Gutachten über eine Heizungsanlage

Dr.-Ing. B. GLUCK
VEB Kombinat Technische Gebäudeausrüstung – Institut

1. Anlagenbeschreibung

Für das Gebäude, bestehend aus einem Kellergeschoß, Erdgeschoß und sechs Obergeschossen, wurde eine Zweirohrheizung mit oberer Verteilung projektiert. Die Rücklauf-Sammelleitung ist an der Erdgeschoßdecke verlegt. Die Strangrücklaufleitung wurde für die oberen sechs Geschosse und für die beiden Untergeschosse (Erd- und Kellergeschoß) jeweils separat auf die Sammelleitung aufgebunden. Dabei sollte das Kellergeschoß zunächst unbeheizt bleiben. Es wurde erst in einem Nachtragsprojekt mit einer Heizungsinstallation versehen. Die Verteilungsleitungen sind nach dem System *Tichelmann* verlegt. Die Temperaturspreizung wurde mit 110/70 °C vom Auftraggeber gegenüber 90/70 °C aus Gründen der Materialeinsparung gefordert, obwohl der Projektant auf mögliche Störeinflüsse des Wasserumlaufs hinwies.
Als Heizflächen kamen Radiatoren, die größtenteils mit $^3/_8$″-Anbindungen und Regulierventilen NW 10 mit Einschweißstutzen im Vor- und Rücklauf angeschlossen wurden, zum Einsatz. Die Strangleitungen sind in den Dimensionen 1″, $^3/_4$″, $^1/_2$″ und $^3/_8$″ ausgeführt. Angaben über die Vorregulierung der Heizkörperventile sind im Projekt nicht enthalten.

2. Inbetriebnahme

Bei der Inbetriebnahme traten starke Funktionsstörungen der Art auf, daß die oberen Räume erhebliche Übertemperaturen aufwiesen, während die unteren Räume kalt blieben.
Der Projektant führte dies auf folgende Ausführungsmängel zurück:

- Anlage nicht einreguliert,
- Einsatz von $^1/_2$″-Heizkörper-Regulierventilen statt $^3/_8$″-Ventilen.

Der Auftraggeber und Betreiber der Anlage sah die Funktionsstörungen in dem installierten $^3/_8$″-Rohr begründet.
Daraufhin ist die Anlage unter großem Zeitaufwand gefühlsmäßig einreguliert und $^3/_8$″-Teilstrecken sind willkürlich gegen $^1/_2$″-Rohre ausgetauscht worden. Dies führte zu einer teilweisen Verbesserung; die untersten Heizkörper blieben größtenteils dennoch kalt. Da dem Ausführungsbetrieb die Abschlußzahlung für das Objekt verwehrt wurde, forderte er ein Gutachten an.

3. Beratung

Folgende Punkte ergaben sich als strittig:

1. Der Projektant erkennt mit Ausnahme der Ventilsubstitution ($^3/_8$″ auf $^1/_2$″) die Ausführung als projektgemäß an. Er sieht die Ursache der Funktionsuntüchtigkeit in der getroffenen Veränderung. Er gründet seine Meinung darauf, daß der I. Bauabschnitt des gleichen Gebäudes — (dies hatte allerdings nur sechs Geschosse) — mit $^3/_8$″-Ventilen ausgerüstet wurde und nach erfolgter Einregulierung einigermaßen funktioniert.
   Der Ausführungsbetrieb ist der Meinung, daß der Ventilaustausch nicht die Ursache der vorhandenen Störungen ist.
2. Der Ausführungsbetrieb besteht auf einer zusätzlichen Bezahlung der Einregulierung der Heizkörperventile.
   Demgegenüber steht der Projektant auf dem Standpunkt, daß das Einregulieren im Komplexpreis der Preisanordnung enthalten ist.
3. Die Bezahlung des zusätzlichen Aufwandes bei den bisherigen Umarbeitungen der Anlage und den erfolgten Nachrechnungen durch den Projektanten.

Der Projektant gab offen Auskunft über die Berechnungsannahmen, so im einzelnen:

- Druckverlust der Ventile wurde auf der Basis $\zeta = 8{,}5$ errechnet,
- Druckverlust eines Stranges — ausgehend von der oberen Verteilung bis zur Rücklaufeinbindung — etwa 400 bis 500 mm WS.

4. Begutachtung

4.1. Wahl des Systems

Für das vorliegende Objekt bietet sich geradezu eine Einrohrheizungsanlage mit oberer Verteilung an. Wollte man unbedingt eine Zweirohrheizungsanlage verwirklichen, wäre es für den Betrieb günstiger gewesen, eine untere Verteilung zu wählen, da in diesem Fall die höchstgelegensten Heizkörper, die den größten Umtriebsdruck hervorrufen, gleichzeitig auf Grund der Entfernung auch den größten hydraulischen Druckverlust in den Anschlußleitungen aufweisen und somit durch den gegenläufigen Einfluß eine teilweise Kompensation auftritt.

Anders ist es dagegen bei dem gewählten System der oberen Verteilung. Die Längen der Anschlußleitungen sind dabei stets gleich lang, und damit ist der hydraulische Druckverlust ebenfalls annähernd gleich groß, der thermodynamische Umtriebsdruck dagegen je nach Abnehmerhöhe stark differenziert. Eine teilweise Kompensation erfolgt nicht. Zusätzlich ist es von Nachteil, daß die Rücklaufleitungen der oberen sechs und der unteren zwei Geschosse getrennt aufgebunden wurden. Dadurch ergeben sich für die Stromkreise der oberen sechs Geschosse kürzere Leitungslängen als für die unteren zwei Geschosse, d. h., daß der ungünstige Fall der oberen Verteilung noch eine weitere Verschlechterung erfährt, da die Abnehmer mit dem höchsten thermodynamischen Druckgewinn kürzere Stromkreislängen als die untersten Abnehmer aufweisen, die sich durch den hochgezogenen Rücklauf sogar durch negative thermodynamische Umtriebsdrücke auszeichnen.

Das Mindeste wäre gewesen, den Rücklaufstrang von oben bis in den Keller durchzuziehen und nach Einbindung der dortigen Abnehmer an die obenliegende Rücklaufsammelleitung anzuschließen.

Abschließend kann festgestellt werden, daß die denkbar ungünstigste Systemgestaltung getroffen worden ist.

4.2. Berechnungsgrundlagen

Zur Untersuchung der hydraulischen Verhältnisse sei eine kurze theoretische Ableitung der einzelnen druckbeeinflussenden Faktoren vorangestellt. Ausgehend vom ersten Hauptsatz der Thermodynamik für offene Systeme, kann die technische Arbeit in differentieller Form als

$$da_t = -|da_R| - v \cdot dp - w \cdot dw - g \cdot dh \qquad (1)$$

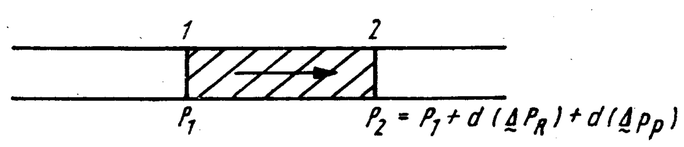
geschrieben werden. Nimmt man in der Stromröhre infinitesimaler Länge eine isochore Zustandsänderung an, so gilt für

$$da_t = -v \cdot d(\Delta p_P) \qquad (2)$$

$$|da|_R = -v \cdot d(\Delta p_R)\,, \qquad (3)$$

wenn die Druckerhöhung durch eine Pumpe Δp_P positiv und die Druckdifferenz durch Rohrreibung Δp_R negativ gerechnet wird (Bild 1). Die Gl. (2) und (3) in (1) substituiert, ergibt nach einfacher Umformung

$$dp = d(\Delta p_R) + d(\Delta p_P) - \varrho \cdot d\left(\frac{w^2}{2}\right) - \varrho \cdot g \cdot dh\,. \qquad (4)$$



1

Bildet man das Umlaufintegral über den Stromkreis, so erhält man den bekannten Sachverhalt

$$0 = \Delta p_R + \Delta p_P + \oint \left(\frac{w^2}{2} + g \cdot h\right) \cdot d\varrho\,, \qquad (5)$$

d. h., bei hydraulischer Abgeglichenheit ist der Druckverlust durch Rohrreibung gleich der Summe aus Pumpendruck und thermodynamischem Umtriebsdruck. Für die Auswertung dieser Zusammenhänge ist es zweckmäßiger, von Gl. (4) auszugehen und die wirkliche Druckdifferenz zwischen Anfang und Ende einer Teilstrecke i

$$\Delta p_i = \int_i dp = \int_i d(\Delta p_R) + \int_i d(\Delta p_P) - \int_i \varrho \cdot d\left(\frac{w^2}{2}\right) - g \cdot \int_i \varrho \cdot dh \qquad (6)$$

zu ermitteln.

Im einzelnen gilt:

Druckdifferenz durch Rohrreibung

Es gilt die allgemein bekannte Gleichung

$$\Delta_i = \int_i d(\Delta p_R) = -\left(\lambda_i \frac{l_i}{d_i} + \sum \zeta_i\right) \frac{\varrho_i}{2} w_i^2 \qquad (7)$$

$$\Delta_i = -(R \cdot l + S \cdot \sum \zeta)\,.$$

Die Auswertung wird auf der Grundlage von [1] vorgenommen und entspricht der üblichen Druckverlustberechnung. Dabei ist jedoch zu beachten, daß der ermittelte „Druckverlust" eine negative Druckdifferenz darstellt und in der weiteren Betrachtung als < Null erscheint.

Pumpendruck

Der Pumpendruck wird nur in der Teilstrecke, die Einbauort der Pumpe ist, berücksichtigt

$$\Delta p_P = \int_i d(\Delta p_P)\,. \qquad (8)$$

Thermodynamischer Umtriebsdruck

Der thermodynamische Umtriebsdruck setzt sich — wie Gl. (5) und Gl. (6) ausweisen — aus einem kinetischen und einem potentiellen Anteil zusammen, wobei der kinetische Anteil ohne praktischen Fehler vernachlässigt werden kann. Das entsprechende Integral aus Gl. (6) kann für den Fall, daß die Dichte längs der Teilstrecke eine lineare Funktion der Höhe ist, was genügende Genauigkeit liefert, einfach gelöst werden:

$$\tilde{\Delta}_i = -g \cdot \int_i \varrho \cdot dh = -g\,\frac{\varrho_i' + \varrho_i''}{2} \cdot (h_i'' - h_i')$$

$$= C_i \cdot \frac{\varrho_i' + \varrho_i''}{2} \cdot H_i \qquad (9)$$

Dabei charakterisieren ′ den Eintritt und ″ den Austritt sowie H die senkrechte Höhendifferenz der Teilstrecke. Außerdem gilt für den Koeffizienten C:

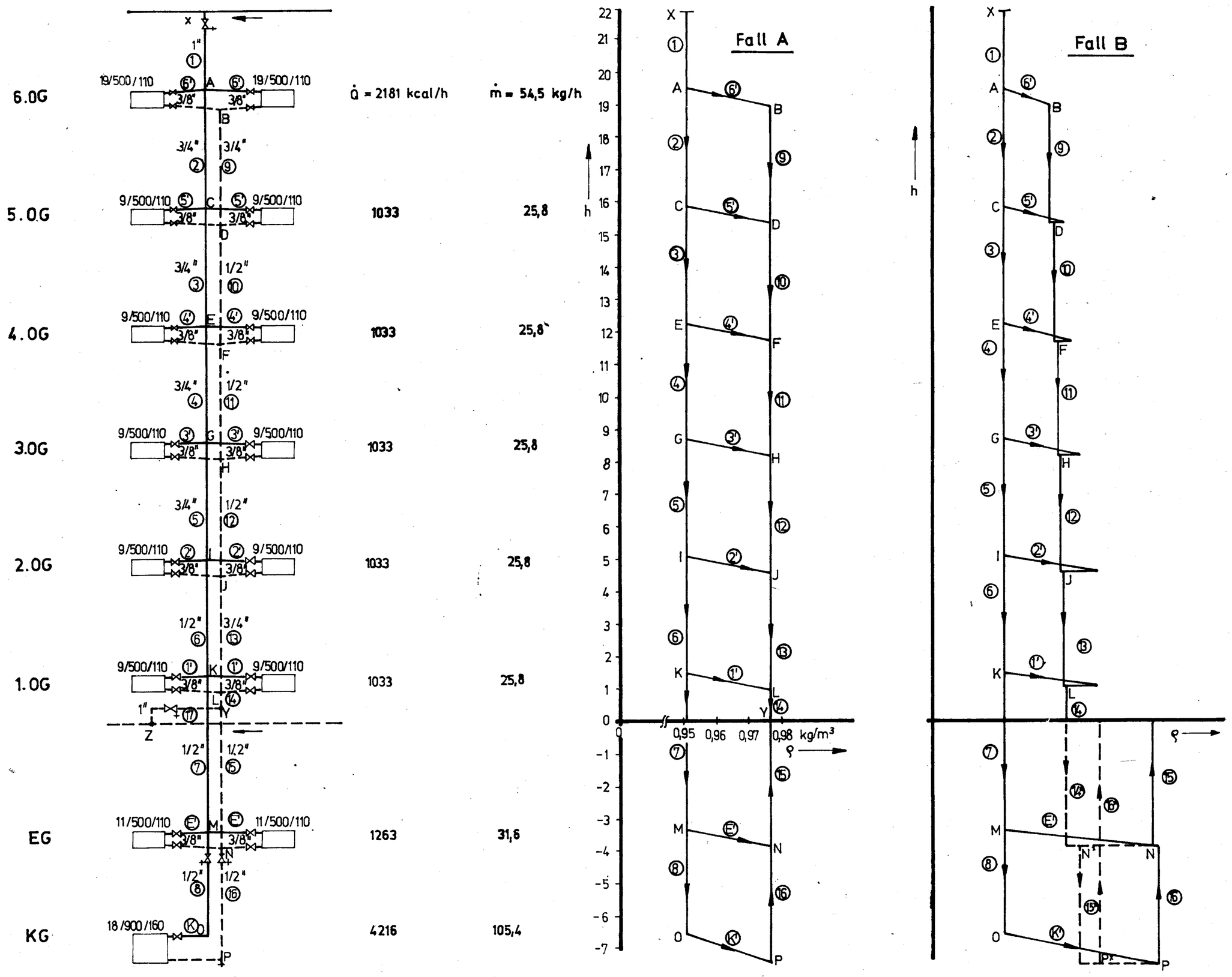
Teilstreckenlage		C	
senkrecht nach oben	↑	−1	$\frac{\text{mm WS} \cdot \text{m}^3}{\text{m} \cdot \text{kg}}$
senkrecht nach unten	↓	1	— „ —
waagerecht	→	0	— „ —

4.3. Nachrechnung eines Stranges

Im folgenden wird der im Bild 2 dargestellte Strang, der willkürlich herausgegriffen wurde, näher betrachtet.

Die Druckverluste durch Rohrreibung und Einzelwiderstände sind in Tabelle 1 ausgewiesen. Dabei wurden die Druckverluste in den Heizkörper-Regulierventilen zunächst weggelassen. Um den thermodynamischen Umtriebsdruck zu veranschaulichen, wurde in Bild 2 der Dichteverlauf in Funktion der Höhe im h,ϱ-Diagramm aufgezeichnet. Fall A zeigt den Zusammenhang bei exakter Auslegung, d. h. bei einer Temperaturspreizung von $\Delta t = 40$ K an jedem Abnehmer unter Vernachlässigung der Rohrabkühlung.

Die ausführliche Ermittlung und die Berechnungsergebnisse sind in Tabelle 2 dargestellt.



2

Im weiteren kann für jede Stromkreismasche eine Druckbilanzgleichung aufgestellt werden. Diese lauten:

$$\Delta_2+\tilde{\Delta}_2+\bar{\Delta}_{5'}+\tilde{\Delta}_{5'} = \bar{\Delta}_{6'}+\tilde{\Delta}_{6'}+\Delta_9+\tilde{\Delta}_9 \quad (10)$$

$$\Delta_3+\tilde{\Delta}_3+\bar{\Delta}_{4'}+\tilde{\Delta}_{4'} = \bar{\Delta}_{5'}+\tilde{\Delta}_{5'}+\Delta_{10}+\tilde{\Delta}_{10} \quad (11)$$

$$\Delta_4+\tilde{\Delta}_4+\bar{\Delta}_{3'}+\tilde{\Delta}_{3'} = \bar{\Delta}_{4'}+\tilde{\Delta}_{4'}+\Delta_{11}+\tilde{\Delta}_{11} \quad (12)$$

$$\Delta_5+\tilde{\Delta}_5+\bar{\Delta}_{2'}+\tilde{\Delta}_{2'} = \bar{\Delta}_{3'}+\tilde{\Delta}_{3'}+\Delta_{12}+\tilde{\Delta}_{12} \quad (13)$$

$$\Delta_6+\tilde{\Delta}_6+\bar{\Delta}_{1'}+\tilde{\Delta}_{1'} = \bar{\Delta}_{2'}+\tilde{\Delta}_{2'}+\Delta_{13}+\tilde{\Delta}_{13} \quad (14)$$

$$\Delta_7+\tilde{\Delta}_7+\bar{\Delta}_{E'}+\tilde{\Delta}_{E'}+\Delta_{15}+\tilde{\Delta}_{15} = \bar{\Delta}_{1'}+\tilde{\Delta}_{1'}+\Delta_{14}+\tilde{\Delta}_{14} \quad (15)$$

$$\Delta_8+\tilde{\Delta}_8+\bar{\Delta}_{K'}+\tilde{\Delta}_{K'}+\Delta_{16}+\tilde{\Delta}_{16} = \bar{\Delta}_{E'}+\tilde{\Delta}_{E'} \quad (16)$$

Die überstrichenen Größen $\bar{\Delta}_{i'}$ repräsentieren die Druckdifferenz des Heizflächenstromkreises, bestehend aus der der Heizflächenteilstrecke $\Delta_{i'}$ und der des zugehörigen Regulierventils $x_{i'}$.

Die schrittweise Errechnung ergibt ausgehend vom Kellergeschoß mit den Werten der Tabellen 1 und 2:

$$\bar{\Delta}_{K'} = \Delta_{K'}+x_{K'} = -37 \text{ mm WS} \quad (17)$$

$$\bar{\Delta}_{E'} = \Delta_8+\tilde{\Delta}_8+\Delta_{16}+\tilde{\Delta}_{16}-\tilde{\Delta}_{E'}+\tilde{\Delta}_{K'}+\bar{\Delta}_{K'} = -174 \text{ mm WS} \quad (18)$$

$$\bar{\Delta}_{1'} = \Delta_7+\tilde{\Delta}_7+\Delta_{15}+\tilde{\Delta}_{15}-\Delta_{14}-\tilde{\Delta}_{14}-\tilde{\Delta}_{1'}+\tilde{\Delta}_{E'}+\bar{\Delta}_{E'} = -353 \text{ mm WS} \quad (19)$$

$$\bar{\Delta}_{2'} = \Delta_6+\tilde{\Delta}_6-\Delta_{13}-\tilde{\Delta}_{13}-\tilde{\Delta}_{2'}+\tilde{\Delta}_{1'}+\bar{\Delta}_{1'} = -472 \text{ mm WS} \quad (20)$$

$$\bar{\Delta}_{3'} = \Delta_5+\tilde{\Delta}_5-\Delta_{12}-\tilde{\Delta}_{12}-\tilde{\Delta}_{3'}+\tilde{\Delta}_{2'}+\bar{\Delta}_{2'} = -527 \text{ mm WS} \quad (21)$$

$$\bar{\Delta}_{4'} = \Delta_4+\tilde{\Delta}_4-\Delta_{11}-\tilde{\Delta}_{11}-\tilde{\Delta}_{4'}+\tilde{\Delta}_{3'}+\bar{\Delta}_{3'} = -605 \text{ mm WS} \quad (22)$$

$$\bar{\Delta}_{5'} = \Delta_3+\tilde{\Delta}_3-\Delta_{10}-\tilde{\Delta}_{10}-\tilde{\Delta}_{5'}+\tilde{\Delta}_{4'}+\bar{\Delta}_{4'} = -705 \text{ mm WS} \quad (23)$$

$$\bar{\Delta}_{6'} = \Delta_2+\tilde{\Delta}_2-\Delta_9-\tilde{\Delta}_9-\tilde{\Delta}_{6'}+\tilde{\Delta}_{5'}+\bar{\Delta}_{5'} = -798 \text{ mm WS} \quad (24)$$

Bei der Errechnung des Wertes Gl. (17) wurde der Druckverlust der Heizflächenteilstrecke $\Delta_{K'}$ aus Tabelle 1 entnommen und der Mindestdruckverlust zwei in Reihe geschalteter $^1/_2''$-Regulierventile bei voller Öffnung sowie dem projektierten Massendurchsatz mit

$$x_{K'} = -30 \text{ mm WS} \quad (25)$$

dazu addiert. Die überstrichenen Größen bedeuten somit die *Mindest-Druckdifferenzen* in den Heizflächenstromkreisen. Sie werden durch Substitution, ausgehend von Gl. (17) bis Gl. (24), ermittelt. Die großen Unterschiede der Druckdifferenzen resultieren aus den Schwankungen der hydraulischen Druckverluste infolge der Massenstrom- und Durchmessersprünge sowie der verschiedenen Stromkreislängen und größtenteils aus den unterschiedlichen thermodynamischen

Tabelle 1

TS	NW Zoll	$\dot{m}$ kg/h	l m	R mm WS/m	$R \cdot l$ mm WS	$\Sigma\zeta$ —	S mm WS	$S \cdot \Sigma\zeta$ mm WS	Δ mm WS	w m/s
1	1	535,6	3,8	3,87	15	9,5	3,55	34	—49	0,27
2	3/4	426,6	3,6	8,24	30	0	5,74	0	—30	0,34
3	3/4	375,0	3,6	6,85	25	0	4,69	0	—25	0,31
4	3/4	323,4	3,6	4,99	18	0	3,33	0	—18	0,26
5	3/4	271,8	3,6	3,66	13	0	2,37	0	—13	0,22
6	1/2	220,2	3,6	11,1	40	0	5,23	0	—40	0,32
7	1/2	168,6	6,3	6,94	44	2,5	3,12	8	—52	0,25
8	1/2	105,4	3,2	2,90	9	10,0	1,19	12	—21	0,16
9	3/8	109,0	3,6	9,32	34	0	3,15	0	—34	0,25
10	1/2	160,6	3,6	6,21	22	0	2,77	0	—22	0,24
11	1/2	212,2	3,6	10,2	37	0	4,77	0	—37	0,31
12	1/2	263,8	3,6	15,2	55	0	7,31	0	—55	0,38
13	3/4	315,4	3,6	4,99	18	0	3,33	0	—18	0,26
14	3/4	367,0	2,4	6,20	15	5,5	4,21	23	—38	0,29
15	1/2	168,6	3,9	6,94	27	3	3,12	9	—36	0,25
16	1/2	105,4	3,6	2,90	10	12	1,19	14	—24	0,16
17	1	535,6	1,0	3,87	4	9	3,55	32	—36	0,27
6′	3/8	54,5	2,0	2,60	5	7,5	0,760	6	—11	0,12
5′										
4′										
3′	3/8	25,8	2,0	0,435	1	7	0,176	1	— 2	0,06
2′										
1′										
E′	3/8	31,6	1,0	1,04	1	7	0,267	2	— 3	0,07
K′	1/2	105,4	1,0	2,90	3	3,5	1,19	4	— 7	0,16

Tabelle 2

TS	t' °C	t'' °C	ϱ' kg/m³	ϱ'' kg/m³	C	H m	$\bar{\Delta}$ mm WS
1	110	110	951	951	1	2,4	2282
2	110	110	951	951	1	3,6	3424
3	110	110	951	951	1	3,6	3424
4	110	110	951	951	1	3,6	3424
5	110	110	951	951	1	3,6	3424
6	110	110	951	951	1	3,6	3424
7	110	110	951	951	1	4,8	4565
8	110	110	951	951	1	3,2	3043
9	70	70	978	978	1	3,6	3521
10	70	70	978	978	1	3,6	3521
11	70	70	978	978	1	3,6	3521
12	70	70	978	978	1	3,6	3521
13	70	70	978	978	1	3,6	3521
14	70	70	978	978	1	0,9	880
15	70	70	978	978	—1	3,9	—3814
16	70	70	978	978	—1	3,6	—3521
17	70	70	978	978	0	0	0
6′							
5′							
4′							
3′	110	70	951	978	1	0,5	482
2′							
1′							
E′							
K′	110	70	951	978	1	0,9	868

Umtriebsdrücken. Stellt man diese Ergebnisse $\bar{\Delta}$ den in den Heizflächenteilstrecken vorhandenen Werten Δ (Tabelle 1) gegenüber, so ergeben die Differenzen

$$x = \bar{\Delta} - \Delta \tag{26}$$

den in den Ventilen zu drosselnden Druck. Im einzelnen ergeben sich folgende Absolutwerte („Druckverluste zweier Ventile"):

$$|x_{E'}| = 171 \text{ mm WS} \tag{27}$$

$$|x_{1'}| = 351 \text{ mm WS} \tag{28}$$

$$|x_{2'}| = 470 \text{ mm WS} \tag{29}$$

$$|x_{3'}| = 525 \text{ mm WS} \tag{30}$$

$$|x_{4'}| = 603 \text{ mm WS} \tag{31}$$

$$|x_{5'}| = 703 \text{ mm WS} \tag{32}$$

$$|x_{6'}| = 787 \text{ mm WS} \tag{33}$$

Sowohl die projektierten 3/8″-Ventile als auch die eingebauten 1/2″-Ventile können in Abhängigkeit der Durchsatzmengen jedoch nur folgende Maximalwerte realisieren (zwei in Reihe geschaltete Ventile):

$$|x_{E'}|\max = 200 \text{ mm WS} \tag{34}$$

$$|x_{1'}|\max = 140 \text{ mm WS} \tag{35}$$

$$|x_{2'}|\max = 140 \text{ mm WS} \tag{36}$$

$$|x_{3'}|\max = 140 \text{ mm WS} \tag{37}$$

$$|x_{4'}|\max = 140 \text{ mm WS} \tag{38}$$

$$|x_{5'}|\max = 140 \text{ mm WS} \tag{39}$$

$$|x_{6'}|\max = 600 \text{ mm WS} \tag{40}$$

Der Vergleich mit den geforderten Mindestwerten Gln. (27) bis (33) zeigt eine deutliche Unterschreitung bei den Anschlüssen der 1. bis 6. Obergeschosse.

Anmerkung:

Der thermodynamische Umtriebsdruck ist abhängig von der jeweils gefahrenen Temperaturspreizung, diese wiederum ist letztlich eine Funktion der Außentemperatur. Durch diese Abhängigkeit werden die einzelnen Abnehmer unterschiedlich beeinflußt, und Abweichungen vom Sollwert im Verlaufe der Heizperiode sind die Folge. Je größer der hydraulische Druckverlust im Heizflächenstromkreis $\Delta_{i'}$ ist, um so geringer ist der Einfluß des schwankenden thermodynamischen Umtriebsdruckes, und damit verbessert sich das Regelverhalten der Anlage. Dadurch wird deutlich, daß die errechneten Werte tatsächlich Mindestwerte sind (Gln. (25), (27) bis (33)).

Vorteilhaft ist es, die Anlagen auf Halblast auszulegen und somit auch nur mit etwa der Hälfte des thermodynamischen Umtriebsdruckes zu rechnen. Voraussetzung ist allerdings, daß entweder eine Nachrechnung oder eine Grundsatzbetrachtung für den Vollastfall erfolgt, da sonst bei geringen hydraulischen Druckverlusten in den Heizflächen-Teilstrecken die gleichen Funktionsstörungen wie im vorliegenden Fall auftreten können.

4.4. Schlußfolgerungen

Zu den unter Punkt 3. aufgeführten strittigen Punkten wird folgende Stellung bezogen:

- Die aufgetretenen Funktionsstörungen sind die Folge einer Fehlprojektierung. Der Projektant hat den Einfluß des thermodynamischen Umtriebsdruckes überhaupt nicht oder zumindest ungenügend berücksichtigt. Dadurch ergibt sich ein h,ϱ-Diagramm, wie im Bild 2, Fall B, qualitativ dargestellt. Das heißt, die oberen Heizflächen werden von einem größeren Massenstrom und die unteren Heizflächen von einem viel kleineren Massenstrom als beabsichtigt beaufschlagt. Daraus resultieren unterschiedliche Übertemperaturen und Heizleistungen. Im Bild 2 wurde ergänzend gezeigt — gestrichelter Linienzug —, welche Form das h,ϱ-Diagramm bei nach unten gezogenem Rücklauf genommen hätte. Der negative Umtriebsdruck der Heizstromkreise, die unterhalb der Rücklauf-Sammelleitung liegen, hätte sich auf jeden Fall verringert. Ein Allheilmittel ist dies jedoch auch nicht.
- Die projektierten Regulierventile 3/8″ wurden nach Rückfrage beim Hersteller bis zum ersten Halbjahr 1969 gefertigt, waren aber über das Versorgungskontor noch längere Zeit zu beziehen (Beweis: Installation im ersten Bauabschnitt). Dem Projektanten kann der Vorwurf

eines fehlenden Liefernachweises nicht gemacht werden. Der Ausführungsbetrieb hätte sich eine schriftliche Bestätigung vom Projektanten bei verändertem Materialeinsatz einholen müssen. Diese Polemik ist jedoch insoweit gegenstandslos, da die Herstellerunterlagen (Prospektblatt für $^3/_8$"-Regulierventile) eindeutig aussagen daß für das $^3/_8$"-Ventil die gleichen Drosselkennfelder wie beim $^1/_2$"-Ventil gelten und diese auch nur im Prospektblatt für $^1/_2$"-Ventile dargestellt sind. Das heißt, das substituierte Ventil hat die gleichen hydraulischen Parameter wie das projektierte. Der Projektant hat in jedem Fall nach den vom Armaturenhersteller gelieferten Drosselkennfeldern zu arbeiten, die Rechnung mit feststehenden Einzelwiderstandsbeiwerten ist veraltet und wird dem Einsatzbereich eines Regulierventils nicht gerecht.

- Da die vorgenommene Materialsubstitution zu keiner Beeinflussung der Anlage führte, kann festgestellt werden, daß der Ausführungsbetrieb projektgerecht baute.
- Die Einregulierung der Anlage ist prinzipiell Bestandteil der Komplexleistung und somit in der Preisanordnung enthalten. Das Einregulieren einer Anlage mit etwa 180 Heizkörpern und 14 Strängen nach „Gefühl" kann darunter allerdings nicht verstanden werden. Zu einer ordnungsgemäßen Projektdokumentation gehört die Angabe der Ventilvoreinstellung auf dem Strangschema.
- Gegen den Einsatz von $^3/_8$"-Rohr durch den Projektanten gibt es keinen Einwand.
- Wer den entstandenen Mehraufwand zu tragen hat, ist durch die juristischen Einheiten, gegebenenfalls unter Einschaltung des Vertragsgerichtes, auf der Grundlage des Verursacherprinzips zu klären.

5. Hinweise zur Mängelbeseitigung

Die vom Auftraggeber und Betreiber der Anlage vorgeschlagene Veränderung des Systems — Auftrennung in eine obere und untere Anlage — mit jeweils getrennten Verteilungsleitungen wird wegen des großen Aufwandes nicht befürwortet. Stattdessen werden zwei Maßnahmen vorgeschlagen:

- Einlegen von Drosselscheiben in die Überwurfmuttern der Ventilanschlußstücke und Berechnung der Ventilvoreinstellung. Diese Methode wird seit einiger Zeit mit Erfolg vom WBK Rostock praktiziert. Zweckmäßigerweise sollten auf dem Versuchsstand die Drosselkennlinien für Ventile mit eingelegter Drosselscheibe aufgenommen werden, da auf Grund der gestörten Strömungsbedingungen die üblichen Berechnungsverfahren nicht unüberprüft übernommen werden sollten.
- Verringerung der Temperaturspreizung derart, daß die mittlere Heizmedien-Übertemperatur erhalten bleibt, z. B. auf 100 °C/80 °C.

In beiden Fällen sind allerdings die Umwälzpumpen zu ändern.

Literatur

[1] Glück: Berechnung der Druckverluste in Rohrleitungen und Formstücken. *„Stadt- und Gebäudetechnik"*, H. 9/74