Automatisierte thermodynamische Berechnung von Rohrbündel-Wärmeübertragern (Dampf/Wasser)

Dr. sc. techn. B. GLÜCK
VEB Kombinat Technische Gebäudeausrüstung – Institut

Thermodynamische Berechnungen von Wärmeübertragern dienen der

- Erarbeitung von Leistungskenn~~ziffern~~felder
- Auswahl des geeignetsten Wärmeübertragers aus einem Sortiment bei vorgegebenen Anlagenparametern
- Nachrechnung der Leistung bei speziellen Einsatzbedingungen.

Der letztgenannte Punkt hat für den Anlagenbetrieb besondere Bedeutung. So müssen die Wärmeübertrager Dampf/Wasser sowie die nachgeschalteten Kondensat-Rückfördersysteme in geschlossener Form betrieben werden, um die Forderung nach sauerstofffreiem Kondensat zu erfüllen. Die Regelung der Wärmeübertragerleistung erfolgt entweder durch eine Regelung des Dampfdrucks (Mengenregelung) oder durch die Anstauhöhe des Kondensats (Anstauregelung). Während die sekundärseitigen Vollastparameter meistens durch die üblichen Sicherheitszuschläge erreicht oder überboten werden, bereiten der geschlossene Betrieb bei Schwachlast und die Kondensatunterkühlung oft große Probleme. Die Auswahl geeigneter Schaltungen, eine möglichst genaue Bemessung der Wärmeübertrager sowie eine Voraussetzung der verschiedenen Teillastzustände sind die Grundvoraussetzung für einen ordnungsgemäßen Betrieb.
Wegen der manuellen aufwendigen Berechnung ist es bisher nur möglich, die Teillastverhältnisse überschlagsweise zu betrachten. Das Rechenprogramm liefert die Grundlage für eine genauere Simulierung der praktischen Verhältnisse. Außer der Variation der Belastung können verschiedene Heizflächen-Verschmutzungsgrade Berücksichtigung finden, so daß von vornherein auch die Toleranzbreiten für die möglichen praktischen Parameter ermittelbar sind.

1. Thermodynamische Grundlagen

Ausgangspunkt der Berechnung ist die sekundärseitige Belastung. Sie ist gegeben durch
Eintrittstemperatur t'_{WW}
Austrittstemperatur t''_{WW}
Massenstrom $\dot{m}_{WW}$

Damit ergibt sich die notwendige Wärmemenge, die an das Warmwasser zu übertragen ist, zu

$$\dot{Q} = \dot{m}_{WW} (t''_{WW} - t'_{WW}). \tag{1}$$

Für die spezifische Wärmekapazität kann näherungsweise der konstante Wert $c_{WW} = 4\,200$ J/kg · K verwendet werden.
Die zu kondensierende Dampfmenge $\dot{m}_D$ berechnet sich dann weiter bei Sattdampf

$$\dot{m}_D = \frac{\dot{Q}_G}{\Delta h_v + \Delta h_u}, \tag{2}$$

überhitztem Dampf

$$\dot{m}_D = \frac{\dot{Q}}{h_D - h'_D + \Delta h_u} \tag{3}$$

Darin bedeuten
Δh_v – die Verdampfungsenthalpie
Δh_u – die Enthalpiedifferenz bei Kondensatunterkühlung
h_D – die Enthalpie des überhitzten Dampfes
h'_D – die Enthalpie der siedenden Flüssigkeit.

Um die Eingabewerte auf ein Minimum zu reduzieren, werden bis auf h_D alle Enthalpien und Enthalpiedifferenzen aus den gegebenen Temperaturen selbständig im Programm ermittelt.

Schließlich müssen zur Gewährleistung des Wärmetransports durch die Heizflächen die Bilanzgleichungen für die Kondensation

$$\dot{Q} = k_D A_D \Delta t_{m,D} \equiv \dot{m} \Delta h_v \text{ bzw. } \left\{\equiv \dot{m}_D (h_D - h'_D)\right\} \tag{4}$$

Kondensatunterkühlung

$$\dot{Q}_K = k_K A_K \Delta t_{m,K} \equiv \dot{m}_D \Delta h_u \tag{5}$$

sowie die Summe

$$\dot{Q}_G = \dot{Q}_D + \dot{Q}_K \tag{6}$$

gelten.

1.1. Stoffwerte

Für die Auswertung der Wärmebilanzen und die Ermittlung der Wärmeübergangskoeffizienten sind zahlreiche Stoffwerte erforderlich. Sie wurden zur Einsparung von Speicherplatz und zum Vermeiden von Iterationen in Form von Näherungsgleichungen aufgestellt.
Sie werden nachfolgend wiedergegeben:
Verdampfungsenthalpie

$$\Delta h_v = (2\,500 - 2{,}0425\, t_D - 0{,}003813\, t_D^2)\, 10^3 \text{ in J/kg} \tag{7}$$

t_D – Sattdampftemperatur (0,1 bis 200 °C)

Enthalpie des Kondensats im Siedezustand

$$h'_D = 4\,200\, t_D \text{ in J/kg} \tag{8}$$

Enthalpie des Kondensats im unterkühlten Zustand

$$h_K = 4\,200\, t_K \text{ in J/kg} \tag{9}$$

t_K – Kondensattemperatur

Enthalpiedifferenz bei Kondensatunterkühlung

$$\Delta h_u = h'_D - h_K \tag{10}$$

Dichte des Wassers

$$\varrho = 1\,006 - 0{,}26\, t - 0{,}0022\, t^2 \text{ in kg/m}^3 \tag{11}$$

t – Wassertemperatur (10 bis 200 °C)

Wärmeleitkoeffizient des Wassers

$$\lambda = 0{,}571 + 0{,}00166\, t - 0{,}0000059\, t^2 \text{ in W/mK} \tag{12}$$

t – Wassertemperatur (10 bis 200 °C)

Kinematische Viskosität des Wassers

$$\nu = 10^{-6}\, e^{0{,}498 - 0{,}0236\, t} \text{ in m}^2\text{/s} \tag{13}$$

t – Wassertemperatur (10 bis 40 °C)

$$\nu = 19{,}8 \cdot 10^{-6}\, t^{-0{,}915} \text{ in m}^2\text{/s} \tag{14}$$

t – Wassertemperatur (40 bis 200 °C)

*Prandtl*zahl

$$Pr = e^{2{,}5 - 0{,}026\, t} \tag{15}$$

t – Wassertemperatur (10 bis 40 °C)

$$Pr = \frac{178}{t} \tag{16}$$

t – Wassertemperatur (40 bis 200 °C)

Stoffwertkomplexe für den Kondensatfilm bei Sattdampfkondensation

$$K = 0{,}943 \left(\frac{\lambda^3 \varrho^2 \Delta h_v g}{\eta} \right)^{0{,}25} = 7036{,}5 + 64{,}025\,t - 0{,}1825\,t^2 \tag{17}$$

$$L = 0{,}003 \left(\frac{\lambda^3 \varrho^2 g}{\eta^3 \Delta h_v} \right)^{0{,}5} = -264 + 8{,}046\,t + 0{,}01896\,t^2 \tag{18}$$

$$M = \frac{\lambda}{\eta \Delta h_v} \sqrt[3]{\frac{g}{\nu^2}} = -3{,}696 + 0{,}14675\,t + 0{,}00414\,t^2 \tag{19}$$

t – mittlere Kondensatfilmtemperatur (80 bis 180 °C)

Die Zusammenfassung zu den letztgenannten Komplexen ist sinnvoll, da dadurch Rechenzeit eingespart und die Genauigkeit erhöht werden kann (vgl. auch /1/).

1.2. Wärmeübergangskoeffizienten

Die Berechnung der Wärmeübergangskoeffizienten ist für Wasser und für Dampf jeweils in oder um Rohre vorzunehmen.
Im einzelnen gelten:
Wärmeübergangskoeffizient Wasser im Rohrraum

Turbulente Strömung

$$\alpha_i = 0{,}037 \frac{\lambda}{d_i} (Re^{0{,}75} - 180)\, Pr^{0{,}42} \left[1 + \left(\frac{d_i}{L} \right)^{0{,}67} \right] \tag{20}$$

Laminare Strömung

$$\alpha_i = 0{,}664 \frac{\lambda}{d_i} Pr^{0{,}33} \left(Re \; \frac{d_i}{l} \right)^{0{,}5} \tag{21}$$

Anmerkung:

Der Einfluß der Wärmestromrichtung ist durch den Faktor $(Pr/Pr_{Wand})^{0{,}11}$ zu berücksichtigen. Dies setzt die Berechnung der Wandtemperatur auf der Wasserseite voraus, wodurch weitere Iterationen unumgänglich werden. Zur Vereinfachung der Rechnung wird der Faktor gleich Eins gesetzt. Im Falle des Kondensatkühlers kompensiert sich der Fehler teilweise, da die Faktoren kleiner und größer als Eins sind. Beim Kondensator ist der Faktor stets größer als Eins, da infolge der Wärmeströmung von Dampf an das Wasser die Wandtemperaturen höher als die des Fluids sind. Durch die Vernachlässigung ergibt sich ein etwas zu niedriger Wärmeübergangskoeffizient, was als zusätzlicher „Sicherheitsfaktor" zu werten ist.

Wärmeübergangskoeffizient Wasser im Mantelraum

$$\alpha_a = C \frac{\lambda}{d_a} Re^{0{,}6}\, Pr^{0{,}33}$$

Für die wasserseitigen Wärmeübergangskoeffizienten sind die Stoffwerte λ sowie die dimensionslosen Kennzahlen Re und Pr für die mittleren Medientemperaturen einzusetzen. Für d_i und d_a sind die Rohrdurchmesser unter Beachtung möglicher Beläge zu verwenden d. h. die Durchmesser, die tatsächlich mit dem Wasser in Berührung kommen. L stellt die gerade Rohrbündellänge dar. Die Kennzahl C ist konstruktionsabhängig. Sie nimmt Bezug auf die Gestaltung der Zwischenbleche (Schikanen).

Wärmeübergangskoeffizient Dampf im Mantelraum nach /1/

Im einzelnen gelten für die Kondensation von ruhendem Sattdampf bei laminar ablaufendem Kondensatfilm

$$\alpha_D = \frac{K}{(\Delta\theta \cdot H)^{0{,}25}}, \tag{23}$$

turbulent ablaufendem Kondensatfilm

$$\alpha_D = L\,(\Delta\theta \cdot H)^{0{,}5}. \tag{24}$$

Als Umschlagpunkt wird eine kritische *Reynold*szahl von etwa 350 angegeben. Dies entspricht einem Gültigkeitsbereich der Gl. (23) von

$$M\,(\Delta\theta \cdot H) \leqq 2680 \tag{25}$$

Die Größe H stellt die Ablaufhöhe des Kondensats dar. $\Delta\theta$ ist die Temperaturdifferenz zwischen der Dampftemperatur t_D und der Wandtemperatur t_W. Ausgehend von einem ersten Schätzwert, erfolgt die Annäherung iterativ über die Bilanzgleichung

$$\Delta\theta = \frac{k\,(t_D - t_{WW})}{\alpha_D}. \tag{26}$$

Wärmeübergangskoeffizient Dampf im Rohrraum

Im VDI-Wärmeatlas sind die Ergebnisse lediglich in grafischer Form für einen Rohrinnendurchmesser von 13,5 mm angegeben. Als unabhängige Variable wurden der kondensierende Massenstrom $\dot{m}_D$ und die Kondensationstemperatur t_D gewählt. Da die gegebenen Kurven schwer analytisch zu approximieren sind, werden markante Werte abgespeichert. Dazu dienen ein eindimensionales Feld $t_D\,[k]$ und zwei zweidimensionale Felder $\dot{m}_D\,[c, l]$ sowie $\alpha_D\,[c, l]$.
Die Zwischenwerte sind über Interpolationen berechenbar. Zunächst wird getestet, zwischen welchen gegebenen Temperaturen und Massenströmen die betrachteten Parameter liegen. Danach erfolgt die Interpolation bezüglich des Massenstroms, d. h. längs der Isothermen t_k und t_{k+1} nach dem Ansatz

$$\alpha\,[c] = e^Z \tag{27}$$

mit

$$Z = \ln\alpha\,[c, l] + \frac{\ln\alpha\,[c, l] - \ln\alpha\,[c, l+1]}{\ln \dot{m}_D\,[c, l] - \ln \dot{m}_D\,[c, l+1]} (\ln \dot{m}_D - \ln \dot{m}_D\,[c, l]) \tag{28}$$

für $c = k$ und $c = k + 1$. Zusammenfassend ergibt sich

$$\alpha_D = ey \tag{29}$$

mit

$$Y = \ln\alpha[k] + \frac{\ln\alpha\,[k] - \ln\alpha\,[k+1]}{\ln t_D\,[k] - \ln t_D\,[k+1]} (\ln t_D - \ln t_D\,[k]). \tag{30}$$

1.3. Wärmedurchgangskoeffizienten und Bezugsflächen

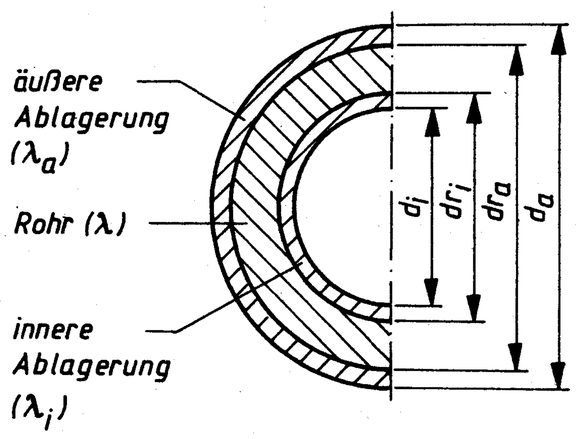
Die Wärmedurchgangskoeffizienten werden auf den äußeren unverschmutzten Rohrdurchmesser bezogen. Die Heizflächen sind natürlich dann auch für diesen Durchmesser zu definieren.
Die Berechnungsgleichung für den Wärmedurchgangskoeffizienten lautet:

$$k = \left[\frac{dr_a}{d_i \alpha_i} + \frac{dr_a}{2\lambda} \ln \frac{dr_a}{dr_i} + \frac{dr_a}{2\lambda_a} \ln \frac{d_a}{dr_a} + \frac{dr_a}{2\lambda_i} \ln \frac{dr_i}{d_i} + \frac{dr_a}{d_a \alpha_a} \right]^{-1} \cdot Z \tag{31}$$

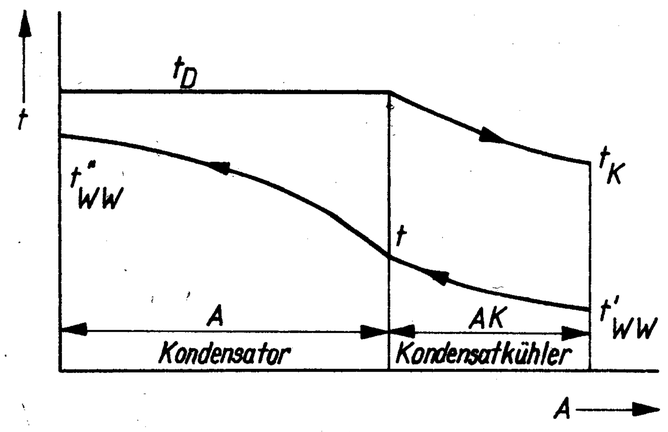
Die geometrischen Größen und die Wärmeleitkoeffizienten sind aus Bild 1 ersichtlich.
Z ist ein Minderungsfaktor $\leqq 1$, der als „Sicherheit" subjektiv wählbar ist.

1.4. Mittlere Temperaturdifferenzen

Die Temperaturen der Heizmedienströme, die die Heizflächen beaufschlagen, sind von vornherein bekannt oder lassen sich aus der Wärmebilanz ermitteln. Die einzelnen Werte sind im Bild 2 definiert. Fest vorgegeben sind generell t'_{WW} und t''_{WW} sowie für jeden



1 Rohrquerschnitt mit möglichen Schmutzschichten oder Plastbeschichtungen. Die Größen können für Kondensator und Kondensatkühler getrennt angegeben werden.



2 Temperaturverläufe entlang der Wärmeübertragerfläche des Kondensators und Kondensatkühlers

Berechnungsschritt t_D und t_K. Die Zwischentemperatur t, die am Austritt des Kondensatkühlers vorliegt, ergibt sich aus

$$t = \frac{\dot{Q}_K}{\dot{m}_{WW} \cdot c} + t'_{WW}. \tag{32}$$

Damit können die mittleren logarithmischen Temperaturdifferenzen berechnet werden:

Kondensator

$$\Delta t_{m,D} = \frac{t''_{WW} - t}{\ln \frac{t_D - t}{t_D - t''_{WW}}} \tag{33}$$

Kondensatkühler

$$\Delta t_{m,K} = \frac{(t_D - t) - (t_K - t'_{WW})}{\ln \frac{t_D - t}{t_K - t'_{WW}}} \tag{34}$$

2. Ablaufplan der automatisierten Berechnung

2.1. Varianten und Fixwerte

Generell können Kondensatoren mit nachgeschalteten Kondensatkühlern oder Kondensatoren allein ausgewählt oder nachgerechnet werden. Die verschiedenen Varianten werden durch die Größe VERSION gesteuert. Eine Zusammenstellung ist im Bild 3 gegeben.

Als Kurzinformation gilt:

- Die Lage des Kondensatkühlers ist beliebig. Die Durchströmung muß für reinen Gegenstrom geeignet sein, wobei es gleichgültig ist, ob das Kondensat im Rohr oder Mantelraum fließt.
- Sind Kondensator und Kondensatkühler zwei verschiedene Apparate, dann ist nur der Kondensatkühler mit Kondensat gefüllt, und die Leistungsregelung erfolgt durch Änderung des Dampfdrucks (≡ Sattdampftemperatur). Es gilt die Steuergröße $RS = 1$. Kondensator und Kondensatkühler können ein- und mehrflutig gebaut sein.
- Erfolgen die Kondensation und die Kondensatunterkühlung in einem Apparat oder in mehreren gleichen hintereinander geschalteten Apparaten, so kann die Leistungsregelung durch Änderung des Kondensatstaus vorgenommen werden. Es gilt die Steuergröße $RS = 2$. Die Wärmeübertrager müssen einflutig und der Kondensationsteil stehend angeordnet sein.

Festwerte sind die Ein- und Austrittstemperaturen sowie der Massendurchsatz der Sekundärseite. Bezüglich der Primärseite ist die Sattdampftemperatur vorgegeben und eine bestimmte Kondensat-Austrittstemperatur wird angestrebt. Die Enthalpie des eintretenden Dampfes wird bei reinem Sattdampfzustand im Programm errechnet oder bei leicht überhitztem Dampf direkt eingegeben. Sie gilt für die weiteren Berechnungen als konstant.

2.2. Ablauf und Steuerungen

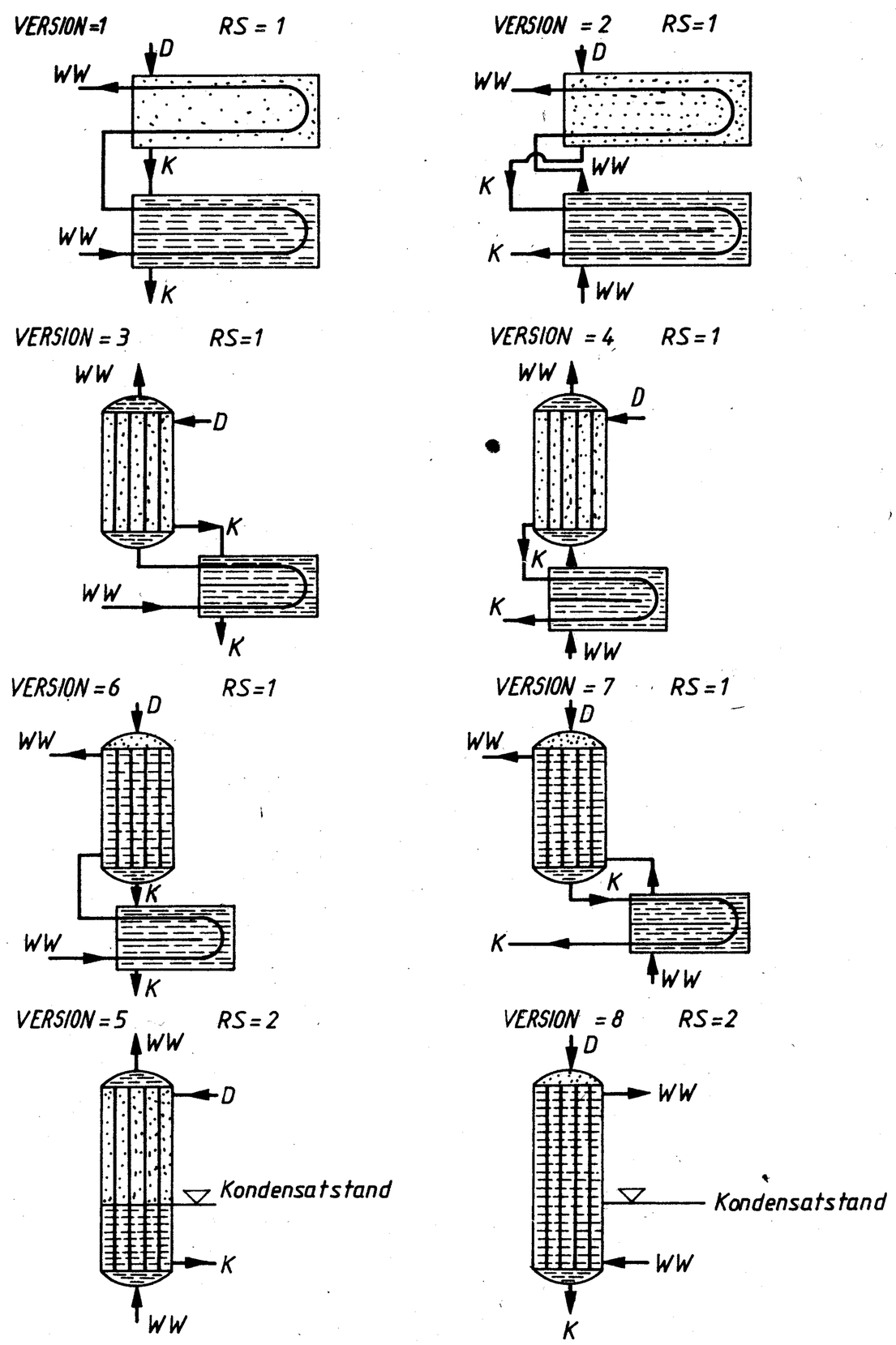
Bild 4 zeigt einen Grobablaufplan der Berechnungen. Dabei kennzeichnet i den Kondensator und j den Kondensatkühler. Die Größen i fix und j fix stellen die Nummern der bereits ausgewählten oder vorgegebenen Apparate dar. Ergänzend sei noch auf folgende Besonderheiten hingewiesen:

- Die Berechnung der Wärmeübergangskoeffizienten erfolgt über Unterprogramme.
- Die Auswahl der Apparate ist dann gegeben, wenn errechnete und vorhandene Heizflächen weniger als zwei Prozent voneinander abweichen. Ist der Unterschied größer, dann werden sowohl der nächst kleinere als auch der nächst größere Wärmeübertrager als Varianten berechnet. Ist der kleinste vorhandene Wärmeübertrager größer als benötigt bzw. ist der größte vorhandene Wärmeübertrager kleiner als benötigt, so werden nur diese Apparate betrachtet.
- Die Anpassung der Kondensat-Austrittstemperatur an die realen Apparate erfolgt in einem Iterationszyklus innerhalb der Gesamtiteration (zulässige Toleranz 0,5 K).
- Die Anpassung der geforderten Wärmeübertragerleistung an den realen Apparatetyp wird je nach Regelungsverfahren durch eine Veränderung der Sattdampftemperatur (t_D [p] mit der Laufvariablen p) oder des Kondensatstandes (H_D [q] mit der Laufvariablen q) vorgenommen. Es erfolgt mindestens ein Rücksprung. Als Toleranzen gelten für die Sattdampftemperatur 1 K und für den Kondensatstand 0,02 m.

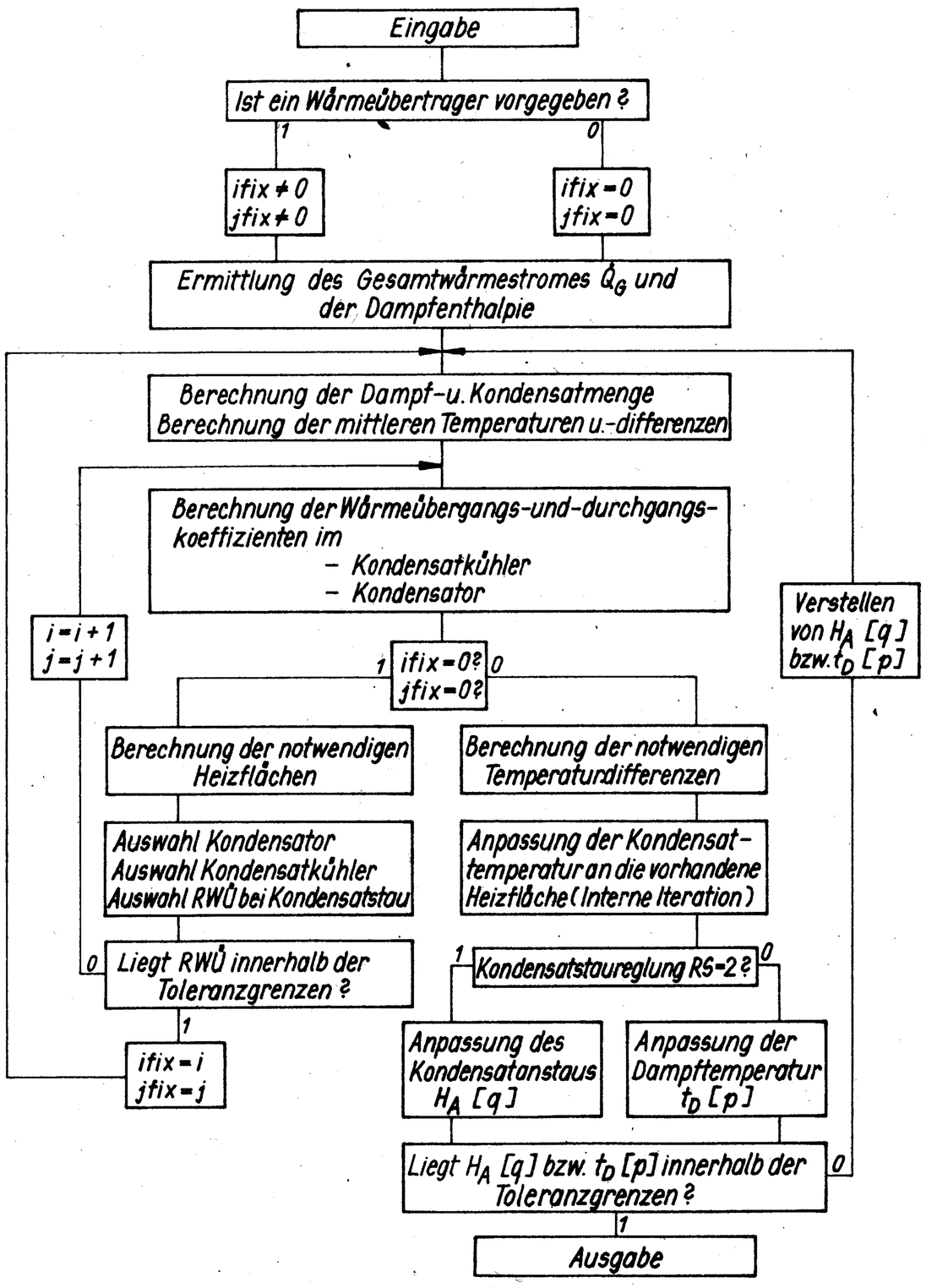
3. Anwendung des Rechenprogramms

Aus den vorgenannten Abschnitten gehen die Anwendungsgrenzen und ihre Begründungen hervor. Es sei lediglich eine kurze Zusammenfassung angeführt:

1. Temperatur des Sattdampfes < 200 °C, Überhitzung maximal 30 K;
2. Durchströmung des Kondensatkühlers in reinem Gegenstrom;
3. Kondensator und Kondensatkühler als getrennte Apparate
   - nur Kondensatkühler mit Kondensat gefüllt.
   - Leistungsregelung durch Änderung der Dampftemperatur ($RS = 1$).
   - Rohrbündel-Wärmeübertrager können ein- und mehrflutig sein;
4. Kondensation und Kondensatunterkühlung in einem Apparat
   - Leistungsregelung durch Änderung des Kondensatstandes ($RS = 2$)
   - Rohrbündel-Wärmeübertrager müssen einflutig sein
   - mehrere gleiche Apparate können in Reihe geschaltet werden
   - Kondensationsteil ist stehend anzuordnen.



3 Schaltungsvarianten, die mit dem Programm berechenbar sind (WW – Wasser, D – Dampf, K – Kondensat)



4 Grobablaufplan der automatisierten Berechnung

Soll die Leistungsregelung durch Änderung der Dampftemperatur erfolgen, dann ist ein fester Kondensatstand vorzugeben, der Wärmeübertrager ist rechnerisch in zwei Apparate aufzuteilen und der Berechnungsgang erfolgt nach Punkt 3.

5. Kondensation ohne Kondensatkühlung
   - Kondensat fällt bei $RS = 1$ mit der jeweiligen Sattdampftemperatur an,
   - Kondensat fällt bei $RS = 2$ maximal mit Sattdampftemperatur an.
6. Es können mehrere Kondensatoren auf einen Kondensatkühler arbeiten. Die Leistungsregelung hat dabei durch Änderung der Dampftemperatur ($RS = 1$) zu erfolgen.

Die Eingabedaten sind auf drei verschiedenen Formblättern zusammengefaßt. Die Formblätter 1 und 2 enthalten die technischen Angaben, die den Typ des Wärmeübertragers (Kondensator, Kondensatkühler) beschreiben. Formblatt 3 enthält die Parameter, die die Belastung des Wärmeübertragers (Belastungsvariante) kennzeichnen.

Ausgegeben werden wasserseitig die Größen: Ein- und Austrittstemperaturen, Mitteltemperatur, Mengenstrom und Geschwindigkeiten. Für den Dampf-Kondensat-Teil erfolgt die Ausgabe: Sattdampftemperatur, Dampfraumhöhe, Kondensattemperatur und -geschwindigkeit. Schließlich werden noch die Wärmeübergangs- und -durchgangskoeffizienten, die mittleren Temperaturdifferenzen und die Wärmeleistungen gedruckt.

Die Anwenderinformation sowie die Formblätter sind über das Institut Technische Gebäudeausrüstung, Anwenderzentrum, 7030 Leipzig, Kantstraße 2 zu beziehen. Dort werden auch auf der Grundlage der ordnungsgemäß ausgefüllten Formblätter die Berechnungen vorgenommen.

Literatur

/1/ *Glück,* : Ein Vorschlag zur rationellen Berechnung von Wärmeübergangskoeffizienten bei Kondensation reinen Wasserdampfes an senkrechten Wänden.
„Stadt- und Gebäudetechnik", **34** (1980) H. 4