aufstellung der Bilanzgleichungen am reibungsbehafteten Rohr

$$\begin{aligned} \Sigma F = 0 \quad & \rho v^2 \cdot A + p \cdot A - (\rho v^2)A - \frac{\partial(\rho v^2)}{\partial x} dx A - p \cdot A - \frac{\partial p}{\partial x} dx A - \\ & - \frac{\lambda}{D} \frac{\rho}{2} v^2 dL \cdot A = 0. \end{aligned}$$

$$\Rightarrow \quad \text{mit } v = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot A} \text{ gilt: } dp + d(\rho v^2) = - \lambda \frac{\rho}{2} v^2 \frac{dL}{D} \quad (32)$$

Mit Hilfe der Kontinuitätsgleichung  $\rho \cdot A \cdot v = \text{const}$  ( $A = \text{const}$ ) kann folgende Differentialgleichung aufgestellt werden:

$$\frac{A^2 \rho_1}{\dot{m}^2 p_1^{1/\kappa}} p^{1/\kappa} dp - \frac{1}{\kappa p} dp = - \frac{\lambda}{2D} dL. \quad (33)$$

Integration über die gesamte Rohrlänge  $L$  ergibt eine Bestimmungsgleichung für die

Drücke vor und nach dem reibungsbehafteten Strömungskanal:

$$\frac{\kappa}{\kappa+1} \frac{A^2 \rho_1}{\dot{m}^2 p_2^{1/\kappa}} \left[ p_3^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} - p_2^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right] - \frac{1}{\kappa} \ln \frac{p_3}{p_2} = -\lambda \frac{L}{2D} \quad (34)$$

$$\dot{m}^2 = \rho_2^2 v_2^2 A^2 .$$

Gleichung (34) gibt die Druckänderung längs eines geraden Rohres bei stationärer, kompressibler Strömung an.

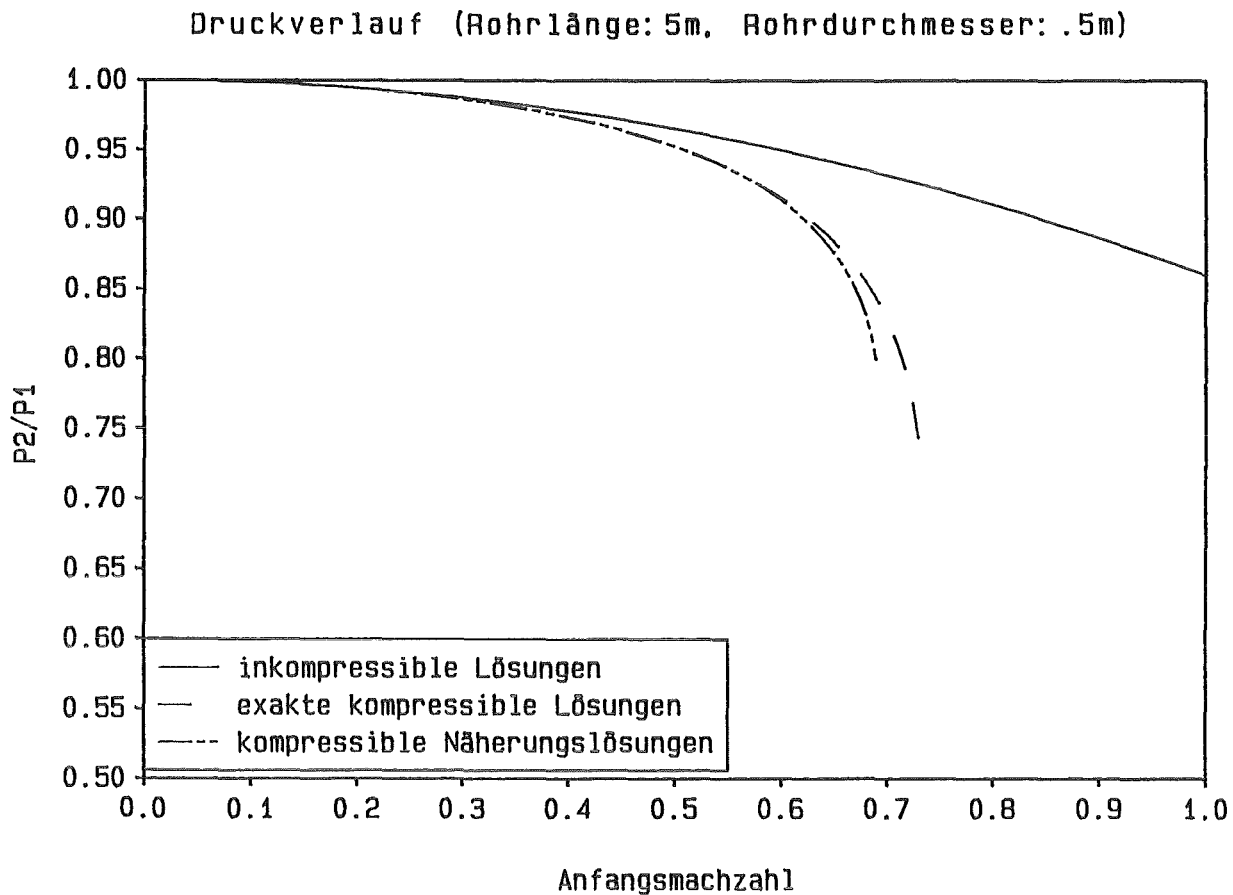
Gleichung (34) hat eine komplexe Form, so daß in Verbindung mit Gleichung (31) insbesondere bei größeren Netzwerken lange Rechenzeiten zu erwarten sind. Aus diesem Grund wurde eine Näherungslösung entwickelt, die bei geringem Genauigkeitsverlust Rechenzeit spart. Ähnlich wie bei den Komponenten zuvor wird die Gleichung aus der Lösung der inkompressiblen Zusammenhänge entwickelt,

$$p_k - p_j = - \lambda_{jk} \frac{L_{jk}}{D_{jk}} \cdot p_{\text{dyn},j} , \quad (35)$$

wobei  $p_{\text{dyn},j}$  aus Gleichung (17) bestimmt wird.

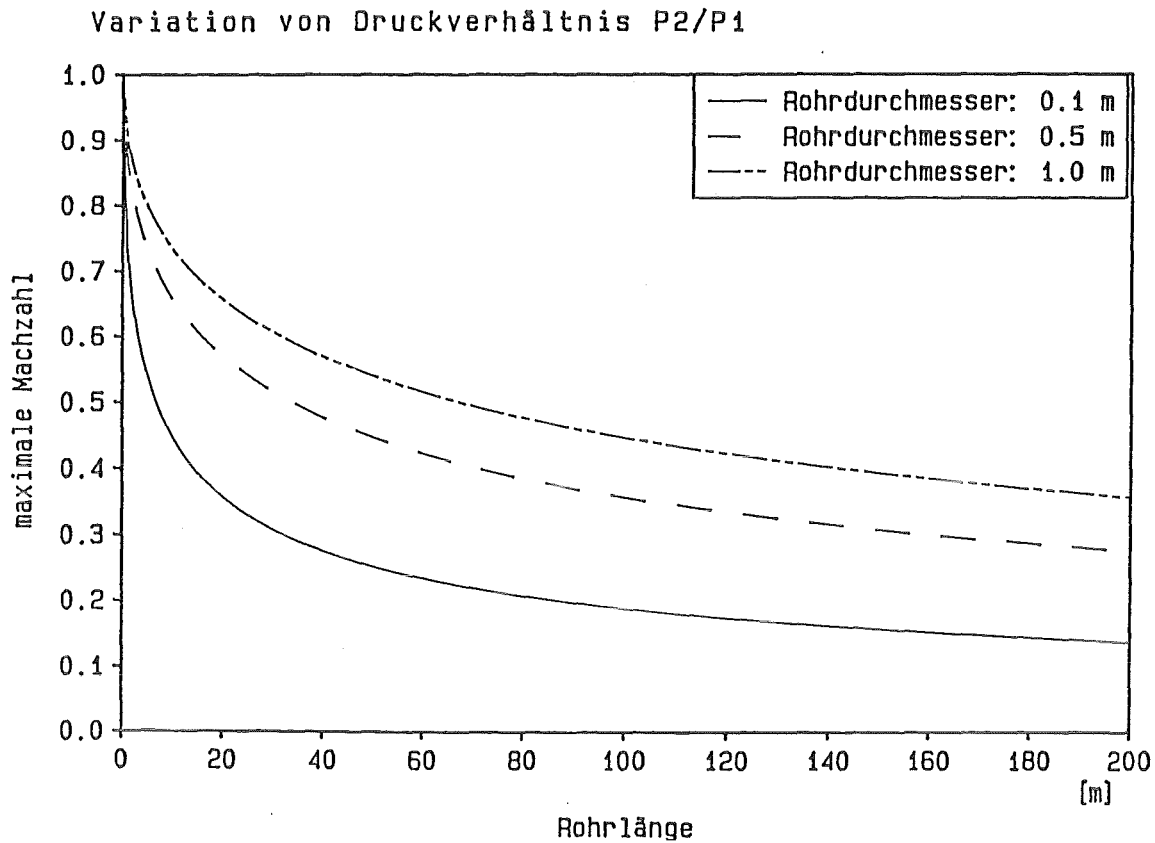
Die übrigen Komponenten können in ähnlicher, vereinfachter Weise dargestellt werden. Für den geraden, reibungsbehafteten Kanal ist in Bild 3 ein Vergleich der  $\Delta p - \dot{V}$ -Kennlinie für die inkompressible, die exakte kompressible sowie die Näherungslösung dargestellt. Exakte und Näherungslösung weichen nur minimal voneinander ab.

Bei kompressibler Rohrströmung sinkt neben dem Gesamt- und statischen Druck auch die Dichte des Mediums. Aufgrund der Massenerhaltung muß somit die Geschwindigkeit längs des Rohres steigen. Bei angenommener isothermer Strömung muß es eine Grenzgeschwindigkeit am Eintritt in den Kanal geben, bei der im Rohr bzw. am Rohrende Schallgeschwindigkeit erreicht wird – danach kommt es zum sogenannten Choking-Effekt. Der Massenstrom kann auch bei weiterem Druckanstieg nicht gesteigert wrden. Dieser Sachverhalt ist im Bild 4 dargestellt.



**Bild 3:** Vergleich der  $\Delta p - \dot{V}$ -Kennlinien für inkompressible und kompressible Rohrströmung (exakte und Näherungslösung)

Bei einem 1 m langen Kanal mit 0,5 m Durchmesser wird bei einer Eingangsmachzahl von  $M_1 = 0,84$  am Ende des Rohres Schallgeschwindigkeit erreicht. Das dazu notwendige Druckverhältnis kann mit  $\frac{P_2}{P_1} = 0,8$  angegeben werden. Bei einem 10 m langen Rohr gleichen Durchmessers erniedrigt sich die Eingangsmachzahl auf  $M_1 = 0,6$  mit  $\frac{P_2}{P_1} = 0,45$ . Entscheidend für das Auftreten von Choking-Effekten in Rohrleitungen sind somit neben der Eintrittsmachzahl auch die Rohrlänge und der Rohrdurchmesser.



**Bild 4:** Zur Beschreibung der maximalen Geschwindigkeit in geraden, reibungsbehafteten Kanälen bei kompressibler Strömung

### *Instationär*

Für instationäre Strömung müssen im Kräftegleichgewicht zusätzlich die Trägheitskräfte berücksichtigt werden. Aus Gleichung (32) wird somit

$$dp + d(\rho v^2) + \lambda \frac{\rho}{2} v^2 \frac{dL}{D} = - \frac{1}{A} \frac{\partial \dot{m}}{\partial t} dL \quad (36)$$

wobei der rechte Term die auf die Fläche bezogenen Trägheitskräfte darstellt.

Mit der Kontinuitätsgleichung  $\rho \cdot A \cdot v = \text{const.}$  und der Annahme der Isentropie im infinitesimal kleinen Kontrollvolumen (gilt für kleine Änderungen der Geschwindigkeit und nicht zu lange Rohre,  $L/D < 20$ ) ergibt sich schließlich nach Integration über die Rohrlänge

$$\frac{\kappa}{\kappa+1} \frac{A_j^2 \rho_j}{|\dot{m}_{jk}| \dot{m}_{jk} p_j^{1/\kappa}} \left[ p_k^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} - p_j^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right] - \frac{1}{\kappa} \ln \frac{p_k}{p_j} + \lambda_{jk} \frac{L_{jk}}{2D_{jk}} =$$

$$\frac{\dot{m}'_{jk} - \dot{m}_{jk}}{\Delta t} \frac{L \cdot A \cdot \rho_j}{|\dot{m}_{jk}| \dot{m}_{jk}} \left( \frac{p_k}{p_j} \right)^{1/\kappa} . \quad (37)$$

Als Näherungslösung ergibt sich für die kompressible, instationäre Strömung

$$p_k - p_j + \lambda_{jk} \frac{L_{jk}}{D_{jk}} p_{\text{dyn},j} = - \frac{\dot{m}'_{jk} - \dot{m}_{jk}}{\Delta t} \frac{L_{jk}}{A_{jk}} . \quad (38)$$

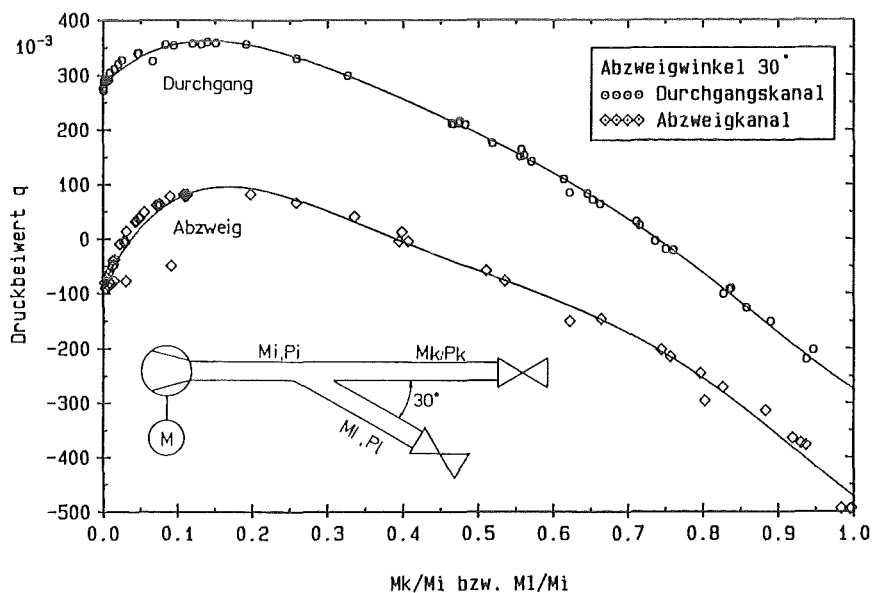
Damit sind alle in LAFIS integrierten Komponenten für die kompressible, instationäre Strömung beschrieben. Je nach Bauteil der Lüftungsanlage wird die Druckänderung von Knoten  $j$  nach Knoten  $k$  durch eine der Gleichungen beschrieben.

## 2.2.9 Verzweigungen

Die Kontinuitätsgleichung beschreibt die Konstanz der zu – und abfließenden Massen bei stationärer Strömung bzw. die Änderung der Masse in einem Knoten als Summe der zu – oder abfließenden Massenströme im instationären Fall. Nicht berechnet werden kann jedoch die Massenstromaufteilung bei mehreren Kanalanschlüssen, da diese von der Druckdifferenz der am Knoten angebauten Komponenten bestimmt wird. Je größer der Widerstand eines Kanalanschlusses mit all seinen Komponenten, desto geringer wird der dem Kanalstück zufließende Massenstrom sein. Hinzu kommt noch der Druckverlust der Verzweigung selbst durch die Strömungsumlenkung und –ablösung. Aus Handbüchern bzw. Messungen ist meist die Druckänderung z.B. für eine Strömungsaufteilung in Abhängigkeit von dem Verhältnis des Massenstroms im Durchgangs – bzw. Abzweigkanal zum Massenstrom im Hauptkanal vor der Verzweigung bekannt. Bild 5 zeigt die Druckbeiwertkennlinie für einen 30° – Abzweig im Knoten  $j$  mit Knoten  $i$  vor der Verzweigung und Knoten  $k$  nach der Verzweigung im Durchgangsrohr und Knoten  $l$  im Abzweigrohr /18/.

Für  $\dot{m}_k/\dot{m}_i \rightarrow 0$  ist das Gas im Durchgangskanal in Ruhe, der dynamische Druck wird auf Null abgebaut, so daß der statische Druck ansteigen muß,  $q_k > 0$ . Entsprechend muß bei diesem Zustand  $\dot{m}_l/\dot{m}_i \rightarrow 1$  gelten. Aufgrund der dadurch bedingten hohen Strömungsgeschwindigkeit im Abzweigkanal und den damit verbundenen Reibungsverlusten muß  $q_l < 0$  gelten.

Für  $\dot{m}_k/\dot{m}_i \rightarrow 1$  ist das Regelventil im Abzweigkanal geschlossen, die Strömungsgeschwindigkeit im Durchgangskanal ist relativ hoch, und damit gilt  $q_k < 0$ . Daß bei diesem Zustand ebenfalls  $q_l < 0$  gilt, ist durch die starken Verwirbelungen im Abzweigkanal zu erklären. Es entstehen "Totwassergebiete" direkt an der Abzweigstelle, die den statischen Druck absenken. Wird nun das Ventil im Abzweigkanal geöffnet,  $\dot{m}_k/\dot{m}_i < 1$  und  $\dot{m}_l/\dot{m}_i > 0$ , werden die starken Wirbel durch die gerichtete Strömung abgebaut, bis die Druckbeiwerte  $q_{k,l}$  ein Maximum erreichen. Danach sinken diese Werte wieder ab, da aufgrund der erhöhten Strömungsgeschwindigkeit der statische Druck in dynamischen Druck umgewandelt wird. Die gemessenen Drücke sind somit ein Maß für die dissipativen Effekte und die Wechselwirkung zwischen Ruhe- und dynamischem Druck. Durch die nach diesen Verfahren ermittelten Meßpunkte wurde mittels eines Polynomansatzes eine Kurve gelegt, die wie die Meßpunkte in Bild 5 zu sehen ist.



**Bild 5:** Druckbeiwertkennlinien für das Durchgangs- und Abzweigrohr in Abhängigkeit vom Verhältnis der Machzahlen  $M_k/M_i$  bzw.  $M_l/M_i$  bei quadratischen Kanalquerschnitten

Der vom Massenstromverhältnis abhängige Differenzdruck wird jeweils für das Durchgangs- und das Abzweigrohr durch einen Polynomansatz dargestellt (ähnlich wie Discrete Loss).

### *Inkompressibel*

Für die Gesamtdrücke im Durchgangs- bzw. Abzweigrohr gilt dann für den Druckbeiwert  $q_D$  bzw.  $q_A$ :

$$q_D = \frac{p_k - \frac{\dot{m}_{jk}^2}{2\rho_k A_{jk}^2} - p_i + \frac{\dot{m}_{ij}^2}{2\rho_i A_{ij}^2}}{\frac{\dot{m}_{ij}^2}{2\rho_i A_{ij}^2}} = D_n \left[ \frac{\dot{m}_{jk}}{\dot{m}_{ij}} \right]^n + \dots + D_0 \quad (39)$$

$$q_A = \frac{p_l - \frac{\dot{m}_{jl}^2}{2\rho_l A_{jl}^2} - p_i + \frac{\dot{m}_{ij}^2}{2\rho_i A_{ij}^2}}{\frac{\dot{m}_{ij}^2}{2\rho_i A_{ij}^2}} = A_n \left[ \frac{\dot{m}_{jl}}{\dot{m}_{ij}} \right]^n + \dots + A_0 \quad (40)$$

bzw.

$$p_k - p_i = \frac{\dot{m}_{ij}^2}{2\rho_i A_{ij}^2} q_D + \frac{\dot{m}_{jk}^2}{2\rho_k A_{jk}^2} - \frac{\dot{m}_{ij}^2}{2\rho_i A_{ij}^2} \quad (41)$$

$$p_l - p_i = \frac{\dot{m}_{ij}^2}{2\rho_i A_{ij}^2} q_A + \frac{\dot{m}_{jl}^2}{2\rho_l A_{jl}^2} - \frac{\dot{m}_{ij}^2}{2\rho_i A_{ij}^2} \quad (42)$$

Mit Hilfe der Kontinuitätsgleichung können die Massenstromaufteilung und die Drücke vor bzw. nach der Verzweigung berechnet werden.

### *Kompressibel*

Für die kompressible Strömung müssen die dynamischen Drücke nach Gleichung (17) eingesetzt werden.

$$p_k - p_i = p_{\text{dyn},i} q_D + p_{\text{dyn},k} - p_{\text{dyn},i}$$

bzw.

$$p_l - p_i = p_{\text{dyn},i} q_A + p_{\text{dyn},l} - p_{\text{dyn},i}$$

## 2.3 Energiesatz

Wird die Annahme einer konstanten Temperatur fallengelassen und muß mit Kondensationserscheinungen im Lüftungskanal gerechnet werden, ist es notwendig die Energiegleichungen für die einzelnen Knoten und Komponenten zu benutzen.

Für den stationären Fall bedeutet dies für einen Knoten bzw. eine Komponente, daß die Summe der zu – und abfließenden Energien verschwindet. Dabei können die Energieströme direkt an Massenströme gekoppelt sein oder über Einbauten wie Kühler oder Erhitzer in das

System eingebracht oder dem System entzogen werden. Hierbei wird nicht zwischen *kompressibler* und *inkompressibler* Strömung unterschieden, die Gleichungen sind identisch. Im inkompressiblen Fall wird die Dichte als Konstante definiert, im kompressiblen Fall wird die Dichte über die allgemeine Gasgleichung berechnet,

$$\frac{p}{\rho} = RT \quad .$$

Die Energiegleichung für den Knoten  $j$  ergibt sich somit zu

$$\sum_i E_{ji} = 0$$

bzw.

$$\sum_{i=1}^n \dot{m}_{ji} \left[ \dot{q}_i + c_p T_i + \frac{\dot{m}_{ji}^2}{2 \rho_j^2 A_{ji}^2} + g z_i \right] = 0 \quad (43)$$

mit  $T_i$  als der Temperatur,  $z_i$  als der Höhenkoordinate und  $\rho_i$  als der Dichte im Knoten  $i$ ,  $\dot{q}_i$  kennzeichnet die auf dem Weg von  $i$  nach  $j$  bzw. von  $j$  nach  $i$  zu- oder abgeführte Wärmeenergie (Kühler, Erhitzer, nicht isolierte Rohre etc.),  $i = 1$  bis  $n$ ,  $c_p$  bzw.  $g$  sind die spezifische Wärmekapazität bzw. die Erdbeschleunigung. Weiterhin wird die Erwärmung aufgrund der Rohrreibung berücksichtigt:  $\Delta T = \frac{\Delta p}{\rho c_p}$ .

Für ein Gebläse (aktive Komponente) kann die Verdichtungswärme (Annahme eines adiabaten Vorgangs) durch folgenden Ausdruck bestimmt werden.

$$\dot{Q}_{VD,jk} = \dot{m}_{jk} c_p \cdot T_j \left[ \left[ \frac{p_k}{p_j} \right]^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] \quad (44)$$

Eine vom Kühler oder Erhitzer transferierte Energiemenge wird direkt vom Programm-benutzer vorgegeben (z.B. in kW), die über ein Rohr oder Kanalstück abgegebene oder aufgenommene Wärme kann direkt durch das Programm berechnet werden (siehe unten).

### 2.3.1 Bestimmung der Wärmezufuhr- und -abfuhr in den Komponenten

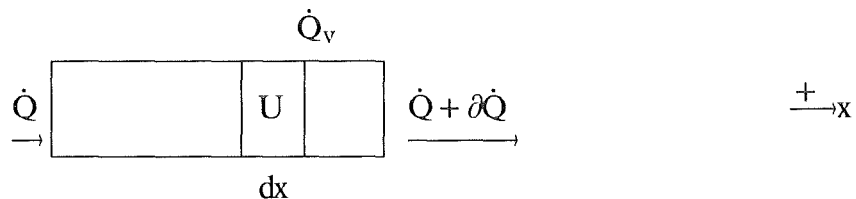
Strömt ein Fluid mit der Temperatur  $T_{F1}$  durch einen geschlossenen Kanal im Raum mit der Temperatur ( $T_R < T_{F1}$ ), wird sich die Temperatur längs des Rohres entsprechend dem Temperaturgefälle erniedrigen. Die an den Massenstrom gebundene Energiemenge  $\dot{Q}$  wird



sich somit längs des Kanales um  $\Delta\dot{Q}$  ändern, bzw. für einen infinitesimal kleinen Kontrollraum um  $d\dot{Q}$ . Diese Änderung muß durch einen Wärmeübergang über die Kanalwand hervorgerufen werden. Dieser hängt wiederum vom Temperaturgefälle und der Oberfläche des Kanals ab. Die Wärmeenergie eines Fluids kann über  $\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_p T$  angegeben werden. Der Wärmeübergang schreibt sich zu /19/

$$d\dot{Q}_v = k(T - T_R) dA$$

mit  $c_p$  als spezifische Wärmekapazität,  $k$  als Gesamtwärmedurchgangszahl,  $T_R$  als Raumtemperatur,  $T$  als Fluidtemperatur und  $dA$  als Wärmeübergangsfläche,  $dA = U dx$ ,  $U =$  Umfang des Kanals.



**Bild 6:** Zur Bestimmung des Wärmeverlustes im geraden Rohr

$$\dot{m}c_p T - \dot{m}c_p \left[ T + \frac{\partial T}{\partial x} dx \right] - k(T - T_R) dA = 0$$

Nach kurzer Umrechnung ergibt sich folgende Differentialgleichung für die Temperatur des strömenden Fluids längs des Rohres in  $x$ -Richtung

$$\frac{d(T(x) - T_R)}{T(x) - T_R} = - \frac{kU}{c_p \dot{m}} dx .$$

Durch Integration ist die Temperatur in Abhängigkeit der Rohrlänge bestimmt

$$T(x) = (T_{\text{ein}} - T_R) \cdot \exp \left[ - \frac{kU}{c_p \dot{m}} x \right] + T_R . \quad (45)$$

Die an einer beliebigen Stelle  $x$  im Rohr mit Umfang  $U$  und der Länge  $dx$  aufgrund einer Temperaturdifferenz zwischen  $T(x)$  und  $T_R$  zu – oder abgeführte Wärmemenge  $d\dot{Q}$  beträgt

$$d\dot{Q} = k(T(x) - T_R)U dx .$$

Einsetzen von  $T(x)$  liefert

$$d\dot{Q} = k \left[ (T_{\text{ein}} - T_R) \cdot \exp\left[-\frac{kU}{c_p \dot{m}} x\right] + T_R - T_R \right] U dx$$

bzw.

$$d\dot{Q} = kU (T_{\text{ein}} - T_R) \cdot \exp\left[-\frac{kU}{c_p \dot{m}} x\right] dx$$

Durch Integration längs des Rohres mit der Länge  $L$  ergibt für die zu – oder abgeführte Wärme

$$\int_{\dot{Q}_1}^{\dot{Q}_2} d\dot{Q} = kU (T_{\text{ein}} - T_R) \int_0^L \exp\left[-\frac{kU}{c_p \dot{m}} x\right] dx$$

bzw.

$$\Delta\dot{Q} = kU (T_{\text{ein}} - T_R) \left[ -\frac{c_p \dot{m}}{kU} \right] \left( \exp\left[-\frac{k UL}{c_p \dot{m}}\right] - 1 \right)$$

Für das Rohr von Knoten  $i$  nach Knoten  $j$  ergibt sich somit die zu – oder abgeführte Wärmemenge

$$\dot{Q}_{ij} = - \dot{m}_{ij} c_p (T_i - T_R) \left( \exp\left[-\frac{kUL}{c_p \dot{m}_{ij}}\right] - 1 \right) \quad (46)$$

$\alpha_i = \frac{\lambda \cdot Nu}{D_h}$ ,  $Nu = 0.04 \cdot Re^{0.75}$  turbulent, gasförmig, relativ glatter Kanal /19/

$$Nu = 0.04 \cdot \left[ \frac{\dot{m} \cdot D_h}{\nu \cdot \rho \cdot A} \right]^{0.75}$$

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_i} + \frac{s_R}{\lambda_R} + \frac{1}{\alpha_a} \quad (47)$$

mit  $\alpha_i$  als Wärmeübergangskoeffizient an Kanalinnenwand

$\alpha_a$  als Wärmeübergangskoeffizient an Kanalaußenwand

$\lambda_R$  als Wärmedurchgangskoeffizient der Kanalwand

$s_R$  als Wandstärke

$k$  als Gesamtwärmedurchgangszahl

Mit Gleichung (46) kann die Wärmezufuhr – oder –abfuhr längs eines Kanalstückes berechnet werden.

Für die *instationäre* Strömung muß wieder das Massenspeichervermögen großer Volumen berücksichtigt werden. Die Änderung der inneren Energie eines Knotens (mit Volumen) ist gleich der Summe der zu – oder abgeführten Energieströme

$$\Sigma \dot{Q}_i + \Sigma \dot{m}_i \left[ h + \frac{v^2}{2} + g \cdot z \right]_i = \frac{\partial}{\partial t} (m \cdot u) . \quad (48)$$

Dabei bezeichnet  $h$  die Enthalpie und  $u$  die innere Energie des Fluids. Da mit der Stromfadentheorie gerechnet wird, können hier partielle Differentiale in totale umgeschrieben werden.

$$\frac{d}{dt} (m \cdot u) = V \frac{d}{dt} (\rho u) ; V = \text{const.}$$

Die innere Energie  $u$  und die Enthalpie  $h$  hängen von der Temperatur ab, die Proportionalitätsfaktoren sind jeweils die spezifischen Wärmekapazitäten  $c_v$  bzw.  $c_p$ .

$$u = c_v \cdot T ; h = c_p \cdot T ; \rho = \frac{p}{RT} ; V = \frac{\dot{m}}{\rho A} .$$

Mit Hilfe der allgemeinen Gasgleichung ergibt sich

$$\Sigma \dot{Q}_i + \Sigma \dot{m}_i \left[ h + \frac{v^2}{2} + g \cdot z \right] = V \frac{d}{dt} \left[ \frac{p}{RT} \cdot c_v T \right]$$

bzw.

$$V \frac{c_v}{R} \frac{dp}{dt} = \Sigma \dot{Q}_i + \Sigma \dot{m}_i \left[ c_p T + \frac{\dot{m}^2}{2\rho^2 A^2} + g \cdot z \right]_i . \quad (49)$$

Die differentiellen Größen werden in Differenzen überführt

$$dt \rightarrow \Delta t ; dp \rightarrow \Delta p = p(t) - p(t - \Delta t) = p - p' .$$

Damit ergibt sich für die instationäre Energiegleichung

$$\frac{V}{\Delta t} \frac{c_v}{R} (p - p') = \Sigma \dot{Q}_i + \Sigma \dot{m}_i \left[ c_p T + \frac{\dot{m}^2}{2\rho^2 A^2} + gz \right]_i . \quad (50)$$

Für den Knoten  $j$  mit dem Nachbarknoten  $i$  und  $k$  bedeutet dies

$$\frac{V_i}{\Delta t} \frac{c_v}{R} (p_j - p_j') = \dot{m}_{ji} \left[ c_p T_i + \frac{\dot{m}_{ji}^2}{2 \rho_i^2 A_{ji}^2} + g z_i + \dot{q}_{ji} \right] + \dot{m}_{jk} \left[ c_p T_k + \frac{\dot{m}_{kj}^2}{2 \rho_k^2 A_{kj}^2} + g z + \dot{q}_{jk} \right] .$$

$\dot{q}_{ji}$  bzw.  $\dot{q}_{jk}$  kennzeichnet dabei die von Knoten  $i$  nach  $j$  bzw. von  $j$  nach  $k$  zu- oder abgeführte Wärmemenge. Damit ist der Energiesatz für eine kompressible, instationäre Strömung dargestellt.

### 2.3.2 Kondensation

Im Programm LAFIS besteht die Möglichkeit, die Änderung der relativen Feuchte sowie eventuelle Kondensation von Wasserdampf für die einzelnen Knoten zu berechnen. Dabei wird die Feuchte an den Umgebungsknoten vorgegeben und deren Änderung in Abhängigkeit von Druck und Temperatur in den Knoten bestimmt. Der Sättigungsdampfdruck im Knoten  $j$  kann durch folgenden analytischen Ausdruck angenähert werden /19/.

$$p_{s,j} = 100 \cdot \exp \left[ 19,019 - \frac{4064,95}{T_j - 36,92} \right] . \quad (51)$$

Aus der relativen Feuchte im Umgebungsknoten wird die absolute Feuchte in kg Wasser pro kg trockene Luft berechnet.

$$x_{j,u} = \frac{0,622 \cdot \varphi_{j,u} \cdot p_{s,j,u}}{p_{stat,j,u} - p_{s,j,u}} \quad (52)$$

Der statische Druck ist im Umgebungsknoten gleich dem Gesamtdruck.

Mit den gleichen Formeln kann jetzt in jedem Knoten für die veränderten Drücke und Temperaturen die relative Feuchte  $\varphi_k$  bestimmt werden. Aus Gleichung (52) ergibt sich somit für den Knoten  $k$  mit Nachbarknoten  $i$  und  $j$ :

$$\varphi_k = \frac{x_k}{0,622 + x_k} \cdot \frac{p_k \left[ 1 + \frac{\kappa - 1}{2 \kappa} \frac{\dot{m}_{ki}^2}{\rho_k^2 A_{ki}^2 RT_k} \right]^{-\frac{\kappa}{\kappa - 1}}}{p_{s,k}} . \quad (53)$$

Die Sättigungsfeuchte ergibt sich für den Knoten  $k$  für  $\varphi = 1$  aus

$$x_{s,k} = \frac{0,622 \cdot p_{s,k}}{p_k \left[ 1 + \frac{\kappa-1}{2\kappa} \frac{\dot{m}_{k,i}^2}{\rho_k^2 A_{k,i}^2 RT_k} \right]^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} - p_{s,j}} \quad (54)$$

Übersteigt die absolute Feuchte der Luft die Sättigungsfeuchte, muß mit Kondensation gerechnet werden. In LAFIS wird davon ausgegangen, daß das flüssige Wasser als feine Nebeltröpfchen in der Luft verbleibt und eine Zwei-Phasen-Strömung vorliegt:

$$x_{kond,k} = x_k - x_{s,k} \quad (55)$$

### 3. Programmablauf und -beschreibung

Der Lüftungscode LAFIS (LAF Iteration Solver) bietet dem Benutzer die Möglichkeit, bei vorgegebenen zeitlichen Druck-, Temperatur-, Massenstrom- oder Feuchteverläufen an einer beliebigen Stelle in einem komplexen Lüftungsnetzwerk eben diese Größen an jeder anderen Stelle der Lüftungsanlage zu berechnen. Das Programm gliedert sich im wesentlichen in drei Teile: den Eingabeteil, den Berechnungsteil und den Ausgabeteil, wobei unter Berechnungsteil die Lösung des nichtlinearen Gleichungssystems verstanden wird.

#### 3.1 Eingabeteil

Der Eingabeteil dient zur Angabe aller geometrischen und strömungstechnischen Daten der einzelnen Komponenten des Lüftungssystems sowie deren Verknüpfung in den Knoten. Zuerst werden die Kanalstücke (Rohre) und die anderen Komponenten definiert. Da in Lüftungssystemen viele gleichartige Komponenten und Rohrstücke vorkommen, kann ein bestimmter "Typ" von Komponente oder Kanal bezeichnet werden, der an beliebig vielen Stellen eingebaut werden kann. So muß z.B. bei einem System mit zehn gleichen Rohrabzweigungen nur eine definiert, aber an den zehn Stellen der Lüftungsanlage platziert werden. Dadurch wird der Eingabeaufwand stark reduziert. Nach diesem Verteilungsprinzip wird mit jeder Komponente verfahren.

Jeder Komponente des Systems wird eine Komponentenummer und der Typ der Komponente zugeteilt. So entspricht z.B. ein 90°-Abzweig im System der Komponente drei von

Typ A5, wenn die dritte Komponente im System gemeint ist und A5 ein  $90^\circ$  – Abzweig kennzeichnet. In Kap. 3.3 werden die zur Kennzeichnung der einzelnen Komponenten notwendigen geometrischen und strömungsmechanischen Daten angegeben. Nach Definition aller im System vorkommenden Komponententypen werden diese Daten in einer Datei abgelegt. Die Datei kann auch als Datensatz für später zu berechnende, ähnliche Lüftungssysteme benutzt werden.

Im nächsten Schritt ist die Definition aller Umgebungs- und Verbindungsknoten notwendig. Unter Umgebungsknoten versteht man die Verbindung des Lüftungssystems mit der Umgebung, z.B. Abluftkamin oder Druckbehälter bzw. Containment etc. Kennzeichen eines Umgebungsknotens ist die Vorgabe der Zustandsgrößen als Konstanten in diesem Knoten. So werden z.B. bei Modellierung einer stationären Strömung durch ein Lüftungssystem die Größen Druck, Temperatur, Feuchte und Dichte des Fluids am Ein- und Austritt des Systems angegeben und z.B. der Massenstrom berechnet. Unter Verbindungsknoten versteht man die Verbindung von zwei oder mehr Komponenten innerhalb des Systems. So werden z.B. ein Filter und ein Kanalstück über einen Verbindungsknoten zusammengefügt. Umgebungsknoten und Verbindungsknoten definieren das Netzwerk bzw. die Verknüpfung der einzelnen Komponenten untereinander und mit der Umgebung. Die Knoten werden wieder fortlaufend durchnummeriert. Dadurch ist das Lüftungssystem eindeutig bestimmt.

Anhand der Verknüpfungsdaten wird das nichtlineare, gekoppelte, algebraische Gleichungssystem selbsttätig vom Programm erstellt. Für jeden Knoten werden die Massenerhaltung und die Energieerhaltung gemäß Kapitel 2 definiert. Für jede Komponente wird der Impulssatz erstellt, zusätzlich muß für die Verbindungsrohre noch die Nikuradse Formel benutzt werden. Als Variable werden  $p$  für Druck,  $\rho$  für Dichte,  $m$  für Massenstrom,  $T$  für die Temperatur und  $\varphi$  für die relative Feuchte definiert. Für einen Verbindungsknoten ergeben sich somit zwei Gleichungen (Masse, Energie) sowie bei kompressibler Strömung noch die Zustandsgleichung als Zusammenhang zwischen Druck, Temperatur und Dichte. Für eine Komponente ergibt sich nur eine Gleichung (Impulserhaltung), da die Wärmezu- oder -abfuhr bei der Energiebilanz für jeden Knoten berücksichtigt wird. Für den instationären Fall ändert sich die Anzahl der Gleichungen nicht, es müssen jedoch die Trägheitseffekte des Fluids und das Massenspeicherverhalten großer Räume berücksichtigt werden. Die Summe der Massen- und Energieströme ist nicht Null, sondern entspricht der zeitlichen Änderung der Masse bzw. der inneren Energie. Die so erzeugten Gleichungen werden in einer Datei abgespeichert und können für Kontrollzwecke ausgedruckt werden.

### 3.2 Berechnungsteil

Die aufgestellten Gleichungen können direkt als komplette Datei (als "strings") an den Lösungsalgorithmus übergeben werden. Das Programmpaket ACRITH basiert auf einem verbesserten Newton-Verfahren mit Intervallarithmetik und wurde von IBM und der Universität TH Karlsruhe entwickelt. Jeder Variablen wird ein unterer und oberer Wert zugeteilt und nach jedem Rechenschritt ein Intervall als Zwischenergebnis bestimmt. Als Endergebnis wird somit ein Intervall angegeben, innerhalb dessen Grenzen die Lösung zu erwarten ist. Bei einer stabilen Lösung wird dieses Intervall eine Breite von  $10^{-16}$  besitzen. Bei einer größeren Abweichung kann die berechnete Lösung maximal die Intervallbreite vom exakten Wert abweichen. Somit ist sofort eine Angabe der Fehlergrenzen der Lösung möglich. Der Lösungsalgorithmus hat sich in zahlreichen Testrechnungen als sehr stabil, aber auch relativ zeitaufwendig erwiesen. Die hohe Genauigkeit und Stabilität von ACRITH muß mit einer etwa um Faktor zwei bis fünf längeren Rechenzeit erkaufte werden.

Zu Beginn der Rechnung müssen aufgrund der Komplexität des Netzwerkes möglichst nahe an der späteren Lösung liegende Startwerte ermittelt werden. Dazu werden die geraden Kanalstücke und Krümmer vernachlässigt und nur Komponenten mit hohem Widerstand (Filter, Kühler, Erhitzer = Discrete Loss) berücksichtigt. Ohne Verzweigungen wird dann der gesamte Massenstrom durch das Netzwerk und der daraus resultierende Differenzdruck an den Einzelkomponenten ermittelt. Daraus ergeben sich dann die Startwerte für den ersten Rechenlauf der inkompressiblen, stationären Strömung im gesamten Netzwerk mit Rohren. Die Lösung der inkompressiblen, stationären Strömung gilt dann als Startvektor für die Berechnung der kompressiblen Strömung. Zahlreiche Probeläufe haben eine deutlich kürzere CPU-Zeit für die gekoppelte Berechnung ergeben als für eine reine inkompressible Berechnung aufgrund der für diesen Fall besseren und genaueren Startwerte. Der stationäre Zustand liefert somit die Startwerte für eine Berechnung instationärer Strömungen. Für den inkompressiblen und den kompressiblen Fall, jeweils bei stationärer Strömung, werden die Zustandsgrößen für jeden Knoten bzw. jede Komponente berechnet und in einer Datei abgespeichert.

Das Programmpaket ACRITH liefert die Lösungen der Variablen  $p$  als Gesamtdruck,  $T$  als statische Temperatur und  $\rho$  als Dichte in den einzelnen Knoten sowie  $\dot{m}$  als Massenstrom durch die Komponente. Die weiteren Größen statischer Druck, Gesamttemperatur  $T_{\text{ges}} = T_{\text{stat}} + v^2/2c_p$  sowie relative Feuchte (aus  $T$  und  $p$  sowie Dampfdruck und Feuchte an den Umgebungsknoten) werden außerhalb des Lösungsalgorithmus in einem gesonderten Unterprogramm bestimmt. Diese Berechnung wird bei instationärer Strömung für jeden Zeitschritt gesondert durchgeführt, wobei dann die in Kapitel 2 aufgeführten instationären

Gleichungen benutzt werden. Diese Größen dienen dann wieder als Eingangsdaten für den nächsten Zeitschritt bis das zu berechnende Zeitintervall abgearbeitet ist. Somit sind alle notwendigen Größen bestimmt und können in einer zweispaltigen Ausgabedatei gespeichert werden. Die linke Seite beinhaltet die Variablenamen (z.B.  $\dot{m}_{12z42}$ ,  $p_{32}$ ,  $T_{57}$  etc.), die rechte Spalte den dazugehörigen numerischen Wert. Für eine instationäre Strömung wird für jeden Zeitschritt ein Feld aller Zustandsgrößen angelegt und die entsprechende Zeit dokumentiert. Sie stehen somit zur weiteren graphischen Darstellung zur Verfügung.

### 3.3 Ausgabeteil

Der Ausgabeteil dient als Postprozessor zur graphischen Darstellung der Daten. Die in Tabellenform vorliegenden Zustands- und Strömungsgrößen können so in übersichtlicher Weise sowohl auf dem Bildschirm als auch auf einem Plotter ausgegeben werden. Für die Ausgabe von Druck, Dichte, Temperatur und Feuchte bei *stationärer* Strömung können pro Bild bis zu zehn Knoten angegeben werden, für die dann die Größen dargestellt werden. Auf einem Bildschirm bzw. einem Plot finden bis zu vier Bilder Platz, so daß für die zehn Knoten maximal Druck, Dichte, Temperatur und Feuchte gleichzeitig dargestellt werden.

Der Massenstrom wird nicht über den Knoten dargestellt, sondern für jede Komponente. Auch hierbei können maximal zehn beliebige Komponenten ausgewählt werden. In vier Bildern werden wieder gleichzeitig der Massenstrom, der Volumenstrom, die Geschwindigkeit und die Machzahl aufgetragen.

Für die Darstellung der Ergebnisse bei *instationärer* Strömung werden die Größen Druck, Dichte, Temperatur und Feuchte für einen bestimmten Knoten bzw. Massenstrom, Volumenstrom, Geschwindigkeit und Machzahl für eine bestimmte Komponente über der Zeit aufgetragen. In einem Bild können dabei maximal vier Knoten bzw. Komponenten gleichzeitig dargestellt werden.

Nachfolgend soll die Ausgabe anhand eines einfachen Berechnungsbeispiels gezeigt werden. Das angesprochene Beispiel zeigt die wichtigsten in einer Lüftungsanlage vorkommenden Komponenten und dient gleichzeitig als Nachweis der Funktionsfähigkeit des Rechencodes. Um auch die Möglichkeit der Berechnung einer instationären Strömung zu demonstrieren, soll das Schließen einer großen Lüftungsklappe simuliert werden. Die Gesamtanlage ist in Bild 7 dargestellt.



**Beschreibung der Umgebungsbedingungen:**

Der Druck im Umgebungsknoten 1 beträgt 100002 Pa und im Umgebungsknoten 19 100 kPa. Dieser minimale Unterschied ist zur Startwertberechnung für die Berechnung der inkompressiblen Strömung notwendig, hat aber keine Auswirkung auf die nachfolgende Berechnung der kompressiblen Strömung. Temperatur und Feuchte wurden in den Anfangs – bzw Endknoten konstant gehalten.

**Beschreibung der einzelnen Komponenten:**

Innerhalb des Systems wurden zwei verschiedene Rohrtypen benutzt. Typ 1, der die Verbindungen zwischen den Knoten mit Ausnahme an den Filtern herstellt, hat eine Länge von 1 m, einen Durchmesser von 0.2 m und eine relative Sandkornrauigkeit von  $1/1000$ . Rohrtyp 2, vor und nach den Filtern, hat eine Länge von 1 m, einen Durchmesser von 0.6 m und dieselbe relative Sandkornrauigkeit wie Typ 1. Bei beiden Rohrtypen handelt es sich um runde Rohre.

Der Teilungswinkel des Abzweigs beträgt  $30^\circ$ . Die entsprechenden Druckbeiwerte für Durchgangs – und Abzweigkanal wurden über vorgegebene Polynome, die das  $\Delta p - \dot{V}$  – Verhalten in Abhängigkeit vom Abzweigwinkel festlegen, berechnet. Die Kennlinien und damit die Polynome sind benutzerspezifiziert.

Bei beiden Klappen handelt es sich um Schmetterlingsventile, deren Druckverlustbeiwert durch Tabellen im Programm in Abhängigkeit des zeitaktuellen Winkels berechnet werden. Dabei wird die Klappe im Durchgangsast konstant offen gelassen und die Klappe im Abzweigast schließt innerhalb 6 sec.

Vor beiden Filtern wird jeweils ein Diffusor mit einem Öffnungswinkel von  $30^\circ$  zur Anpassung an die Filtergröße eingesetzt. Nach den Filtern folgt entsprechend eine  $30^\circ$  – Düse. Die jeweiligen Druckbeiwerte können über benutzerspezifizierte Tabellen in Abhängigkeit z.B. des Öffnungswinkels festgelegt werden.

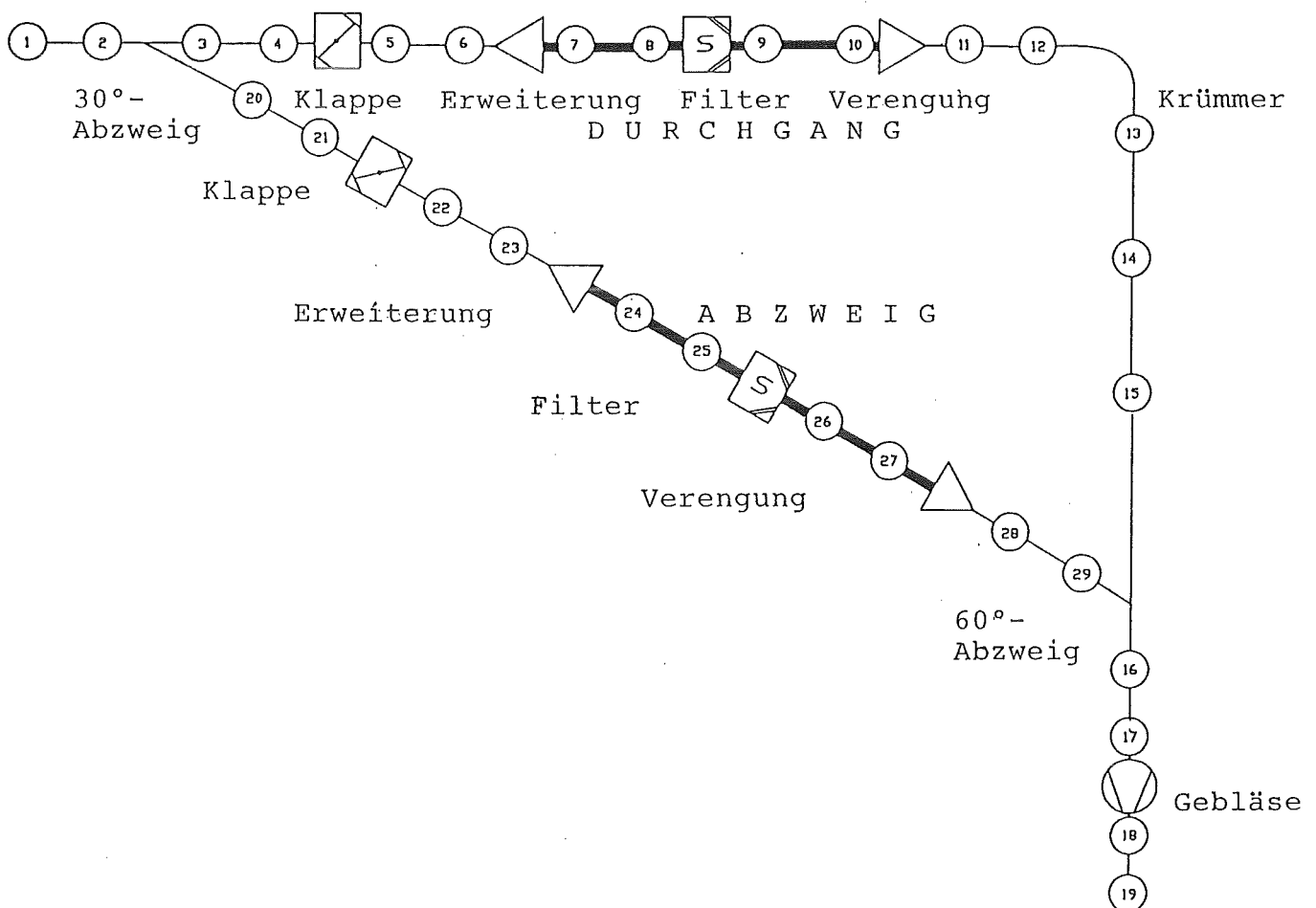
Die Filter sind HEPA – Filter der Klasse S. Die Festlegung der Filterkennlinie erfolgt durch die Eingabe der Koeffizienten eines Polynomes maximal 6 – ter Ordnung.

Der Winkel des Krümmers beträgt  $90^\circ$ . Der Druckverlustbeiwert wird in Abhängigkeit des Winkels und des Krümmungsradiuses durch benutzerspezifizierte Tabellen berechnet.

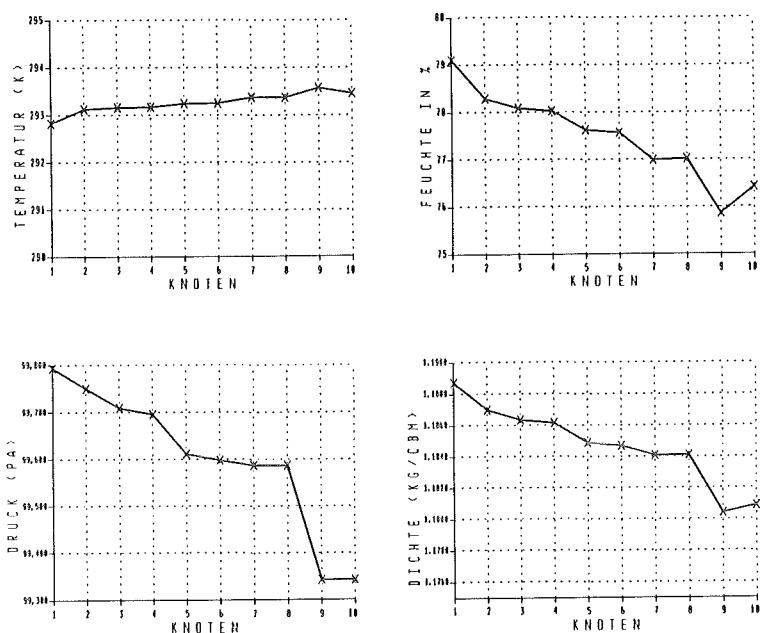
Entsprechend dem vorgegebenen Abzweig beträgt der Winkel der Vereinigung  $150^\circ$ . Die Bestimmung des Druckbeiwertes verläuft analog zu der bei Abzweigen.

Zur Überwindung der Druckdifferenz wird ein handelsübliches Gebläse benutzt. Die Gebläsekennlinie ist durch die Eingabe der Koeffizienten eines Polynoms definiert.

Die Ergebnisse dieser Berechnung sind in den Bilder 8 bis 11 dargestellt.

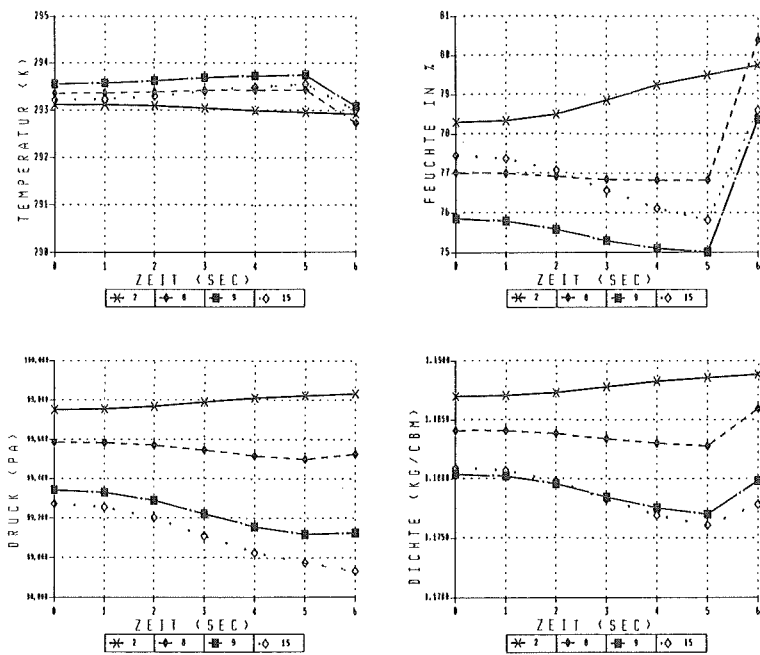


**Bild 7:** Beispielhafte Lüftungsanlage mit allen im LAFIS – Code vorkommenden Komponenten



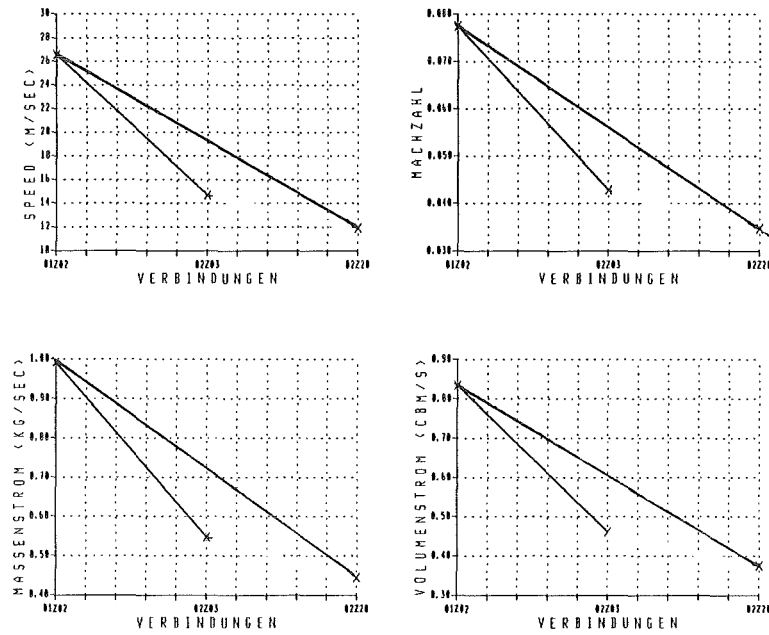
24 NOV 1992 10:03 AM BY LAF027

**Bild 8:** Darstellung von Druck, Dichte, Temperatur und Feuchte für die einzelnen Knoten (stationär).



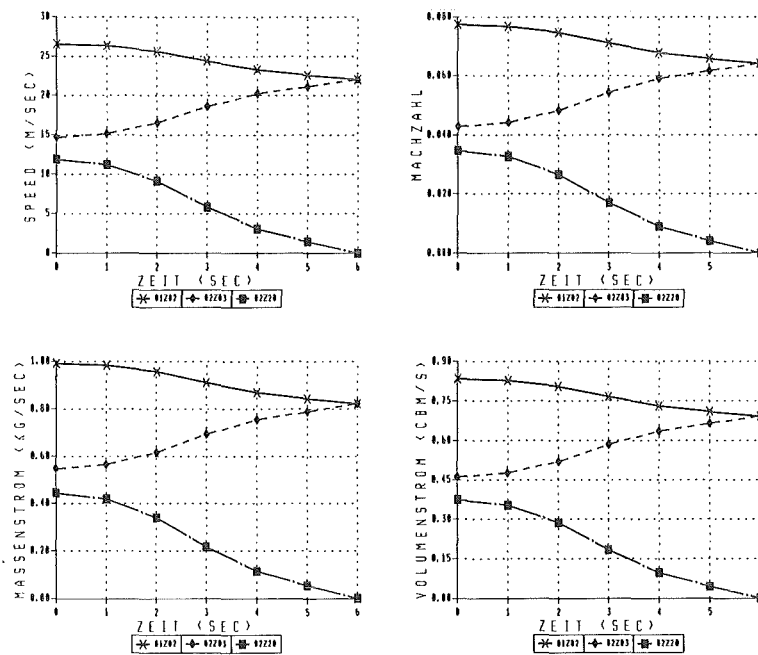
24 NOV 1992 10:05 AM BY LAF027

**Bild 9:** Darstellung von Druck, Dichte, Temperatur und Feuchte für einen einzelnen Knoten (instationär).



24 NOV 1992 10:04 AM BY LAF027

**Bild 10:** Darstellung des Massenstroms, des Volumenstroms, der Geschwindigkeit und der Machzahl für die einzelnen Komponenten (stationär).



24 NOV 1992 10:06 AM BY LAF027

**Bild 11:** Darstellung des Massenstroms, des Volumenstroms, der Geschwindigkeit und der Machzahl für eine einzelne Komponente (instationär).

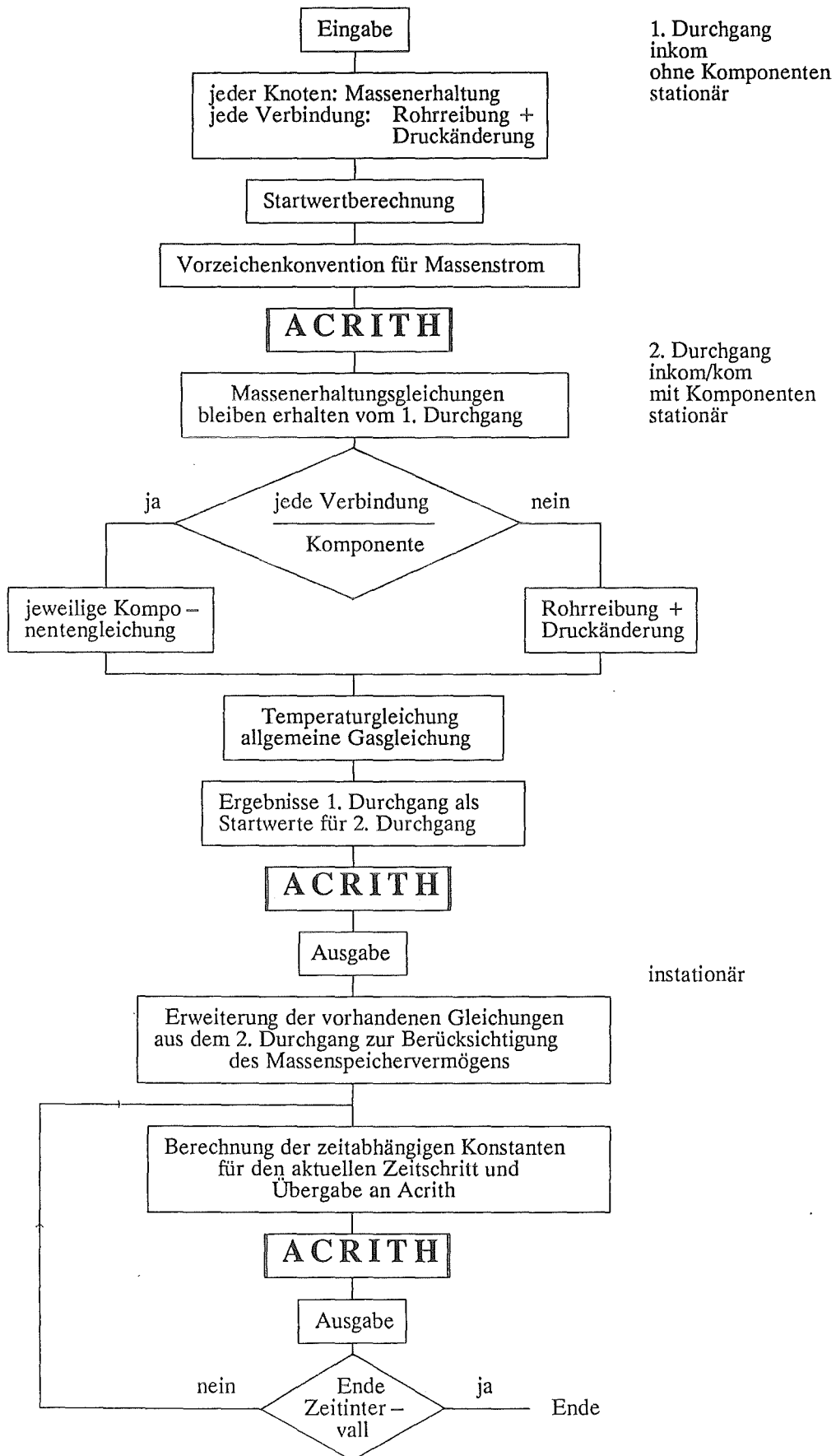


Bild 12: Flußdiagramm des LAFIS Rechencodes

#### 4. Literaturverzeichnis

- /1/ Davies, C.N.  
Air Filtration;  
Academic Press, London, 1973.
- /2/ Müller, R.  
Emissionen polychlorierter Dioxine und Furane aus schweizerischen Müllverbrennungsanlagen;  
Staub – Reinhaltung der Luft, Band 47, Nr. 1/2, S.4, 1987.
- /3/ Fischer, M. et al.  
Rechenprogramm WAVCO zur Simulation von Gasverteilung und Thermodynamik im Reaktorcontainment;  
Siemens Forschungs – und Entwicklungsbericht Bd.14 (1985) Nr.1, S.27
- /4/ Hassmann, K. und Hosemann, J.P.  
Current Results of Radioactive Source Term Analysis for Melt Down Sequences in KWU – type PWR's;  
Int. Meeting on Thermal Nuclear Reactor Safety, Karlsruhe, Sept. 1984.  
KfK – 3880/3B, p1492 – 1504, 1984
- /5/ OECD/NEA  
Air Cleaning in Accident Situations;  
OECD 1984, S. 26.
- /6/ Duerre, K.H.  
TVENT – A Computer Program for Analysis of Tornado – Induced Transient in Ventilation Systems;  
LA 7397 (1978).
- /7/ Tang, P.K., et al.  
EVENT User's Manual – A Computer Code for Analysing Explosion – Induced Gas – Dynamic Transients in Flow Networks;  
LA 9094 MS (1983).

- /8/ Arnitz, Th., Rüdinger, V.  
Untersuchungen zur Genauigkeit zweier Codes zur Berechnung von Störfallauswirkungen in kerntechnischen Lüftungsanlagen;  
In: Gaseous Effluent Treatment in Nuclear Installations.  
EUR 10580 (1986), S. 416.
- /9/ Tang, P.K., Andrae, R.W., Bolstad, J.W., Duerre, K.H., Gregory, W.S.  
Analysis of Ventilation Systems Subjected to Explosive Transients – Far Field Analysis;  
Los Alamos National Laboratory Report LA – 9094 – MS (Nov. 1981).
- /10/ Kirchhoff, G.  
Über die Auflösung der Gleichungen, auf welche man bei der Untersuchung der linearen Verteilung galvanischer Ströme geführt wird;  
Ann. Phys. Chem. 72 (1847), S. 497 – 508.
- /11/ Zierep, J.  
Grundzüge der Strömungslehre;  
1. Auflage, Karlsruhe, G. Braun, 1979.
- /12/ Prandtl, L., Oswaitsche, K. und Wieghardt, K.  
Führer durch die Strömungslehre;  
8. Auflage, Vieweg.
- /13/ High – Accuracy Arithmetic, Subroutine Library, Program Description and User's Guide;  
IBM Program Number 5664 – 185 (1984).
- /14/ Harlow, F.A. and Amsden, A.A.  
Fluid Dynamics;  
Los Alamos, Sci. Lab., Monograph LA – 4700, 1971.
- /15/ Albring, W.  
Angewandte Strömungslehre;  
4. Auflage, Dresden, 1970.

- /16/ Idelchik, I.E.  
Handbook of Hydraulic Resistance;  
Second Edition, Revised and Augmented, Springer Verlag, 1986.
- /17/ Owczarek, J.A.  
Fundamentals of Gas Dynamics;  
Scranton, Int. Textbook Company, 1964.
- /18/ Gerlach, A.  
Stationäre und instationäre Strömungsuntersuchungen in verzweigten und querschnitts-  
variierenden Rechteckkanälen;  
Diplomarbeit, Berufsakademie Karlsruhe, 1988.
- /19/ Elsner, N.  
Grundlagen der technischen Thermodynamik;  
4. Auflage, Berlin, Akademie Verlag, 1980.



## 5. ANHANG

### A1 Algorithmen für kompressible, instationäre Strömungen in Lüftungssystemen

Tests verschiedener, auf dem Markt führender, Programme zur Berechnung kompressibler, instationärer Strömung zeigten, daß die Algorithmen bei den speziellen Anforderungen, die sich bei der Berechnung großer Lüftungsanlagen ergaben, keine stabilen Lösungen erreichten. Hierbei wurden Forderungen an die Berechnung der Temperatur, der Feuchte und möglicher Kondensation nicht gestellt. Die Algorithmen ergaben divergierende Lösungen, da bei großen Leitungsquerschnitten und den herrschenden Strömungsbedingungen für viele Komponenten keine Druckverlustbeiwerte vorliegen, die die Rechenprogramme zur Ermittlung der instationären Strömung brauchen. Auch bei Komponenten mit einem geringen Druckverlust zeigten einige Programme oszillierende Lösungen.

Eine Programmentwicklung vergleichbar mit dem Programm PROMO, das im Motorenbau Anwendung findet und kompressible, instationäre Strömungen in Leitungen von Verbrennungsmaschinen berechnet, konnte richtige Ergebnisse für einfach gestellte Probleme im Lüftungskanal errechnen. Der im Programm benutzte Algorithmus zeigte gute Konvergenzeigenschaften bei "kritischen" Komponenten in Lüftungsanlagen wie Verzweigungen mit geringen Druckverlusten und beliebig definierbare Kanaleinbauten (Filter, Erhitzer, Tropfenabscheider, u.a.). Eine Weiterentwicklung dieses Programmes für die Anwendung in lüftungstechnischen Anlagen wäre vielversprechend, konnte aber nicht durchgeführt werden.

Bei der Entwicklung des institutseigenen LAFIS-Programmes wurden verschiedene Algorithmen ausprobiert. Die meisten zeigten Konvergenzschwierigkeiten bei der Berechnung von Abzweigen in Lüftungssystemen. Bei zu geringen Druckunterschieden kommt es zu keinem definierten Massendurchfluß. Es werden Strömungsumkehrungen berechnet und die Lösungen fangen an zu oszillieren.

Das Rechenprogramm wurde unter ACRITH - Fortran, eine Entwicklung der Universität Karlsruhe/IBM, erstellt. Die Lösungsmethode dieses FORTRAN-Programmes basiert auf einem verbesserten Newton-Iterationsverfahren. Seine hohe Genauigkeit und seine gute Konvergenzfähigkeit wird durch eine Intervallarithmetik erreicht. Durch Zuordnung eines Intervalls für jede Variable mit oberer und unterer Grenze, können numerische Fehler der Lösungen abgeschätzt werden. Die Genauigkeit der Rechnung bedingt eine erhöhte Rechenzeit.

Die LAFIS - Programmentwicklung mit ACRITH wurde auf der Rechenanlage IBM 3090 unter dem Betriebssystem MVS/SB 2.2.1 durchgeführt. Mitte 1992 wurde das alte Betriebssystem durch das aktuelle MVS/SB 4.1.0 (ESA) ersetzt. Das Programmpaket ACRITH läuft unter dem neuinstallierten Betriebssystem, führt aber vermehrt zu divergierenden Lösungen bei der Berechnung komplexerer Strömungsverhältnisse in Abzweigen in Lüftungssystemen.

Somit hat ACRITH derzeit sein überragendes Leistungsmerkmal eingebüßt. Um im vollen Umfang kompressible, instationäre Strömungen in Lüftungssystemen berechnen zu können, müßte eine neue Anpassung der Programmumgebung mit dem ACRITH Programm und dem aktuellen Betriebssystem MVS/SB 4.1.0 (ESA) durchgeführt werden. Berechnungen mit dem ACRITH Programm können seitdem nur in vereinfachter Version durchgeführt werden. Konvergenzschwierigkeiten treten bei einer hohen Anzahl verschiedenartiger Komponenten in Verbindung mit komplizierteren Strömungsverhältnissen über Abzweige auf. Beides war mit der alten Version berechenbar. Durch Zusammenfassen gleichartiger Komponenten unter einem größeren Druckverlust kann die Anzahl der Komponenten sinnvoll vermindert werden. Die Berechnung der Strömungen über Abzweige ist nur in einfachen Verhältnissen möglich. Im weiteren Anhang ist ein Beispiel einer Störfallberechnung in einer Ringraumabsaugung mit der verminderten ACRITH Version dargestellt.

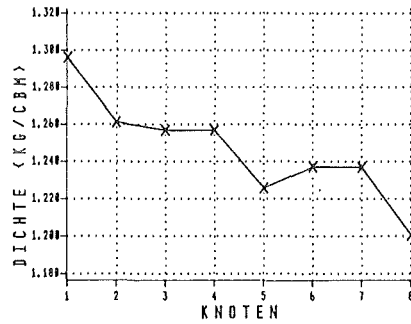
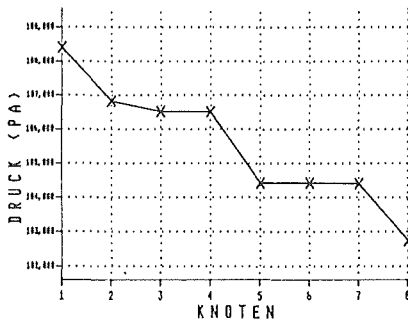
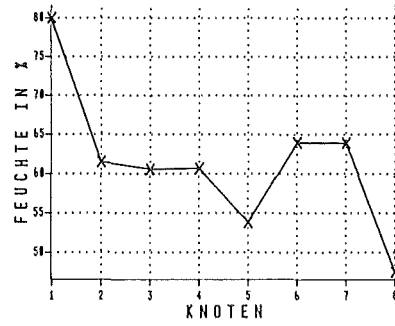
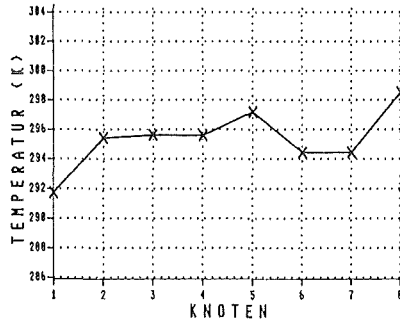
## A2 Vergleich der Algorithmen IMSL und ACRITH

Nachdem der Algorithmus unter ACRITH-Fortran nach Installation des neuen Betriebssystems MVS/SB 4.1.0 den Vorteil der guten Konvergenzeigenschaft gegenüber anderen Algorithmen einbüßte, wurde das LAFIS-Rechenprogramm umgeschrieben, um einen weit verbreiteten, gebräuchlichen Algorithmus (IMSL) zu verwenden. Dadurch wurde das Programm so strukturiert, daß mit geringem Aufwand ein "stabiler" Algorithmus eingebunden werden kann. Hierzu wurden zwei zentrale Blöcke zur Parameterübergabe (zum/vom Algorithmus) programmiert. Die richtige Übergabe von Formeln und Parametern wurde an Beispielen überprüft.

In Abb. A2.1 ist ein Lüftungsstrang aus 7 Komponenten berechnet, der aus Rohrleitungen, Erweiterung, Verengung und einem Filter besteht. Die Längen der Rohrstücke betragen 5 m. Die Rohre zwischen den Knoten 1-2 und 7-8 besitzen einen Durchmesser von 200 mm und die zwischen den Knoten 3-6 jeweils von 600 mm. Am Umgebungsknoten am Eintritt ( $U_e$  vor Knoten 1) in das Lüftungssystem liegt der Überdruck  $p_u=10\ 000$  Pa an und am Austritt ( $U_a$  hinter Knoten 8) im Umgebungsknoten der Druck von  $p_u=100\ 000$  Pa. Die Druckverluste sind dem Bericht entnommen: Ein- und Ausströmverlust  $U_e \rightarrow 1$  und  $8 \rightarrow U_a$  (Gl. 18), Rohrreibungsverlust (Gl. 38), Verengung (Gl. 23), Erweiterung (GL. 25) und S-Filter (entsp. Gl. 27)<sup>1</sup> aus Abb. A2.2.

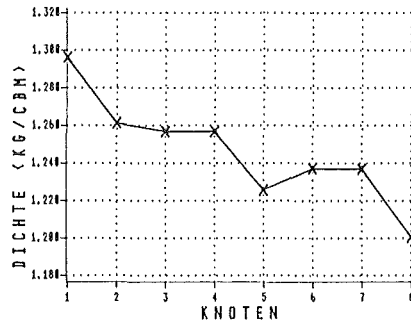
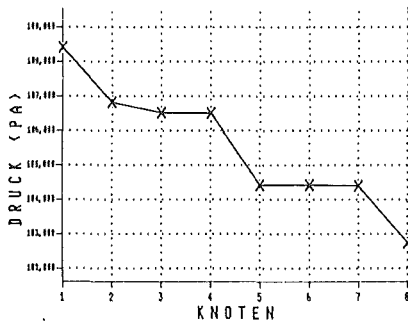
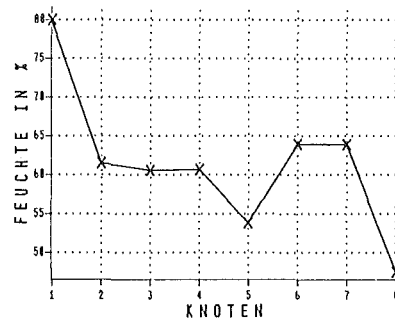
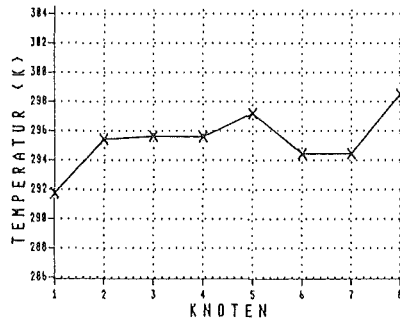
Aus dem Druckgefälle errechnen sich neben Massenstrom, Strömungsgeschwindigkeit, Machzahl, Volumenstrom, die hier zum Vergleich der beiden Rechenergebnisse angeführten Größen Temperatur, rel. Feuchte, Druck und Dichte. Die Temperatur beträgt in beiden Umgebungsknoten 293,15 °K (bzw. 20 °C). Die Berechnungen ergeben mit IMSL und ACRITH identische Ergebnisse. In Abb. A2.1 sind die Ein- und Ausströmverluste nicht explizit aufgeführt. Sie ergeben sich aus den Druckdifferenzen zwischen  $U_e$  und Knoten 1 und Knoten 8 und  $U_a$ .

<sup>1</sup> Die experimentell ermittelte Druckverlustkurve wird über ein Polynom angenähert, dessen Koeffizienten dann in Gleichung 27 eingesetzt werden.



ACRITH

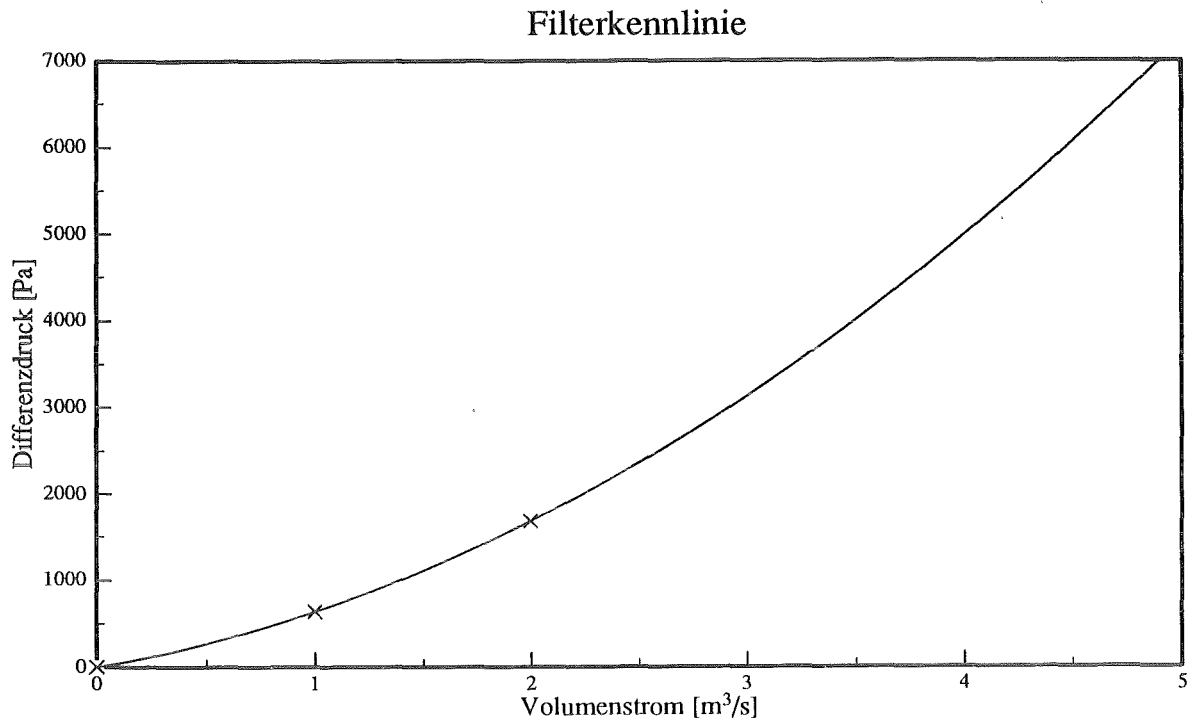
07 APR 1993 10:29 AM BY LAF027



IMSL

07 APR 1993 10:29 AM BY LAF027

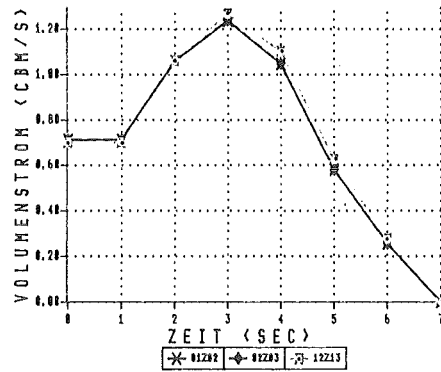
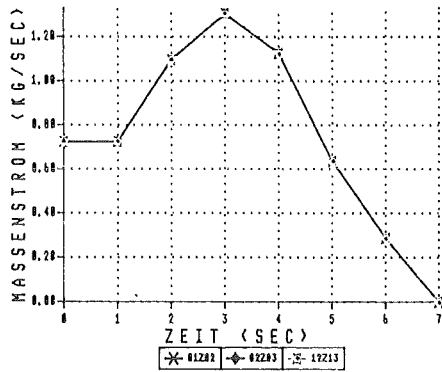
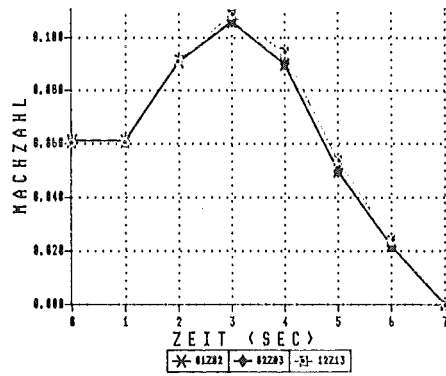
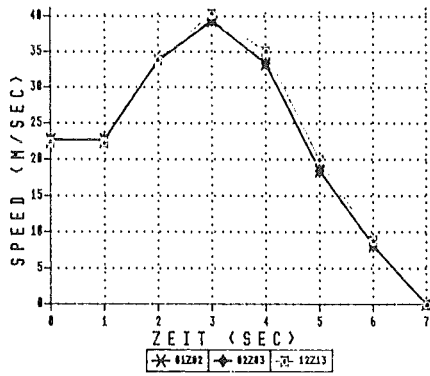
Abb. A2.1: Vergleich der Ergebnisse aus Berechnungen mit den Lösungsverfahren ACRITH (oben) und IMSL (unten)



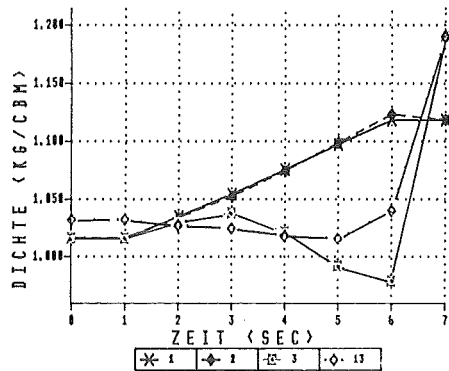
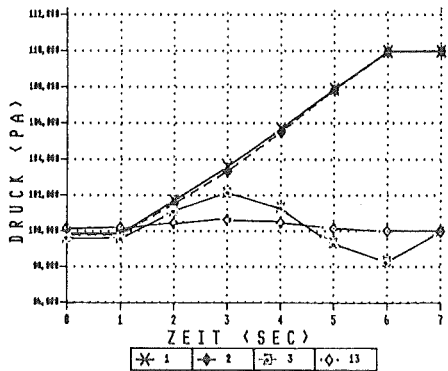
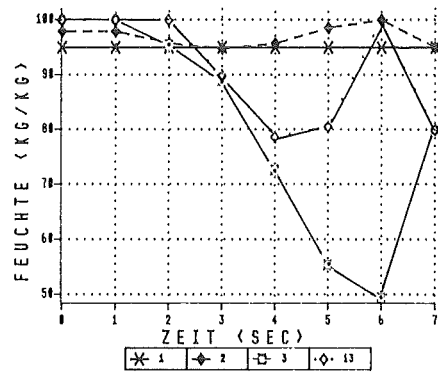
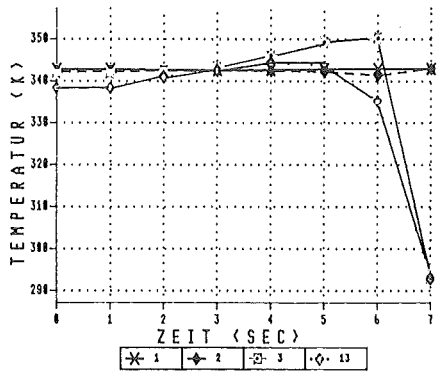
PETER1 / 26.2.1993

Abb. A2.2: Druckverlustkennlinie eines S-Filter

Das Schließen einer Klappe ist in Abb. A2.3 mit ACRITH und in Abb. A2.4 mit IMSL berechnet. Der Druck im Umgebungsknoten  $U_e$  (z.B. Containment) steigt innerhalb von 5 Sekunden (Sekunde 1 bis 6) von 100 000 Pa auf 110 000 Pa an. Die Klappe schließt innerhalb von 5 Sekunden (Sekunde 2 bis 7). Der instationäre Schließvorgang ist für den Zeitraum von 7 Sekunden berechnet. Aufgetragen sind die Ergebnisse für Strömungsgeschwindigkeit, Massenstrom, Machzahl, Volumenstrom, Temperatur, Druck, rel. Feuchte und Dichte für den Knoten 1, 2, 3 und 13 des Lüftungsstranges. Im Containment (Umgebungsknoten  $U_e$ ) liegt eine Temperatur von 343,15 °K (bzw. 70 °C) und eine relative Luftfeuchte von 95 % der Berechnung zugrunde. Vor der Klappe (Knoten 2) und am Ende des Lüftungsstranges kommt es zu Kondensationserscheinungen, die in Abb. A2.5 aufgetragen sind, jeweils mit ACRITH und IMSL berechnet.

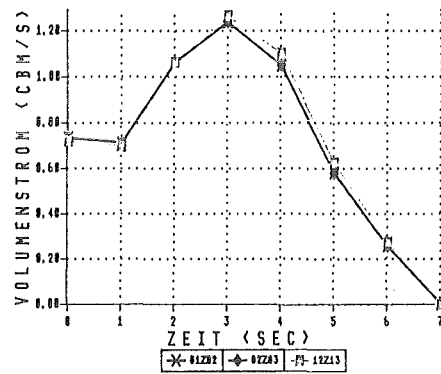
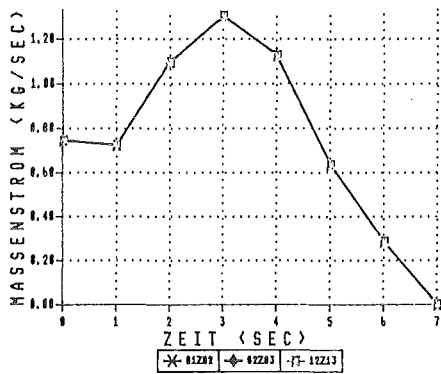
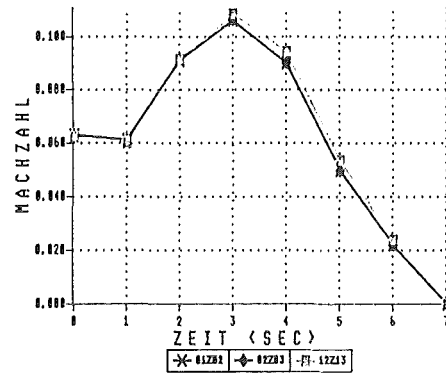
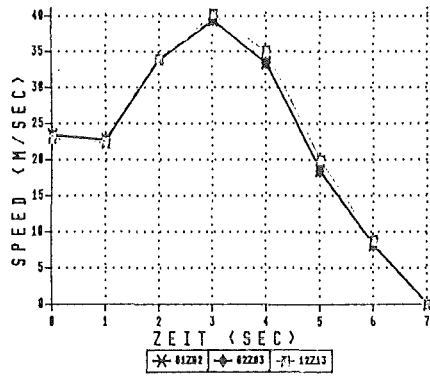
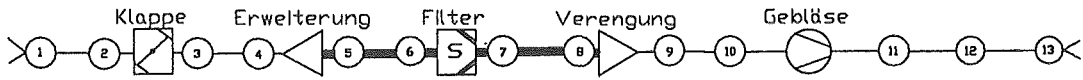


14 APR 1993 8:51 AM BY LAF027

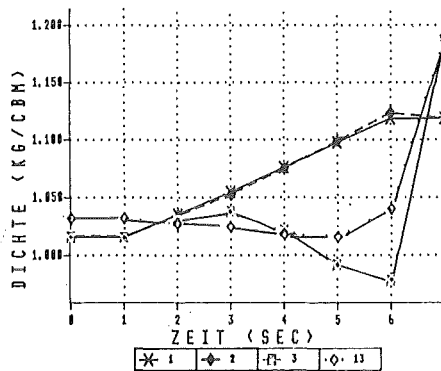
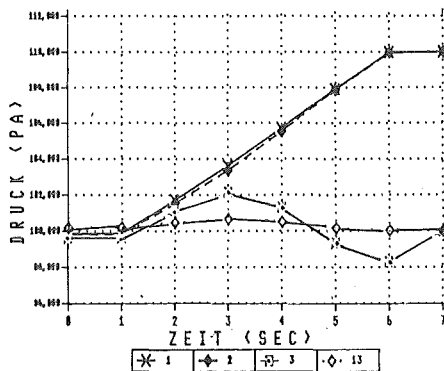
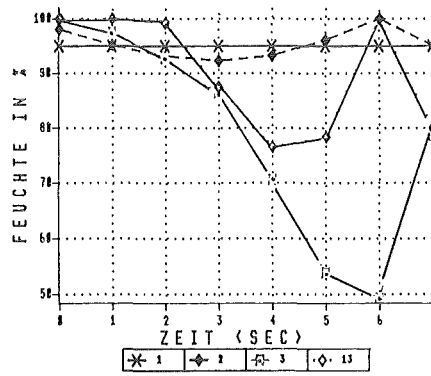
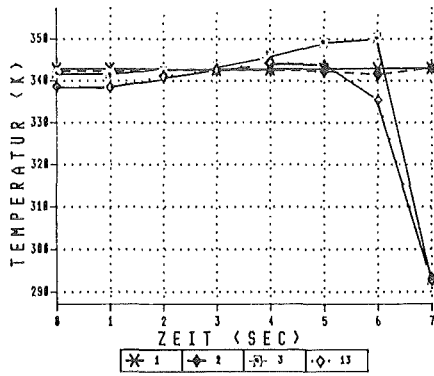


14 APR 1993 8:58 AM BY LAF027

Abb. A2.3: Instationärer Schließvorgang einer Klappe berechnet mit ACRITH

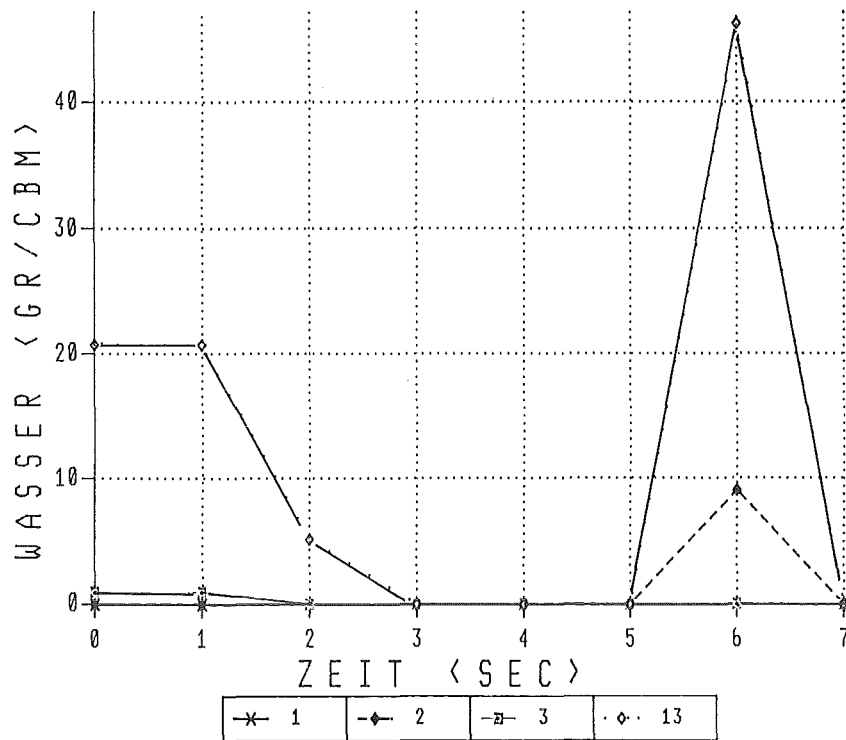


14 APR 1983 9:52 AM BY LAF027



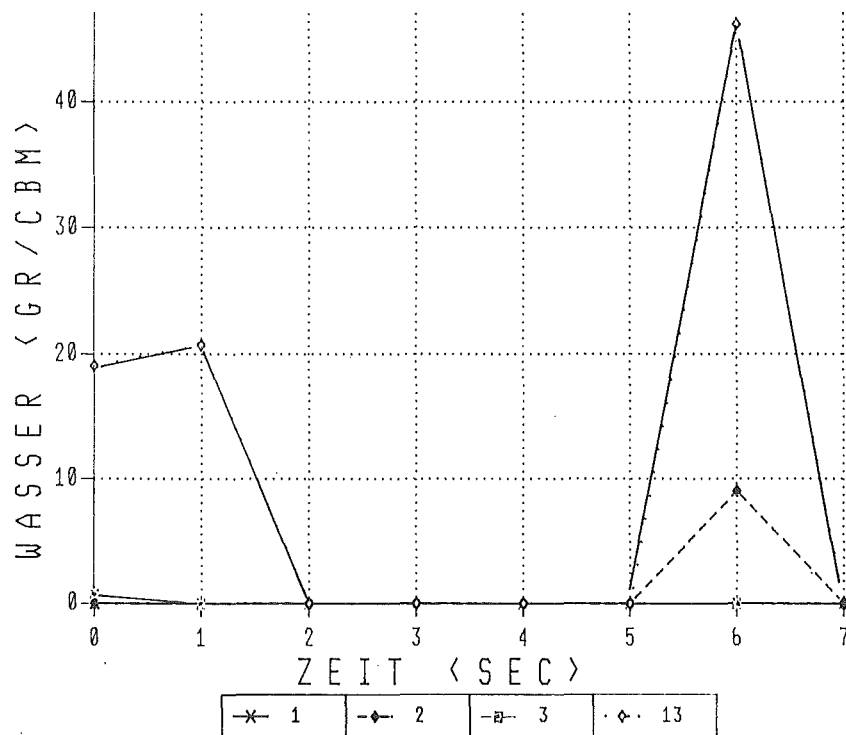
14 APR 1983 9:51 AM BY LAF027

Abb. A2.4: Instationärer Schließvorgang einer Klappe berechnet mit IMSL



ACRITH

14 APR 1993 9:58 AM BY LAF027



14 APR 1993 9:52 AM BY LAF027

Abb. A2.5: Kondensation vor Klappe (Knoten 2) und im Knoten 13 berechnet mit ACRITH und IMSL



### A3 Berechnung einer Störfallfilteranlage mit ACRITH

Eine Störfallfilteranlage mit den Komponenten Tropfenabscheider, Erhitzer, Abzweig, Klappen, Filtern, Ventilatoren, Rohren, Krümmern, Verengungen und Erweiterungen ist in Abb. A3.1 dargestellt. In Abb. A3.2 sind alle Komponenten mit den zur Berechnung nötigen Daten (Länge, Durchmesser Druckverlustbeiwerten) versehen. Sinnvoll ist eine Zusammenfassung gleichartiger Komponenten mit entsprechenden Druckverlustbeiwerten (Abb. A3.3). Rohre, Krümmer und andere Komponenten mit gleichem Durchmesser können als größere Komponenten zusammengefaßt werden unter der Berücksichtigung der entsprechenden Addition der Widerstände /Idelchik/. In Kapitel 3 des Berichtes wurde der Schließvorgang im Abzweig berechnet, der zu einem erhöhten Volumenstrom im Durchgang führt. Auf diesem Zustand der Lüftungsanlage soll die Auswirkung eines Störfalles berechnet werden, der somit zur größten Wirkung im Durchgang führt.

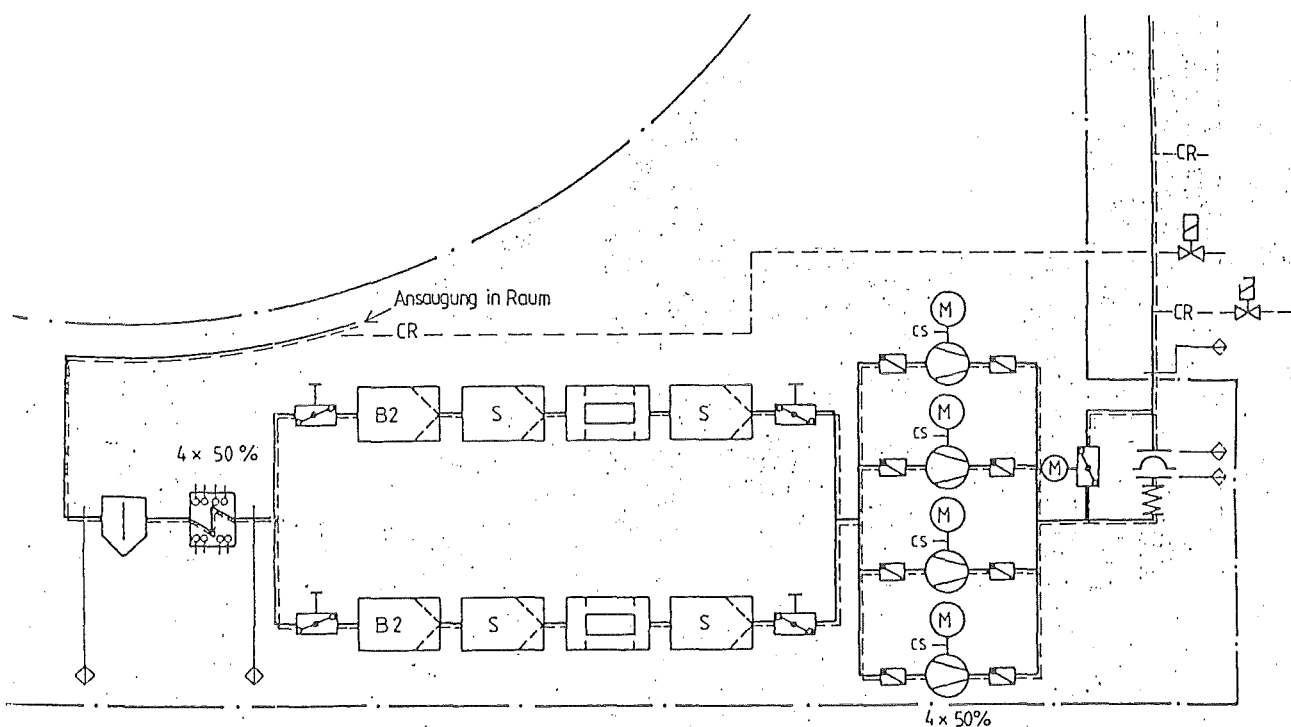


Abb. A3.1: Schematische Darstellung einer Störfallfilteranlage

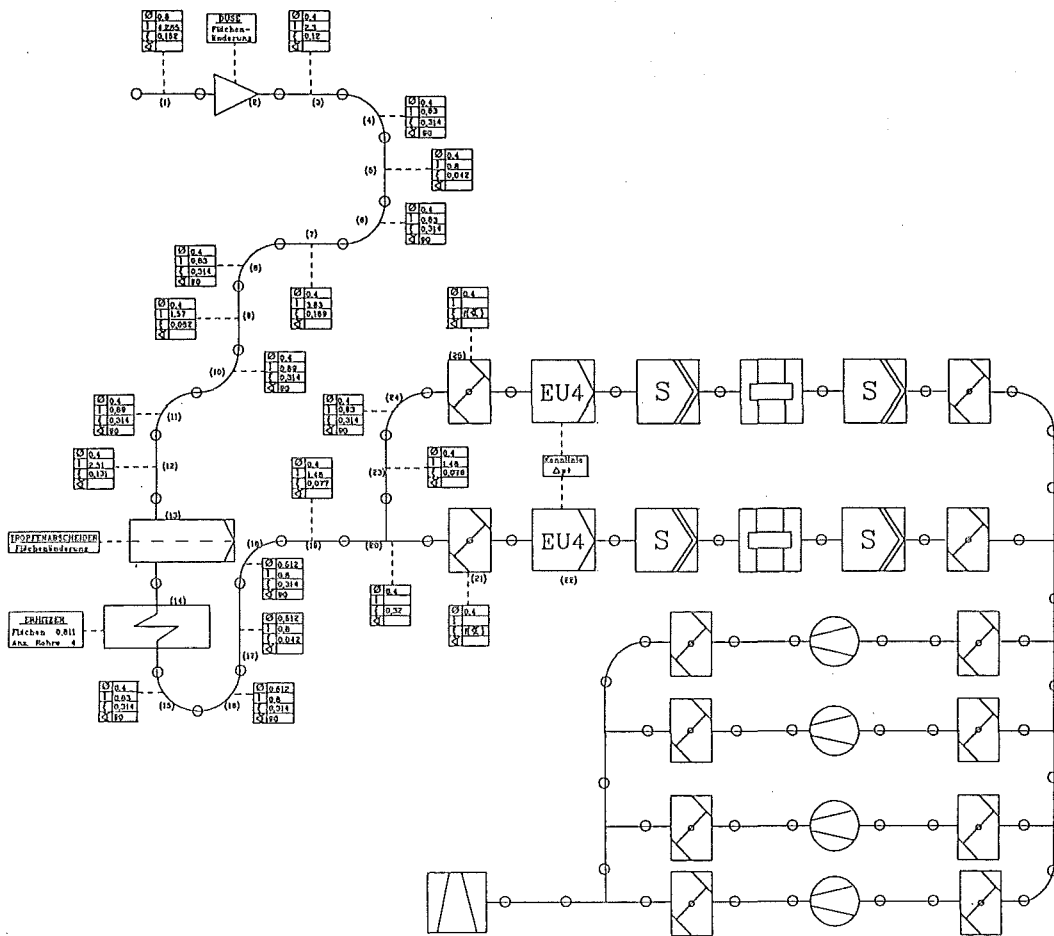


Abb. A3.2: Schematische Darstellung der Störfallfilteranlage mit den für die Berechnung notwendigen Daten (Länge, Durchmesser, Druckverlustbeiwerten (nach Idelchik))

Bei einem Anstieg des Druckes im Containment um 10 000 Pa in 5 Sekunden, einer Schließzeit der Klappe von 5 Sekunden mit einer Verzögerung um eine Sekunde werden die Zustandsgrößen ermittelt. In Abb. A3.3 ist das vereinfachte Lüftungssystem dargestellt. Für das S-Filter wurde der Druckwiderstandsbeiwert aus der Kennlinie eines S-Filters entsprechend Abb. A3.4 oben ermittelt. Für das Gebläse muß berücksichtigt werden, daß es bei plötzlichem Überdruck als Widerstand wirkt. Daher gilt der positive Differenzdruck für ein saugendes Gebläse, der negative, wenn ein Überdruck vor dem Gebläse anliegt (Abb. A3.4 unten). Das Vorzeichen geht entsprechend in den Druckwiderstandsbeiwert ein.

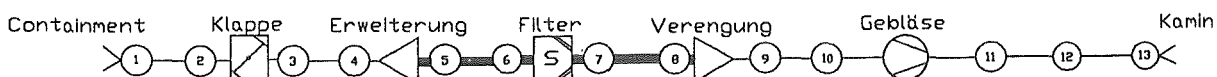
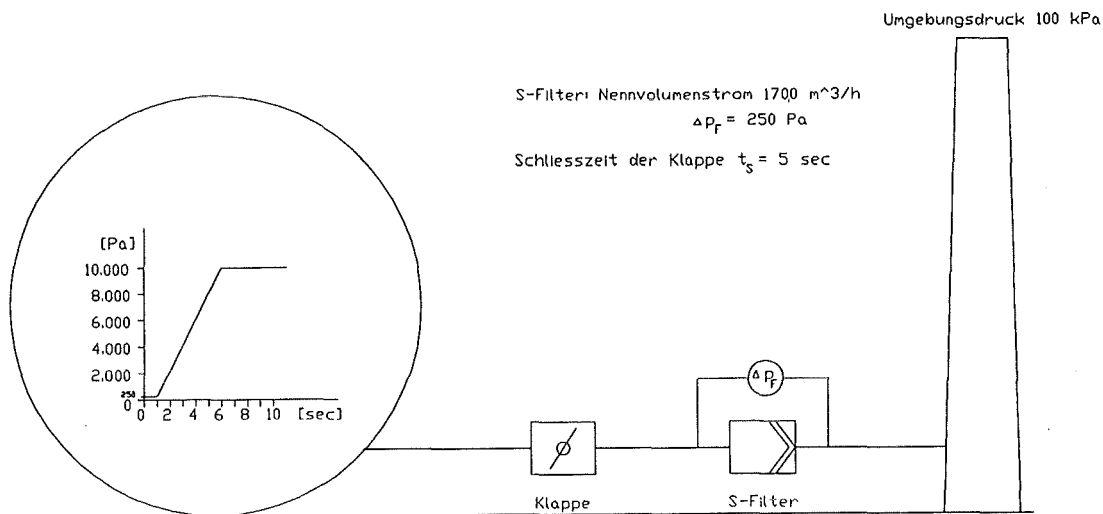


Abb. A3.3: Vereinfachtes Lüftungsschema einer Störfallfilteranlage mit nur einer Filterbank im Betrieb

Ein Betriebszustand der Lüftungsanlage ist mit  $273,15 \text{ °K}$ , bei geringem Unterdruck von  $100 \text{ Pa}$  im Containment ( $U_e = 99\,900 \text{ Pa}$ ) und einem Druck von  $100\,000 \text{ Pa}$  in der Umgebung ( $U_a$ ) mit einer relativen Feuchte von  $80 \%$  berechnet worden. Die Ergebnisse bei stationärer Strömung sind in Abb. 3.5 aufgeführt. Das treibende Druckgefälle wird durch den Ventilator zwischen Knoten 10 und 11 (10-11) erzeugt. Ein- und Ausströmverluste ergeben sich aus der Differenz zwischen dem Containment  $U_e$  und Knoten 1 und zwischen Knoten 13 und Umgebung  $U_a$ . Gleiche Komponenten ergeben gleichen Druckverlust z.B. Rohre mit dem Durchmesser  $200 \text{ mm}$  und einer Länge von  $5 \text{ m}$  (1-2, 3-4, 9-10, 11-12, 12-13). Über das S-Filter (6-7) liegt ein Differenzdruck von  $400 \text{ Pa}^2$  an. Zwischen den Komponenten 5 bis 8 mit einem Durchmesser von  $600 \text{ mm}$  liegt in den Rohrleitungen ein geringer Druckverlust vor. Die Strömungsgeschwindigkeit wird von  $21,5 \text{ m/s}$  auf  $2 \text{ m/s}$  herabgesetzt. Der Massenstrom bleibt konstant, da keine Zu- und Abflüsse (Abzweige) vorhanden sind. Der Volumenstrom ändert sich entsprechend der Dichte.

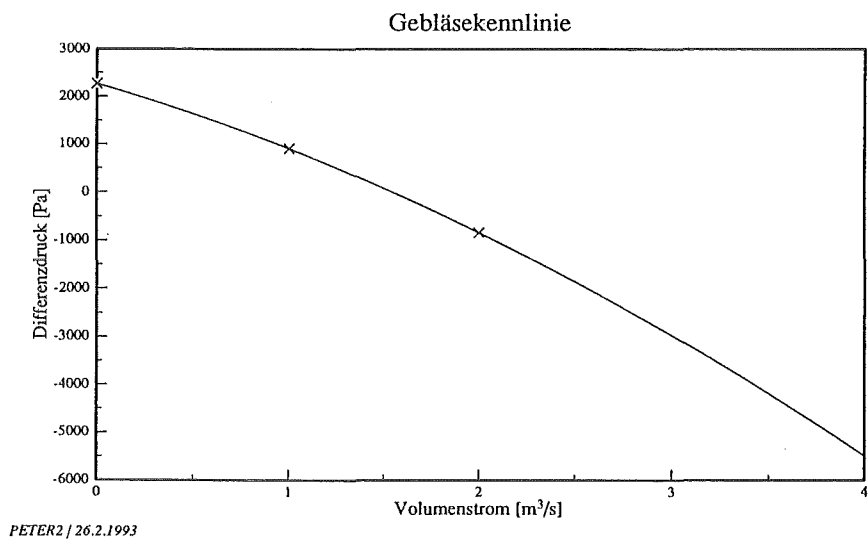
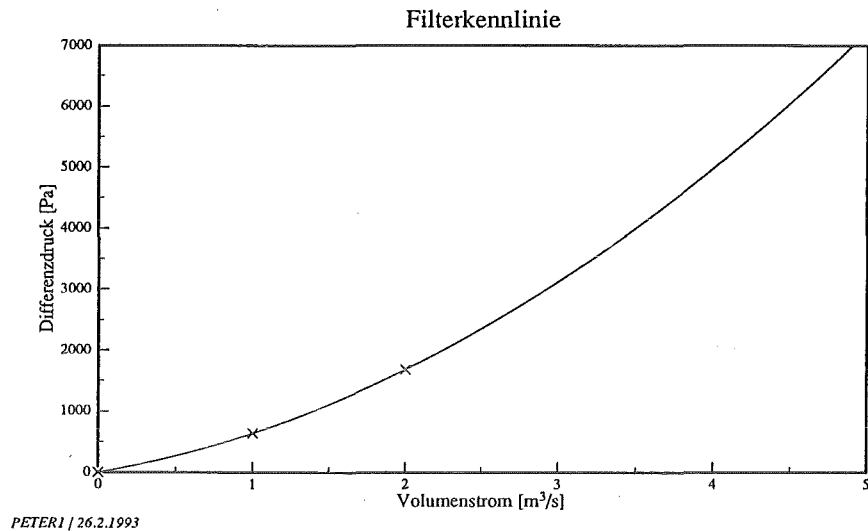


Abb. A3.4: Differenzdruck über Volumenstrom für ein Filterelement (BxHxT: 610x610x292 mm) der Klasse S (oben) und für ein in Kraftwerken eingesetztes Gebläse (unten) im Normalbetrieb und als Widerstand bei Überdruck

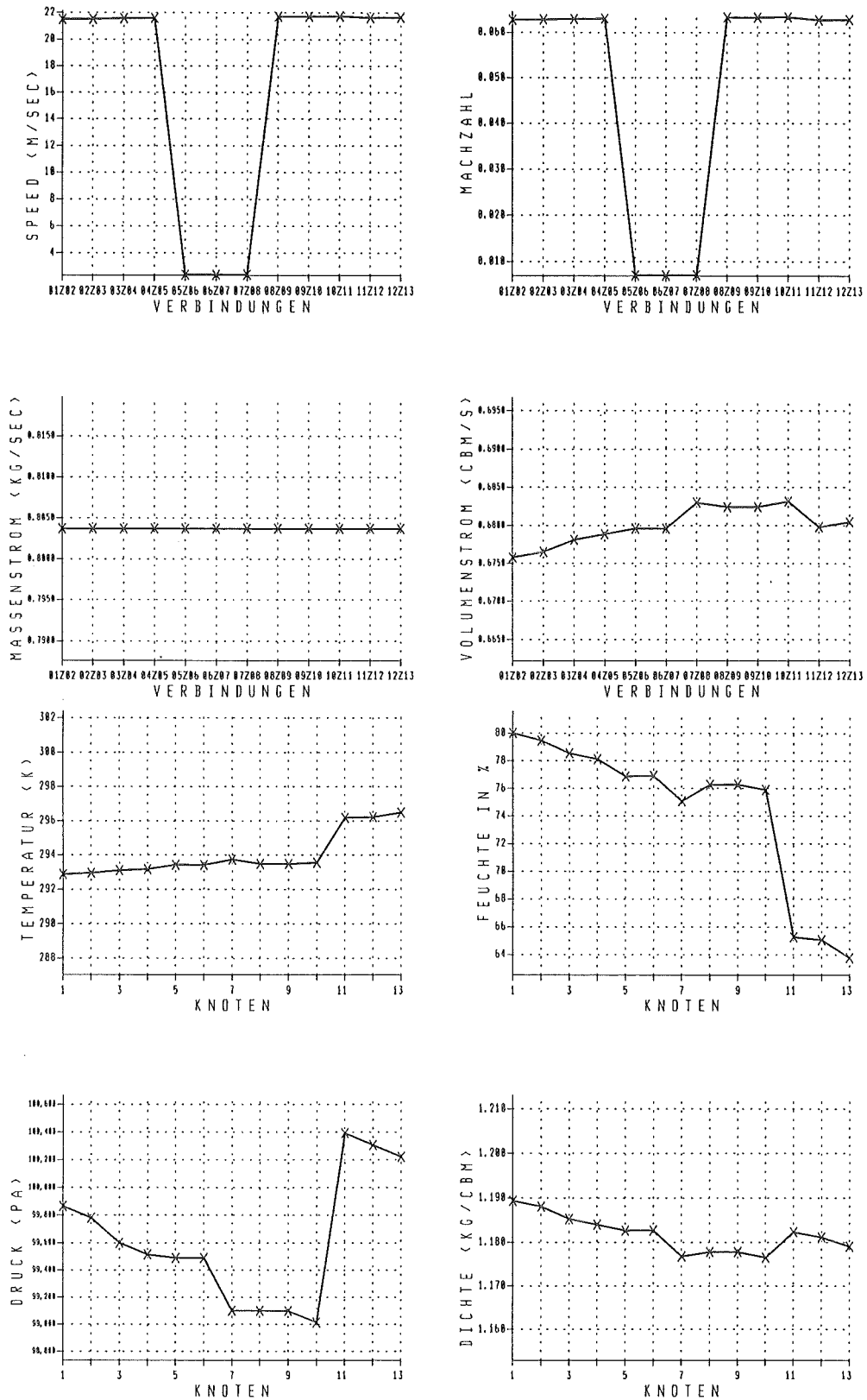
Die Auswirkungen eines Überdruckes von 10 000 Pa im Containment (110 000 Pa) gegenüber 100 000 Pa in der Umgebung - ohne Einleitung einer Gegenmaßnahme, z.B. Schließen einer Klappe - führt zu den in Abb. A3.6 gezeigten Ergebnissen. Der Druck im Containment bestimmt die Änderung der Zustands- und Strömungsgrößen. Der Ventilator (10-11) läuft mit und wirkt als Widerstand. Über das S-Filter (6-7) liegen 1600 Pa an. Im Vergleich zum "Normalbetrieb" Abb. A3.5 wird der ca. 3-fache Massenstrom durchgesetzt.

In Abb. A3.7 und Abb. A3.8 sind die Ergebnisse der Berechnung der instationären, kompressiblen Strömung dargestellt, die sich bei Ansteigen des Druckes im Containment von 100 000 Pa auf 110 000 Pa innerhalb von 5 Sekunden ergeben, wobei der Schließvorgang der Klappe mit einer Verzögerung von einer Sekunde einsetzt und der gesamte Schließvorgang ebenfalls 5 Sekunden dauert (s. Abb. A3.3). In Abb. A3.7 ist der Verlauf der Temperatur, der relativen Feuchte, des Druckes und der Dichte über der Zeit (1 bis 7 Sekunden) für die Knoten 1 (Eintritt in das Lüftungssystem), Knoten 2 (vor der Klappe), Knoten 3 (hinter der Klappe) und Knoten 13 (Austritt des Lüftungssystem) dargestellt<sup>3</sup>.

---

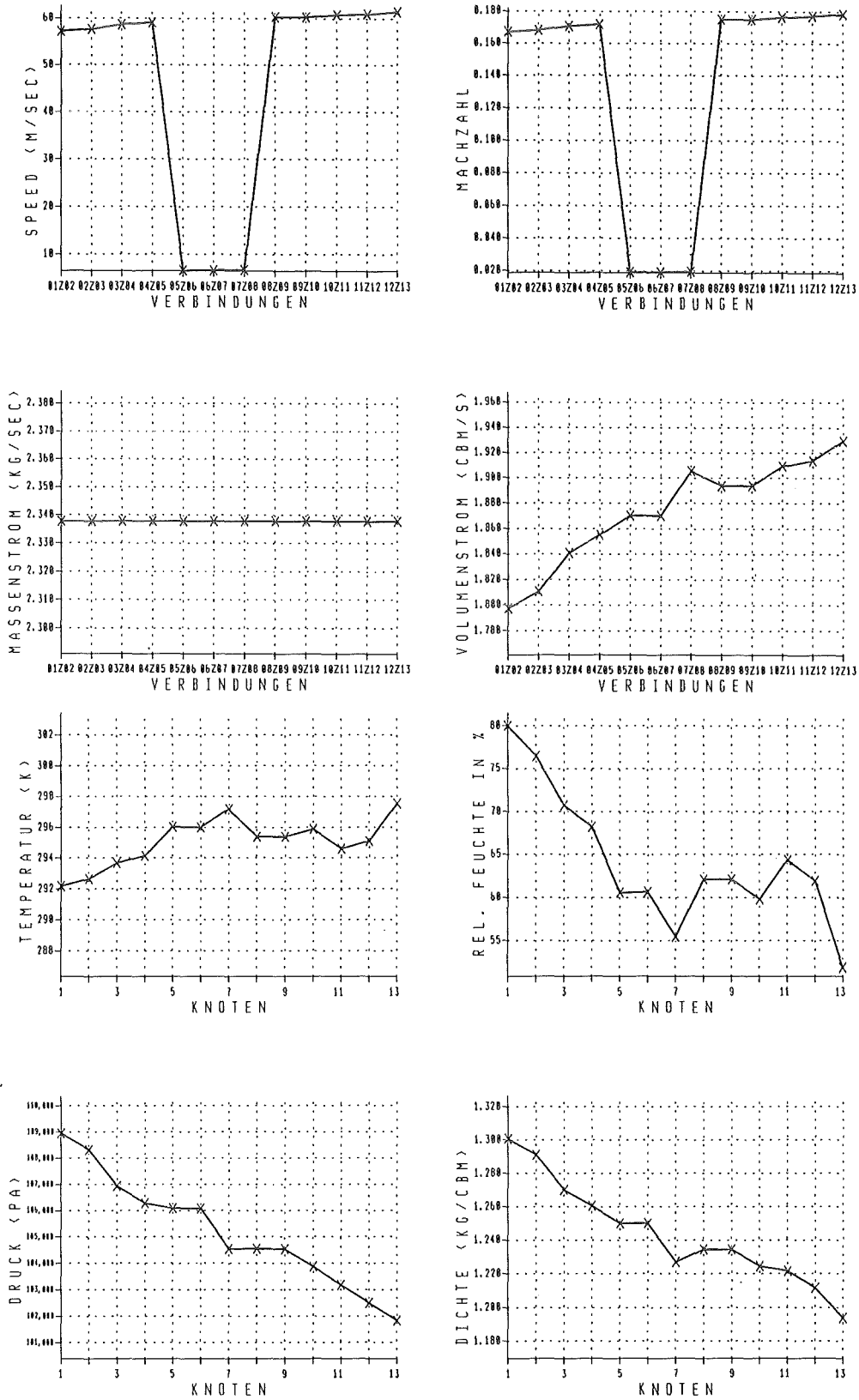
<sup>3</sup>

Die Änderung der Größen in der letzten Sekunde des Berechnungsintervalls (hier 6 bis 7) sind physikalisch nicht ganz eindeutig. Sie ergeben sich mathematisch und stellen einen Gleichgewichtszustand (aufgrund des Gleichungssystems) dar, der eventuell erst zu einem späteren Zeitpunkt erreicht wird. Es ist angebracht einige Sekunden über den Schließvorgang der Klappe hinaus zu rechnen.



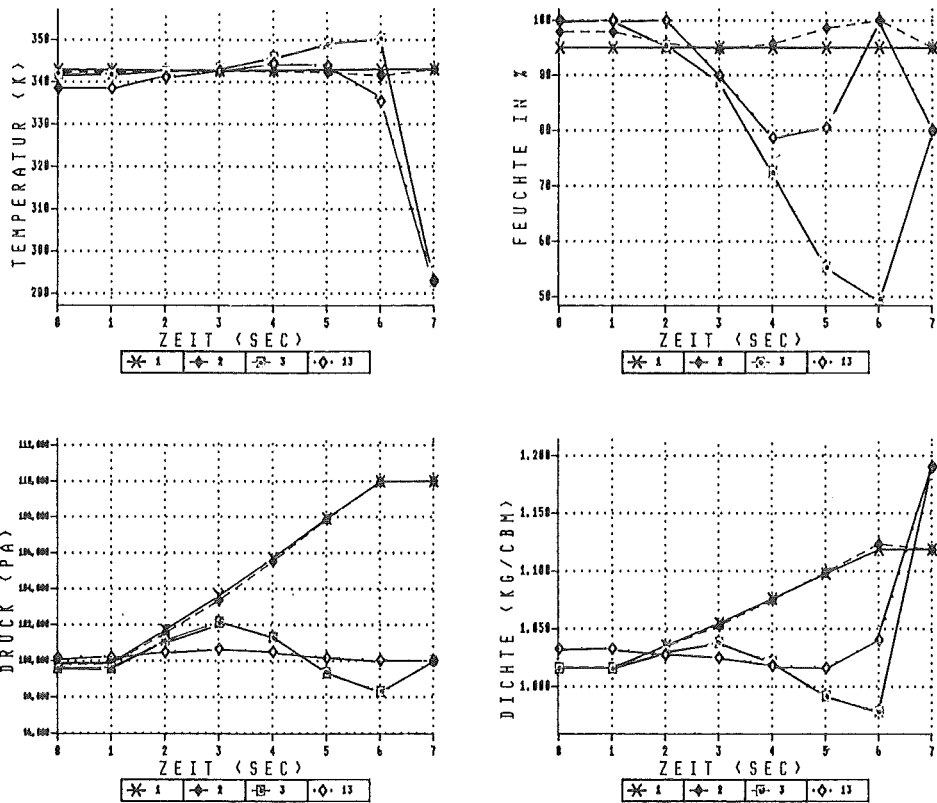
24 FEB 1993 4:08 PM BY LAF027

Abb. A3.5: Berechnung stationärer Strömungsvorgänge der Filterstrecke (Abb. A3.3) bei geringem Unterdruck von 99 900 Pa im Containment und 100 000 Pa in der Umgebung - Gebläse saugend



25 FEB 1993 12:55 PM BY LAF027

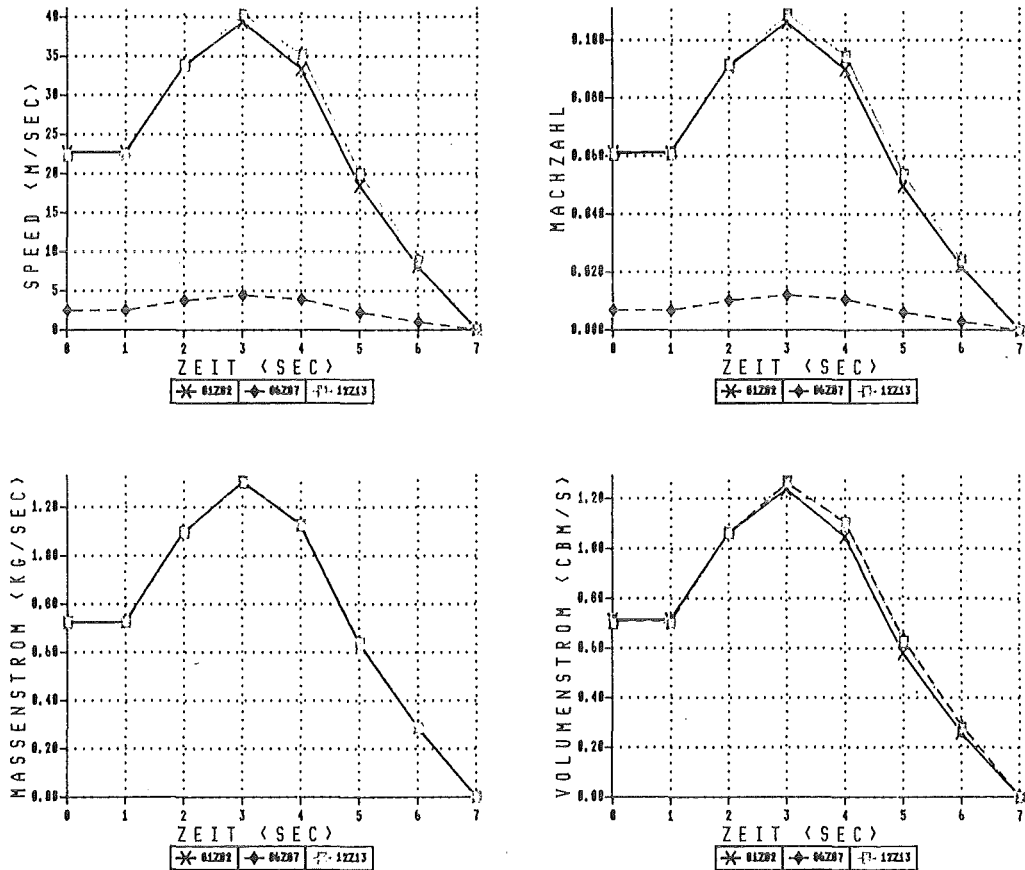
Abb. A3.6: Berechnung stationärer Strömungsvorgänge der Filterstrecke (Abb. A3.3) bei Überdruck von 10 000 Pa im Containment - Gebläse als Widerstand



16 MAR 1983 0:43 AM BY LAF027

Abb. A3.7: Berechnung instationärer Strömungsvorgänge der Filterstrecke (Abb. A3.3): Darstellung der Temperatur, der rel. Feuchte, des Druckes und der Dichte über der Zeit für die Knoten 1,2,3 und 13

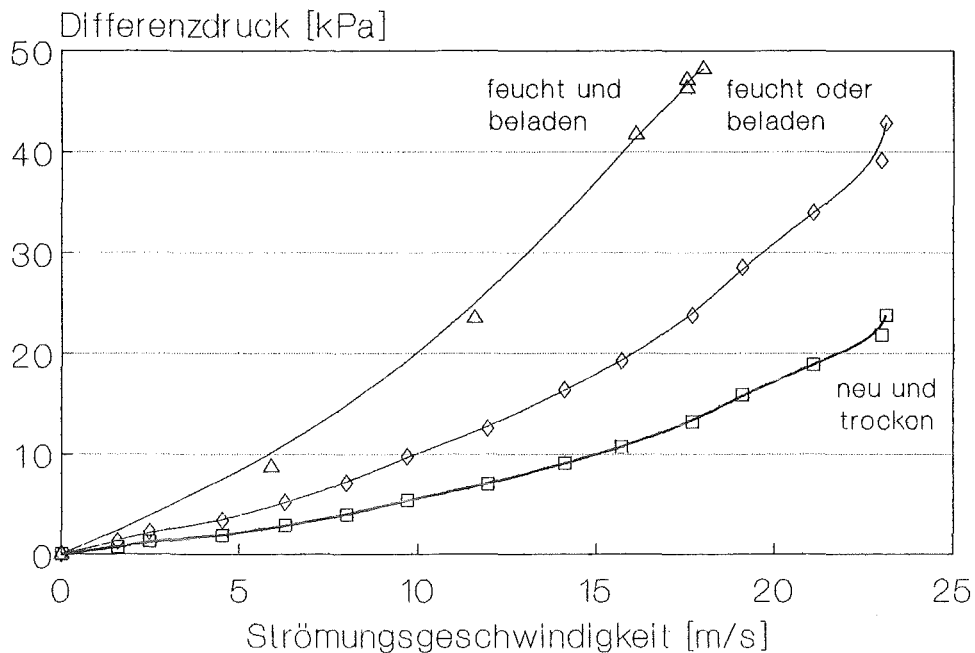




6 MAR 1983 9:43 AM BY LAF027

Abb. A3.8: Berechnung instationärer Strömungsvorgänge der Filterstrecke (Abb. A3.3): Darstellung der Strömungsgeschwindigkeit, der Machzahl, des Massenstromes und des Volumenstromes über der Zeit für die Komponenten Rohr am Eintritt (01Z02), Filter (06Z07) und Rohr am Austritt (12Z13)

SCHWEBSTOFFFILTER (KLASSE S)  
HxBxT: 610x610x292 mm



LAFIS310

Abb. A3.9: Differenzdruckkurven hochfester S-Filter (Typ KfK)<sup>4</sup>: 1. neu und trocken, 2. feucht oder beladen, 3. feucht und beladen

Dem Schließvorgang der Klappe liegen die Widerstandsbeiwerte der Drosselklappe aus Tabelle 1 auf Seite 11 zugrunde. Die Strömungsgeschwindigkeit nimmt ab der Sekunde 1 zu (Druckanstieg im Containment um 10 000 Pa in 5 Sekunden). Ohne Schließen der Klappe würde eine Strömungsgeschwindigkeit von 58 m/s (01Z02 aus Abb. A3.6) anliegen. Durch das Schließen der Klappe kommt es zur maximalen Strömungsgeschwindigkeit nach 2 Sekunden in der 200 mm Rohrleitung (01Z02) von 40 m/s. Am Filter (06Z07) in der Rohrleitung mit 600 mm Durchmesser beträgt die maximale Geschwindigkeit 5 m/s. Diese Geschwindigkeit führt zu einem Differenzdruck bei einem neuen Filter (wie er der Rechnung zugrunde liegt) von ca 1200 Pa (Abb. A3.4). Kommt eine Beladung mit Staub oder Feuchte hinzu, kann der Differenzdruck auf 3000-4000 Pa steigen (Abb. A3.9). Kommt es zu einer Kombination von Feuchte und Staub, kann der Differenzdruck um 8000-9000 Pa liegen. Je nach

4

Fronhöfer, M., Neuberger, M., Wilhelm, W., Challenges within Ventilation Systems during Accident Situations, 22nd DOE/NRC Nuclear Air Cleaning and Treatment Conference, Denver, Okt. 1992, CONF 9020823, NUREG/CP-0130, p.510

Beladungszustand des S-Filters und der Bauart des Filtertyps kann es zu einem Versagen infolge der Strömungskräfte und des anliegenden Druckes kommen. Bei konventionellen S-Filtern (Eu 13) liegen die Versagensgrenzen bei einer durch eine Strömung (trockene Luft) erzeugten Druckdifferenz zwischen 4 000 - 23 000 Pa. Bei hochfesten, speziell für die Kerntechnik entwickelten S-Filtern (EU 13) liegt die Versagensgrenze oberhalb von 56 000 Pa (Abb. 3.11). In feuchter (>95 %), bzw. nebelhaltiger Luft liegen die Versagensgrenzen bei konventionellen S-Filtern zwischen 400 - 7 000 Pa, bei hochfesten S-Filtern oberhalb von 15 000 Pa.

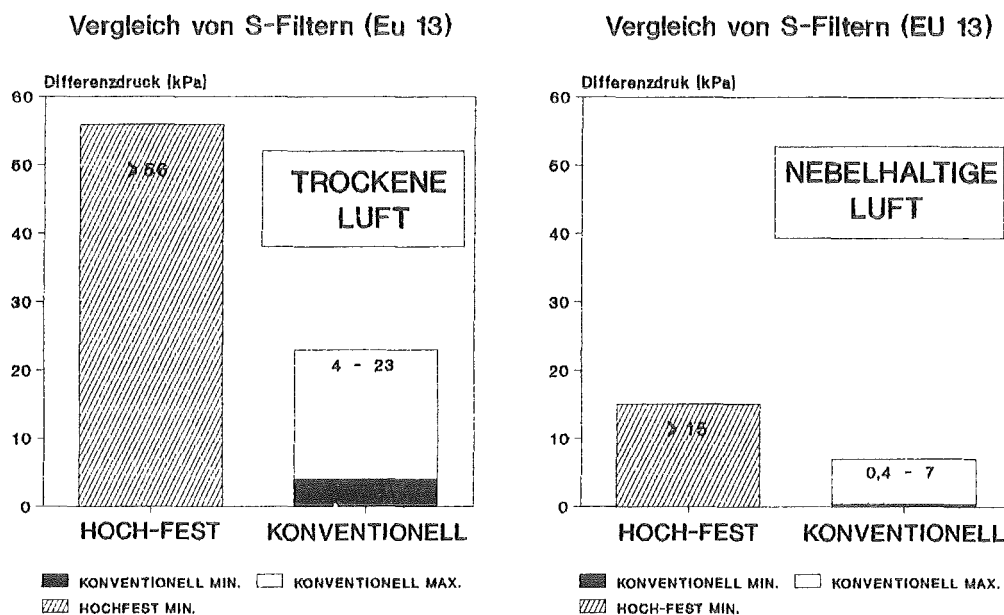


Abb. A3.10: Versagensgrenzen von konventionellen und hochfesten<sup>5</sup> S-Filtern (EU13) bei trockener und feuchter Luft<sup>6</sup>

<sup>5</sup> Maximaler Druck, der in der Testanlage erzeugt werden konnte

<sup>6</sup> Fronhöfer, M., Neuberger, M., Wilhelm, W., Challenges within Ventilation Systems during Accident Situations, 22nd DOE/NRC Nuclear Air Cleaning and Treatment Conference, Denver, Okt. 1992, CONF 9020823, NUREG/CP-0130, p.510