

Berechnung von Schwerkraft-Warmwasserheizungen nach früherem Wissensstand¹

Prof. Dr.-Ing. habil. Bernd Glück, Jößnitz (Plauen) – Frühjahr 2023

Inhaltsverzeichnis

1	Systemspezifikum	2
2	Thermodynamische und hydraulische Grundlagen	3
3	Praktische Approximationen	5
3.1	Nummerierung der Teilstrecken	5
3.2	Temperaturabfall in der Teilstrecke	6
3.3	Druckverlust in der Teilstrecke	7
3.4	Thermodynamischer Umtriebsdruck	10
4	Einteilung der Warmwasser-Heizungssysteme und Besonderheiten	12
5	Wichtige Besonderheiten bei Schwerkraftheizungen	14
5.1	Anlaufproblem	14
5.2	Rücklaufaufwärmung	16
5.3	Bemessung der Kurzschlussstrecke bei Einrohrheizungen	20
6	Ratschläge für die Berechnung von Schwerkraftheizungen	21
6.1	Berechnungsempfehlungen	21
6.2	Berechnungstabeln	25
7	Manueller Berechnungsablauf	39
7.1	Beispiel 1: Schwerkraftheizung mit unterer Verteilung	40
7.2	Beispiel 2: Schwerkraftheizung mit oberer Verteilung	43
7.3	Beispiel 3: Stockwerksheizung mit Schwerkraftbetrieb	49
8	Fazit	55
9	Literaturverzeichnis	56
10	Rücklauftemperaturanhebung (spätere Ergänzung aufgrund von Leseranfragen)	56

¹ Einen Großteil der Überlegungen und praktischen Hinweise auf diesem Gebiet verdanke ich meinem verehrten Lehrer Prof. Dr. techn., Dr-Ing. E. h. MACSKÁSY (Gastprofessor an der TU Dresden) mit Rückblick auf meine Vorlesungsnachschrift aus den Jahren 1964/65.

ÁRPÁD MACSKÁSY (29. 2. 1904 – 24. 7. 1977) ►

https://hu.wikipedia.org/wiki/Macsk%C3%A1sy_%C3%81rp%C3%A1d



1 Systemspezifikum

Der Umtriebsdruck für eine Warmwasserheizung wird in der Regel durch eine Pumpe bereitgestellt. Aber er kann auch durch die unterschiedlichen Dichten des Wassers im Vor- bzw. Rücklauf bei unterschiedlicher Höhe der Abkühl- und Aufwärmunkte erzeugt werden. Ist keine Pumpe vorhanden, handelt es sich um eine reine *Schwerkraftheizung*, wobei der Wassermassenumlauf nur vom sogenannten thermodynamischen Umtriebsdruck angetrieben wird. Diese war viele Jahrzehnte die übliche Bauart in öffentlichen Gebäuden (z. B. Schulen). Besonders lange hielt sie sich in Ein- und Zweifamilienhäusern. Kennzeichnend waren relativ große Rohrdurchmesser, Kessel (bevorzugt Gliederkessel), Heizkörper (meist Radiatoren) und Heizkörperventile (oftmals Hähne) mit geringen Druckverlusten. Die reine Schwerkraftheizung war somit völlig unabhängig von Fremdenergie (Elektroenergie), denn auch die Leistungsregelung der Kessel erfolgte rein mechanisch, beispielsweise mit manuell einstellbaren Feuerzugreglern.

Arbeitet im Heizungsnetz eine Pumpe, so wird die so erzeugte Druckverteilung dennoch stets vom "Schwerkraftdruck" überlagert. Bei einer großen Temperaturspreizung Δt zwischen Vor- und Rücklauf sind die Dichteunterschiede groß, die bei hohen Gebäuden zu beachtlichen thermodynamischen Umtriebsdrücken führen. Da die Temperaturspreizung jahreszeitlichen Schwankungen unterliegt, war dies früher oftmals die Ursache von Funktionsstörungen [1]. Deshalb ist die Größe des thermodynamischen Umtriebsdruckes *stets* abzuschätzen und der mögliche Einfluss auch zu berücksichtigen. Um den Schwerkrafteinfluss gegenüber dem Pumpendruck zu relativieren wurden große Durchflusswiderstände in den Heizkörperventilen gewählt und/oder in den Rücklaufverschraubungen zusätzlich eingebaut. Letztlich bedeutet aber hoher Pumpendruck und Ventildrosselung Energieverschwendung.

Die in den Heizkreisen ($\equiv$ Stromkreisen) k zu transportierenden Masseströme ergeben sich entsprechend der Anlagenkonfiguration (Rohrgestaltung) aus den Masseströmen $\dot{m}_j$ durch die zugehörigen Heizkörper j , die die Wärmeleistung $\dot{Q}_j$ zu erbringen haben. Mit der jeweiligen Temperaturspreizung Δt_j sowie der spezifischen Wärmekapazität c folgt aus der Wärmebilanzgleichung

$$\dot{m}_j = \frac{\dot{Q}_j}{c \Delta t_j} . \quad (1.1)$$

Unter Zugrundelegung der zu transportierenden Masseströme muss die zahlenmäßige Gleichheit von "verfügbarem Umtriebsdruck" und "Druckverlust" für jeden Heizkreis k gelten. Dieser sogenannte *hydraulische Abgleich ist das Grundanliegen einer jeden Rohrnetzberechnung* und somit unabdingbarer Bestandteil eines jeden Heizungsprojekts. Wenn dies aufgrund des gegebenen Rohrdurchmessersortimentes nicht komplett möglich ist, müssen "Drucküberschüsse" durch die Heizkörperventile abgedrosselt werden. Die erforderlichen Einstellungen sind zu ermitteln und in den Unterlagen (z. B. in den Strangschemata) zu vermerken.

Deshalb verstand ich – als Heizungsingenieur der "alten Schule" – anfangs überhaupt nicht, wieso dies eine neue Erkenntnis und/oder eine spezielle Leistung bei der Errichtung oder der nachträglichen Einregulierung der Anlage sei.

In den Anfangsjahren meiner beruflichen Tätigkeit wurden noch zahlreiche Schwerkraftheizungen – vor allem in Ein- und Zweifamilienhäusern – gebaut. Sie hätten ohne eine genaue hydraulische Berechnung überhaupt nicht funktioniert. Deshalb wurde sie auch im Studium ausführlich gelehrt.

Das "Segelschulschiff der Heizungstechnik" war die Berechnung einer Schwerkraft-Etagenheizung, die bei gleicher Höhe der Erwärmungszone im Kessel und der Entwärmungszone in den Heizkörpern den Auftrieb nur aus der Abkühlung der ungedämmten, hochliegenden Vorlauf-Verteilleitung bezog. Diese sogenannten Stockwerksheizungen mit einem Kohlekessel in der Diele oder Küche waren beispielsweise in herrschaftlichen Stadthäusern lange Zeit üblich.

Später wurden die Kohlekessel durch Ölkessel oder Gasthermen abgelöst, die dann allerdings eine Umwälzpumpe besaßen.

Die Auslegung der Schwerkraftheizungen ist altes Wissen auf "vergilbtem Papier" und heute uninteressant, denn Pumpenheizungen sind Stand der Technik und sogenannte intelligente Pumpen und Ventilregelungen stellen angeblich den optimalen Betrieb selbsttätig ein. Häufig kommen dabei "Black Boxes mit KI" zum Einsatz, die selbstlernend den hydraulischen Abgleich durchführen und nach Aussagen der Hersteller und unserer Energiepolitiker zu 15%-igen Energieeinsparungen führen. Da die Algorithmen nicht offengelegt werden, kann ich dies nicht beurteilen, lediglich bezweifeln.

Nachfolgend wird versucht einen Teil des Ursprungswissens über Schwerkraftheizungen zusammenzufassen.

Dies erscheint auch geboten, denn in WIKIPEDIA behauptet man – offenbar in Unkenntnis über früher erstellte Anlagen – unter "Schwerkraftheizung": **Außerdem werden bei fehlendem hydraulischen Abgleich (der früher kaum gemacht wurde) die letzten Heizkörper im Kreislaufstrang nicht genügend heiß.**

2 Thermodynamische und hydraulische Grundlagen

Ausgangspunkt der Betrachtungen ist der 1. Hauptsatz für stoffdurchlässige (offene) Systeme mit stationärem Durchfluss. Im Fach Thermodynamik wird dieser in mehreren Variationen angeschrieben, sodass er für die verschiedenen Anwendungsrechnungen direkt verfügbar ist. So gilt beispielsweise die differenzielle Form:

$$da_t = v dp + w dw + g dz + da_R \quad (2.1)$$

Es bedeuten mit den beispielhaft vermerkten Einheiten:

a_t	J/kg	technische Arbeit (Wellenarbeit einer Turbomaschine, bei Zufuhr an das System > 0)
a_R	J/kg	Reibungsarbeit (dissipative Arbeit, stets > 0)
p	N/m ²	Druck
v	m ³ /kg	spezifisches Volumen (Kehrwert der Dichte $v = 1/\rho$)
w	m/s	Strömungsgeschwindigkeit
z	m	geodätische Höhe
		g m/s ² Erdbeschleunigung.

Setzt man für die Pumpenarbeit mit dem Drucksprung in der Pumpe Δp_P

$$a_{t,12} = v \Delta p_P \quad (2.2)$$

sowie für die Reibungsarbeit im Rohr mit dem Druckverlust $\Delta p_R > 0$

$$a_{R,12} = v \Delta p_R, \quad (2.3)$$

so ergibt sich aus Gl. (2.1) mit $v = 1/\rho$ die Druckänderung in der infinitesimalen Stromröhre zu

$$dp = d(\Delta p_P) - d(\Delta p_R) - \rho d\left(\frac{w^2}{2}\right) - \rho g dz. \quad (2.4)$$

Zahlreiche hintereinandergeschaltete Stromröhren endlicher Länge, sie werden Teilstrecken i genannt, bilden einen geschlossenen Stromkreis einer Heizungsanlage. Hierfür gilt dann das bekannte Umlaufintegral (Beachte: $\oint \rho dz = -\oint z d\rho$):

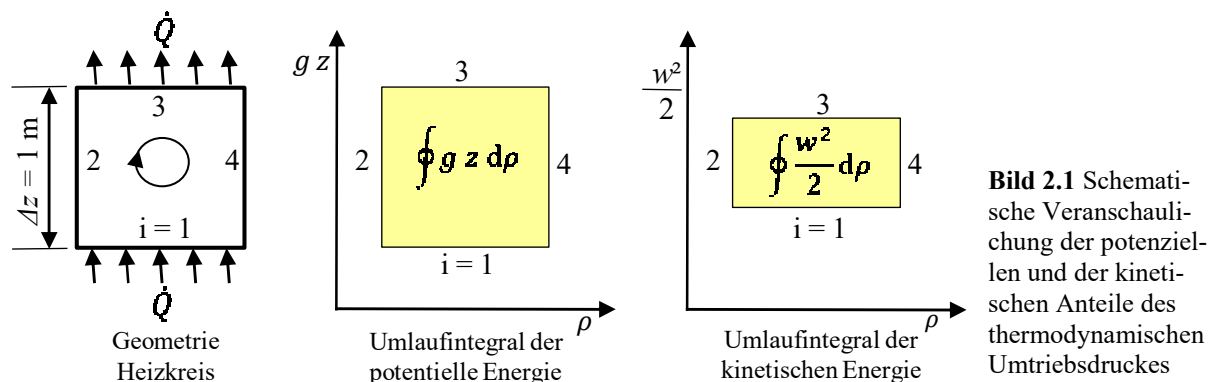
$$0 = \underbrace{\Delta p_P}_{\text{Pumpendruck}} - \underbrace{\Delta p_R}_{\text{Druckverlust des Heizkreises}} + \underbrace{\oint \left(\frac{w^2}{2} + g z \right) d\rho}_{\text{thermodynamischer Umtriebsdruck}} \quad (2.5)$$

Bei einer Schwerkraftheizung entfällt im Weiteren der Pumpendruck: $\Delta p_P = 0$!

Die beiden Anteile des thermodynamischen Umtriebsdruckes sind enorm unterschiedlich. Der kinetische Anteil ist gegenüber dem potenziellen Anteil zu vernachlässigen. Bild 2.1 verdeutlicht dies an einem praktischen Beispiel.

Entlang der Teilstrecken 1 bzw. 3, die einen Höhenunterschied von 1 m aufweisen, erfolgt eine Aufwärmung bzw. Abkühlung um jeweils 20 K (Grenztemperaturen: 70 °C bzw. 90 °C; Dichteänderung: 12,5 kg/m³). Die Rohrdurchmesser der Teilstrecken 1 bzw. 3 seien so gewählt, dass $w_1 = 0,1$ m/s und $w_3 = 1$ m/s betragen. Damit folgen sehr unterschiedliche Druckanteile:

$$\oint g z d\rho = 122,6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}; \quad \oint \frac{w^2}{2} d\rho = 6,2 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}.$$



Da die Geschwindigkeitsunterschiede in der Praxis bedeutend kleiner und die Höhenunterschiede viel größer als hier angenommen sind, genügt es nur den potenziellen Druckanteil in Rechnung zu stellen. Somit gilt für den hydraulischen Abgleich des Heizkreises (Stromkreises):

$$\oint g z d\rho = \Delta p_R. \quad (2.6)$$

Nebenhinweis: Wendet man Gl. (2.1) auf eine reibungsfreie Rohrströmung an, so gelten: technische Arbeit $da_t = 0$; Reibungsarbeit $da_R = 0$. Setzt man weiterhin ein inkompressibles Medium (z. B. Wasser) an, so ist die Dichte $\rho = 1/v = \text{const}$, woraus sich der Zusammenhang ergibt: $0 = dp + \rho w dw + \rho g dz$.

Für eine endliche quasistationäre Zustandsänderung folgt nach Integration:

$$p_2 - p_1 + \frac{\rho}{2} (w_2^2 - w_1^2) + \rho g (z_2 - z_1) = 0 \quad \text{bzw.} \quad p + \frac{\rho}{2} w^2 + \rho g z = \text{const}$$

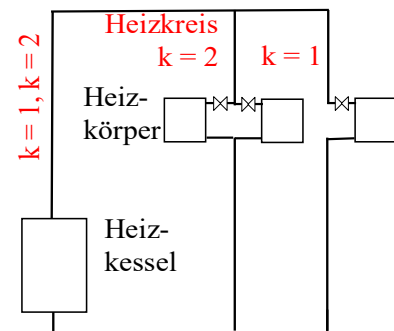
Dies ist die bekannte BERNOULLI-Gleichung. Selten werden Lernende auf diese Ableitung aus dem 1. Hauptsatz (Energieerhaltungssatz) hingewiesen, sodass man die BERNOULLI-Gleichung als separate Erkenntnis der Hydraulik sieht.

3 Praktische Approximationen

Eine Heizungsanlage besteht natürlich aus mehreren parallelen Kreisläufen. Bild 3.1 zeigt schematisch eine simple Anlage mit zwei Heizkreisen und einer Leitungsführung mit oberer Verteilung aber ohne die erforderlichen Sicherheitseinrichtungen.

(Die Heizkreise werden auch Stromkreise genannt.)

Bild 3.1 Schema einer Heizungsanlage mit zwei Heizkreisen und oberer Verteilung



Eine ingenieurmäßige Approximation versucht stets Abschnitte des Heizkreises zu betrachten, in deren Verlauf z. B. der Durchmesser, der Massestrom, Zustandsgrößen, Umgebungsbedingungen usw. konstant gelten oder näherungsweise den Eintrittsbedingungen entsprechen, um die vorgenannten Gleichungen vereinfacht anwenden zu können.

Dies entspricht dem allgemeinen Vorgehen in der Technik, um die eigentlich geltende Komplexität zu entflechten.

Bei der detaillierten Betrachtung mit der zugehörigen Berechnung werden die Stromkreise in sogenannte *Teilstrecken* i zerlegt. Dabei sind bestimmte ingenieurmäßige Gesichtspunkte zu beachten, die die Berechnung einerseits erleichtern und andererseits deren Genauigkeit erhöhen. So sollten für die Festlegung der Teilstrecken beispielsweise gelten:

- konstanter Rohrdurchmesser d_i und einheitliches Rohrmaterial
- konstante mittlere Medientemperatur t_i ($\approx t_i'$ Teilstreckeneintrittstemperatur)
- konstante Umgebungstemperatur $t_{U,i}$
- einheitliche Dämmdicke δ_i und Wärmeleitfähigkeit $\lambda_{D,i}$
- konstante Wärmeübergangs- und -durchgangsbedingungen α_i und k_i
- konstanter Massestrom $\dot{m}_i$
- einheitliche Teilstreckenorientierung (waagerecht oder senkrecht)
- markante Einbauteile (z. B. Kessel, Heizkörper) bilden einen separaten Abschnitt.

Grundsätzlich bedeutet eine detaillierte Gliederung des Stromkreises einen erhöhten Berechnungsaufwand aber auch eine genauere Bemessung der Anlage.

Man wird später erkennen, unter welchen Bedingungen man von den vorgeschlagenen Prinzipien abweichen darf.

3.1 Nummerierung der Teilstrecken

Für die erste Teilstrecke nach dem Wärmebereitsteller (z. B. Kessel) gilt $i = 1$. Alle weiteren Teilstrecken dürfen beliebig nummeriert werden, wobei beim Berechnungsablauf aber stets gewährleistet sein muss, dass bei Rohrvereinigungen die jeweiligen Austrittstemperaturen bereits bekannt sein müssen.

Diese Freiheit ist möglich, da die Berechnung manuell nach logischen Gesichtspunkten erfolgt. Bei Rechenprogrammen werden restriktivere Festlegungen getroffen, so z. B. in [5] oder in [6].

Grundsätzlich sind für jede Teilstrecke die thermischen und hydraulischen Bedingungen zu betrachten und die *Temperatur- und Druckänderungen* zu berechnen. Diese werden in den folgenden Abschnitten detailliert vorgestellt. Zunächst sind die Eintrittsbedingungen in die Teilstrecken zu definieren.

3.2 Temperaturabfall in der Teilstrecke

Ausgehend von der Kesselaustrittstemperatur, die identisch der Anlagenvorlauftemperatur t_V ist, wird für jede Teilstrecke (Rohre oder Heizflächen) in Durchflussrichtung der Temperaturabfall des Heizmediums zwischen Ein- und Austritt ermittelt. Die jeweilige Eintrittstemperatur t'_i ist bei Hintereinanderschaltung und bei Trennung gleich der Austrittstemperatur der vorangegangenen Teilstrecke – im Falle $i = 1$ der Vorlauftemperatur t_V – oder bei Vereinigungen von zwei Teilstrecken x und y folgt sie aus der Enthalpiebilanz um den Mischpunkt. Es gelten:

$$t'_i = t''_x \quad \text{oder} \quad t'_i = \frac{\dot{m}_x}{\dot{m}_x + \dot{m}_y} t''_x + \frac{\dot{m}_y}{\dot{m}_x + \dot{m}_y} t''_y. \quad (3.1)$$

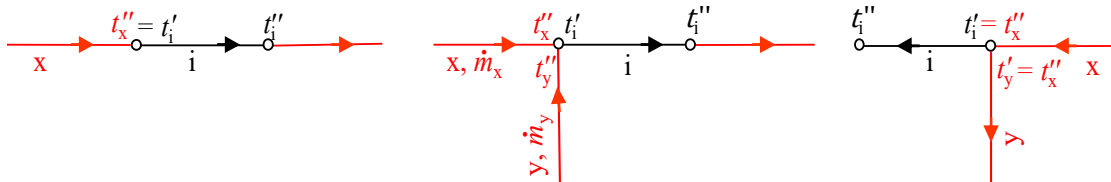


Bild 3.2 Bestimmung der Teilstreckeneintrittstemperatur bei Hintereinanderschaltung, bei Vereinigung und Trennung der Masseströme

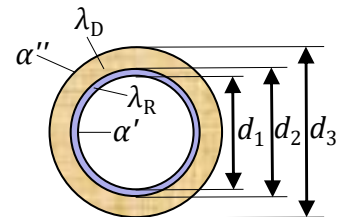
Der Temperaturabfall längs der Teilstrecke i berechnet sich nach [3, Seite 227] im allgemeinen Fall einer gedämmten Rohrleitung in den nachfolgenden Schritten.

- Wärmedurchgangskoeffizient der Teilstrecke i bezogen auf den inneren Durchmesser $d_{1,i}$

$$k_{1,i} = \left\{ \frac{1}{\alpha'_i} + \frac{d_{1,i}}{2 \lambda_{R,i}} \ln \frac{d_{2,i}}{d_{1,i}} + \frac{d_{1,i}}{2 \lambda_{D,i}} \ln \frac{d_{3,i}}{d_{2,i}} + \frac{d_{1,i}}{d_{3,i} \alpha''_i} \right\} \quad (3.2)$$

$1/\alpha'_i$ ist gegenüber den anderen Summanden vernachlässigbar!

Bild 3.3 Rohr mit Dämmung und Kennzeichnung der geometrischen und wärmetechnischen Größen jeweils auf die Teilstrecke bezogen, z. B. i



- Temperaturabfall Δt_i längs der Teilstrecke i

Um iterationsfrei arbeiten zu können, wird anstelle der mittleren Wassertemperatur die Eintrittstemperatur angesetzt.

$$\Delta t_i = t'_i - t''_i = \frac{\dot{q}_i l_i}{c \dot{m}_i} = \frac{k_{1,i} \pi d_{1,i} (t'_i - t_{U,i})}{c \dot{m}_i} l_i. \quad (3.3)$$

Es gelten für die Teilstrecke i :

$t'_i ; t''_i$	°C	Ein- und Austrittstemperatur der Teilstrecke
$\dot{q}_i$	W/m	spezif. Wärmeabgabe des Teilstreckenrohres (siehe auch 6.2, Tafeln 1; 2)

$\dot{m}_i$	kg/s	Massestrom in der Teilstrecke
c	J/(kg K)	spezifische Wärmekapazität des Durchflussmediums bei konstantem Druck
l_i	m	Länge der Teilstrecke
$t_{U,i}$	°C	Umgebungstemperatur der Teilstrecke
α'_i	W/(m²K)	Wärmeübergangskoeffizient an der Rohrrinnenfläche
α''_i	W/(m²K)	Wärmeübergangskoeffizient an der Rohraußenfläche bzw. Dämmung Detaillierte Berechnung z. B. nach [3, Seite 122, 219]
$\lambda_{R,i}$	W/(m K)	Wärmeleitfähigkeit der Rohrmaterials
$\lambda_{D,i}$	W/(m K)	Wärmeleitfähigkeit des Dämmmaterials
$k_{1,i}$	W/(m²K)	Wärmedurchgangskoeffizient des Rohres bezogen auf den Innendurchmesser
$d_{1,i}; d_{2,i}; d_{3,i}$	m	Durchmesser: Rohr innen; Rohr außen; Dämmung

3.3 Druckverlust in der Teilstrecke

Ausgehend vom Eintrittsdruck p'_i und von der Eintrittstemperatur t'_i in die Teilstrecke i kann infolge des Strömungswiderstandes der Druck am Ende einer Teilstrecke p''_i ermittelt werden.

Hinweis: Hierbei bleibt der eventuell vorhandene geodätische Höhenunterschied zwischen Teilstreckenein- und -austritt unbeachtet. Es wird also nur der Druckverlust durch Reibung $\Delta p_{R,i}$ bestimmt, der über den gesamten Stromkreis summiert Δp_R nach Gl. (2.6) ergibt.

Der Austrittsdruck entspricht logischerweise dem Eintrittsdruck einer in Strömungsrichtung nachfolgenden Teilstrecke x und bei einer Stromtrennung auch y . Damit kann schrittweise der Reibungs-Druckverlauf längs eines Heizkreises ermittelt werden. Im Sonderfall einer Massestromvereinigung muss eine Anpassung an den bereits ermittelten Druck erfolgen. Dies wird noch ausführlich besprochen.

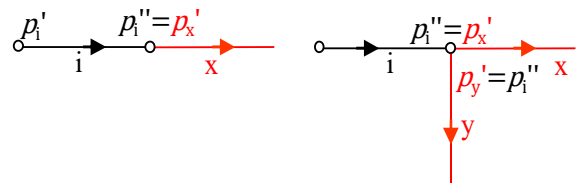


Bild 3.4 Bestimmung der Teilstreckeneintrittsdrücke bei Hintereinanderschaltung und Trennung der Masseströme

Der Druckabfall $\Delta p_{R,i}$ ($\equiv$ Druckverlust) in der Teilstrecke i wird durch *Rohrreibung* und durch *Einzelwiderstände* verursacht.

Vereinfachend aber ausreichend genau ist es, mit der Stromfadentheorie zu arbeiten. Dies ist die eindimensionale Betrachtung der Strömung mit konstanten Zustandsgrößen über den Strömungsquerschnitt, wobei die jeweilige Zustandsgröße dem mittleren Querschnittswert entspricht. So nimmt man beispielsweise eine Kolbenströmung mit der Geschwindigkeit w an.

Bei sehr genauer Rechnung müsste die Form des Strömungsprofils über den Rohrquerschnitt berücksichtigt werden. Detaillierte Darstellungen dazu finden sich in [2, Kapitel 1: Strömungsformen].

Weiterhin kann im vorliegenden Fall näherungsweise mit den Stoffwerten am Teilstreckeneintritt gearbeitet werden, sodass eine iterationsfreie, manuelle Berechnung ermöglicht wird. Für eine reibungsbehaftete Rohrströmung gilt dann:

$$\Delta p_{R,i} = p'_i - p''_i = \left(\lambda_i \frac{l_i}{d_i} + \sum \zeta_i \right) \frac{\rho_i}{2} w_i^2 = R_i l_i + S_i \sum \zeta_i \quad \text{mit} \quad w_i = \frac{4 \dot{m}}{\rho_i \pi d_i^2}. \quad (3.4)$$

Ergänzend gelten für die Teilstrecke i:

$p'_i ; p''_i$	Pa	Druck am Anfang bzw. Ende der Teilstrecke	
λ_i	-	Rohrreibungsbeiwert	$\sum \zeta_i$ - Summe der Einzelwiderstandsbeiwerte
ρ_i	kg/m ³	Dichte	w_i m/s Geschwindigkeit
R_i	Pa/m	spezifischer Druckverlust durch Rohrreibung (siehe auch 6.2, Tafeln 3)	
S_i	Pa	Staudruck (siehe auch 6.2, Tafeln 3).	

Die Ermittlung der Beiwerte bedürfen einer gesonderten Berechnung.

- Rohrreibungsbeiwert λ_i

Detaillierte Betrachtungen sind in [2, Seite 48 ff.] zu finden. Es gelten für die Teilstrecke i bei *laminarer* Rohrströmung

$$\lambda_i = \frac{64}{Re_i} \quad (3.5)$$

und bei *turbulenter* Rohrströmung nach PRANDTL-COLEBROOK

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda_i}} = -2 \lg \left(\frac{2,51}{Re_i \sqrt{\lambda_i}} + \frac{\varepsilon_i}{3,71 d_i} \right) \quad (3.6)$$

mit

Re_i	-	Reynoldszahl $Re_i = w_i d_i / \nu_i$
ε_i	m	Rohrrauigkeit (Siehe z. B.: [2, Seite 53])
ν_i	m ² /s	dynamische Viskosität.

Da die transzente Gleichung (3.6) manuell praktisch nicht lösbar ist, kann das Diagramm im Bild 3.5 verwendet werden. In [2, Seite 51] ist ein iterativ arbeitender Algorithmus angegeben, der z. B. in [5] und [6] zur Anwendung kam. Die Gl. (3.6) hat den großen Vorteil, dass sie die Grenzgebiete "ausgebildete Rauigkeitsströmung" und "Glattrrohrströmung" einschließt.

- Einzelwiderstandsbeiwert ζ_i (siehe auch 6.2, Tafeln 4 bis 7)

Es sind zwei Arten von Einzelwiderständen in Rohrleitungsnetzen zu unterscheiden:

- Einbauten im Rohrsystem (Armaturen, Heizflächen, Apparate usw.)

Während früher für diese Einbauten – einschließlich Radiatoren und Kessel – auch Einzelwiderstandsbeiwerte benutzt wurden, sind bei heute verwendeten Armaturen, Heizflächen (z. B. Konvektoren) und Wärmebereitstellern (z. B. Gasthermen) die Druckverluste aus Kennfeldern in Abhängigkeit des Durchflussstromes zu entnehmen.

Vielfach werden auch Durchflusskennwerte – sogenannte k_v -Werte – angegeben. Dies betrifft vor allem Regelventile und somit auch die Heizkörperventile. In [2, Seite 61 ff.] wurde eine detaillierte Herleitung mit einem kurzen historischen Abriss gegeben. Deshalb wird hier nur die

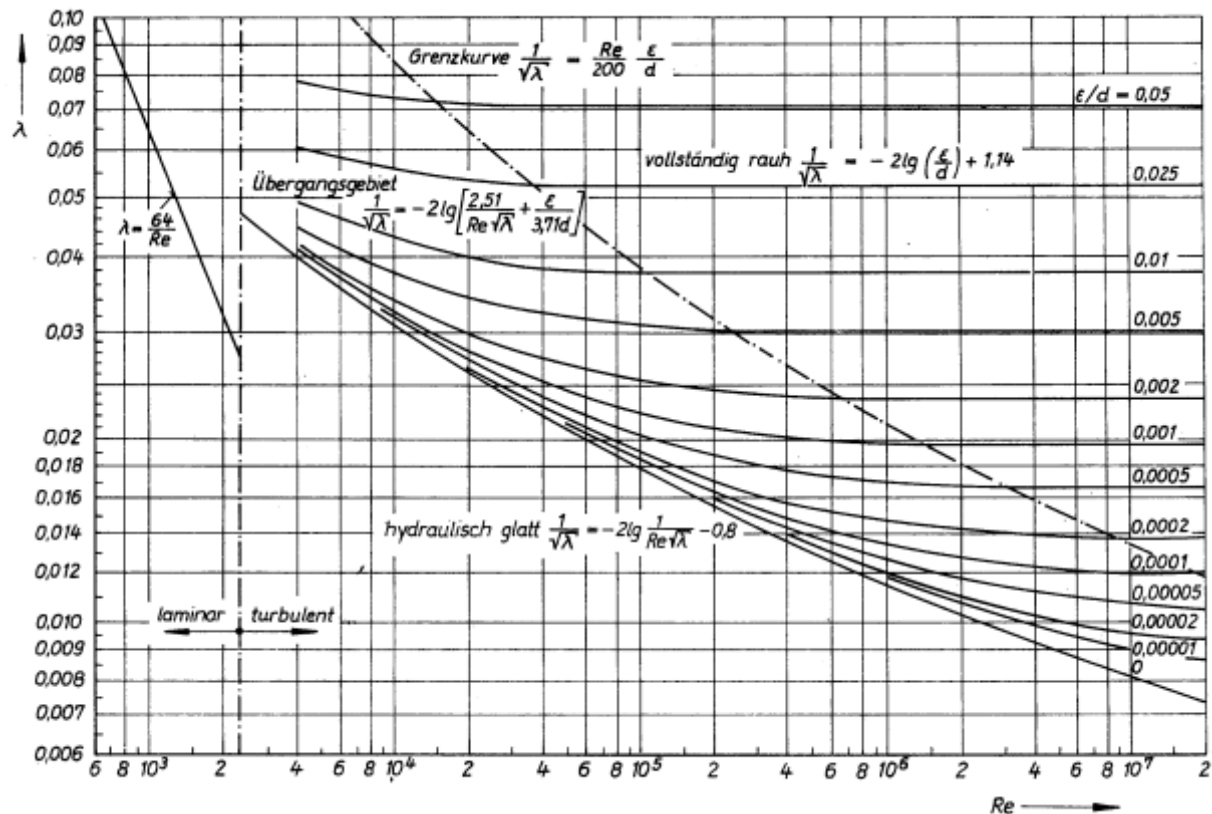


Bild 3.5 Rohrreibungsbeiwert für gerade Rohre in Abhängigkeit der Reynoldszahl Re und der relativen Rauigkeit ε/d — Diagramm zur Wiedergabe der Gln. (3.5) und (3.6) (Quelle: [2, Seite 52])

aus der dortigen Gl. (4.9) folgende Zahlenwertgleichung mit den *speziellen* Einheiten angegeben. Sie lautet für die Einbauten:

$$\Delta p_E = \frac{100}{\rho} \left(\frac{\dot{m}}{k_v^*} \right)^2 \text{ in Pa} \quad (3.7)$$

$\dot{m}$ kg/h Massestrom

k_v^* m³/h k_v -Wert nach Herstellerangabe.

○ Rohrformstücke (Verzweigungen, Krümmer, Diffusoren u. a. m.).

Sie werden in verschiedenen Formen angegeben, Details in [2, Seite 58 ff.]. Im Weiteren wird die Angabe als ζ_i -Wert verwendet.

Hinweis: Bei Stromtrennungen und -vereinigungen werden in der Heizungstechnik die Druckverluste (ζ_i -Wert) stets den Rohren, in denen die Teilströme fließen (Nebenrohre), zugeordnet, wobei auch die Geschwindigkeiten in den Nebenrohren als Bezugswerte dienen.

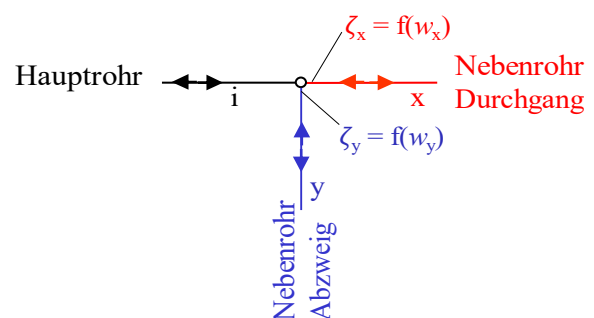
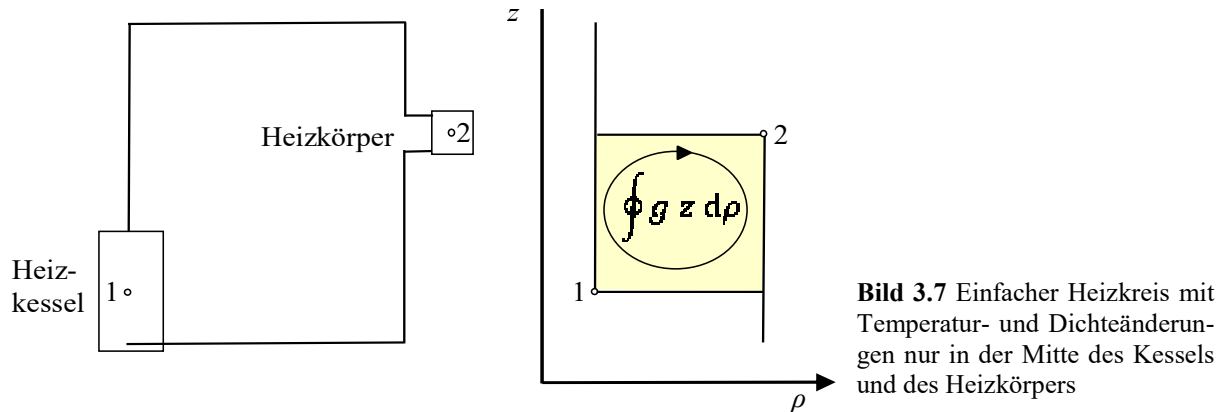


Bild 3.6 Rohrverzweigung und -trennung mit Zuordnung der Einzelwiderstandsbeiwerte im Anwendungsbereich der Heizungstechnik

Diese Besonderheit ist bei Nutzung unterschiedlicher Literaturangaben unbedingt zu beachten, denn in der Strömungstechnik wird stets auf die Geschwindigkeit im Hauptrohr bezogen.

3.4 Thermodynamischer Umtriebsdruck

Dieser ergibt sich nach Auswertung des Umlaufintegrals über den jeweiligen Heizkreis. Bild 3.7 zeigt einen einfachen Heizkreis mit den Höhen und Dichteänderungen, wobei die Rohrleitungen ideal gedämmt sind (keine Temperatur- sowie Dichteänderung) und die Abkühlung allein in Heizkörpermitte sowie die Erwärmung des Wassers nur in Kesselmitte erfolgt.



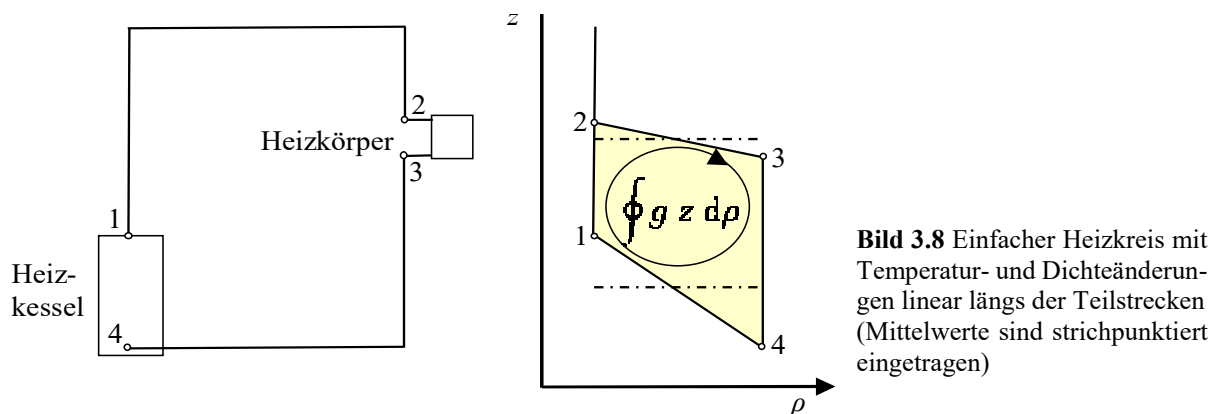
Damit kann das Umlaufintegral (in Laufrichtung des Heizwassers) bestimmt werden:

$$\oint g z d\rho = g z_1(\rho_1 - \rho_2) + g z_2(\rho_2 - \rho_1) = g(z_2 - z_1)(\rho_2 - \rho_1) > 0. \quad (3.8)$$

Die einzelnen Projektionsflächen werden hierbei bezogen auf die Abszisse gebildet. Analog könnte man diese auch bezogen auf die Ordinate bilden, denn es gilt die folgende Beziehung:

$$\oint g z d\rho = - \oint g \rho dz = - \{g \rho_1 (z_2 - z_1) + g \rho_2 (z_1 - z_2)\} = g(z_2 - z_1)(\rho_2 - \rho_1).$$

Würde man detaillierter arbeiten und näherungsweise die Dichteänderungen linear längs der Teilstrecke annehmen, entstünde Bild 3.8. Die Rohrteilstrecken sind weiterhin ideal gedämmt.



Der thermodynamische Umtriebsdruck (Schwerkraftdruck) Δp_s , der dem Umlaufintegral entspricht, hat nun mehr die Form

$$\Delta p_s = \oint g z d\rho = g \frac{z_1 + z_4}{2}(\rho_1 - \rho_4) + g \frac{z_3 + z_2}{2}(\rho_3 - \rho_2) > 0. \quad (3.9)$$

Die Ergebnisse sind identisch, wenn die Punkte 1 bis 4 in die entsprechenden Punkte 1 und 2 der früheren Darstellung überführt werden. Dies verdeutlichen auch die eingetragenen Mittelwerte.

Bei genauer Betrachtung sind die *Rohrabkühlungen* mit zu berücksichtigen, sodass eine teilstreckenweise Betrachtung erforderlich ist. Das Umlaufintegral kann als Summe über alle i des Heizkreises ermittelt werden (' Eintritt, " Austritt der jeweiligen Teilstrecke):

$$\Delta p_S = \oint g z d\rho = g \left\{ \sum_{\text{Heizkreis}} \frac{z_i'' + z_i'}{2} (\rho_i'' - \rho_i') \right\} > 0. \quad (3.10)$$

Damit ergibt sich der Umtriebsdruck als Summe der Produkte aus der Höhe der mittleren Abkühlungs- und Aufwärmunkte multipliziert mit der jeweiligen positiven oder negativen Dichteänderung in diesem Punkt.

Diese Erkenntnis wurde früher nach unterschiedlichen theoretischen Herleitungen und Diskussionen (Zonenvergleichsverfahren, Gewichtsvergleiche zwischen Abkühlungs- und Aufwärmssäule usw.) letztlich auch gewonnen. Es stehen hierfür beispielsweise die Namen RIETSCHEL, RECKNAGEL WIERZ.

Die grafische Veranschaulichung der Gl. (3.10) zeigt Bild 3.9 ausführlich zunächst mit einem Heizkreis. Aus didaktischen Gründen verläuft ein Teil des Rücklaufs unterhalb der Kesselmitte, beispielsweise in einem Bodenkanal, wodurch ein negativer Anteil bei der Bestimmung des Umtriebsdruckes zu beachten ist. Dieser ergibt sich automatisch, da die Bezugsachse (Abszisse stets in Mitte der Aufwärmzone liegt. Die Abkühlungspunkte sind immer in der Mitte der Teilstrecken platziert.

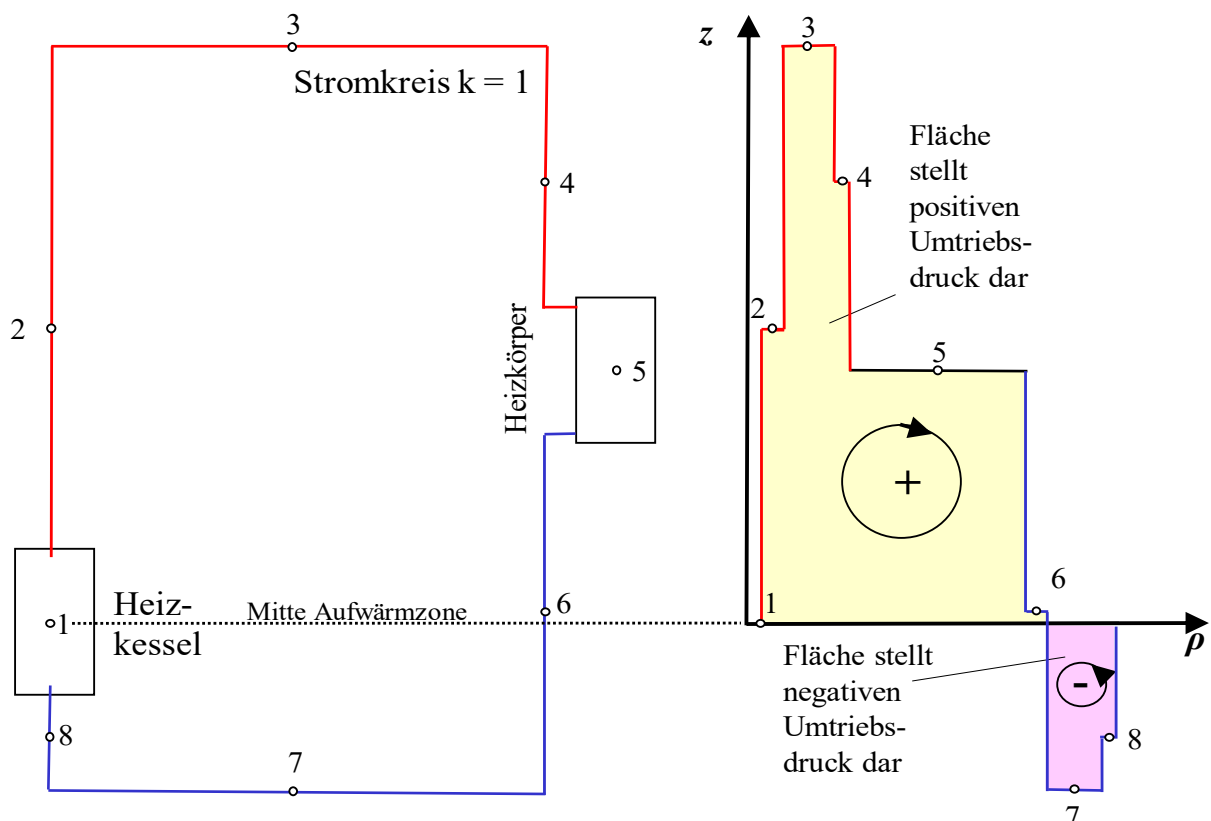


Bild 3.9 Vorbereitende Betrachtungen zur Ermittlung des thermodynamischen Umtriebsdruckes nach Gl. (3.10)
Die Bezugshöhe ($z = 0$) liegt stets in der Mitte der Aufwärmzone (in der Regel in Kesselmitte).

Anhand dieser Darstellung und mit den Kenntnissen – Höhe der Abköhlpunkte und der dort vorhandenen Dichteänderung – ist für diesen Stromkreis $\Delta p_{S,k=1}$ nach Gl. (3.10) berechenbar. Selbstverständlich müssen vorher die Temperatur längs des Stromkreises bestimmt werden, um auf die Dichten schließen zu können. Dies ist möglich indem beispielsweise Tabellen, Diagramme und/oder die folgende Approximation in [4] benutzt werden:

$$\rho = 1,002045 \cdot 10^3 - 1,029905 \cdot 10^{-1}t - 3,698162 \cdot 10^{-3}t^2 + 3,991053 \cdot 10^{-6}t^3 \quad \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad (3.11)$$

Bei einer realen Heizungsanlage sind selbstverständlich mehrere parallele Stromkreise k vorhanden (siehe z. B. Bild 3.1). Dies bedeutet, dass die Umtriebsdrücke für jeden dieser Stromkreise $\Delta p_{S,k}$ separat – jedoch unter Einbeziehung bereits betrachteter Teilstrecken – ermittelt werden müssen. Die weiteren Stromkreise sind möglichst so einzupassen, dass an den Zusammenführungen im Rücklauf gleiche Temperaturen ankommen. Würde die neu hinzukommende Temperatur abweichen, ergäbe sich eine Mischtemperatur anstelle der bisher gültigen. Damit änderte sich rückwirkend der Umtriebsdruck des bereits berechneten Stromkreises $\Delta p_{S,k=1}$.

Praktischerweise sollten die technischen Variationen immer auf der Änderung des jeweils neuen Massestromes $\dot{m}_{k=2}, \dot{m}_{k=3}$ usw. basieren. Ist die Strangtemperatur beispielsweise zu hoch, muss $\dot{m}_{k=2}$ reduziert werden. Welche technischen Möglichkeiten es hierbei gibt, wird später besprochen.

Generelle Anmerkung:

Man hätte wie beim Druckverlust auch den geodätischen Druckunterschied teilstreckenweise bestimmen und für jede Teilstrecke i zusammenfassen können. Gl. (2.6) erhielte dann die folgende Form

$$\sum_{i \in k} \left\{ \Delta p_{R,i} - g \frac{z_i'' + z_i'}{2} (\rho_i'' - \rho_i') \right\} = 0. \quad (3.12)$$

Im Optimierungsprogramm für Pumpenheizungen [5] wurde auch in dieser Weise verfahren. Dass man aber in der vorher beschriebenen Form den Umtriebsdruck als eigenständige Größe ermittelte, hat einen großen praktischen Vorteil, der der manuellen Auslegung entgegenkommt. Aus dem verfügbaren thermodynamischen Umtriebsdruck für den Stromkreis k $\Delta p_{S,k}$ kann ein mittlerer Druckverlust pro m bestimmt werden, mit dem dann eine Vordimensionierung des Rohrsystems möglich ist (siehe spätere Gl. (6.8)).

4 Einteilung der Warmwasser-Heizungssysteme und Besonderheiten

Warmwasserheizungen wurden bis zu einer maximalen Vorlauftemperatur von 110 °C gebaut. Anlagen mit höheren Temperaturen sind Heißwasserheizungen. Diese sind in Gebäuden aber nicht mehr üblich. Auch Warmwasserheizungen neuerer Bauart arbeiten mit bedeutend niedrigeren Temperaturen. Früher war die Standardauslegung; Vorlauf 90 °C; Rücklauf 70 °C. Moderne Niedertemperaturheizungen, beispielsweise Fußbodenheizungen arbeiten mitunter sogar mit 30 °C. Dazwischen sind alle Vorlauftemperaturen und Spreizungen Δt möglich.

Bei niedrigen Systemtemperaturen sind Schwerkraftheizungen aber nicht mehr wirtschaftlich und meist auch technisch nicht mehr realisierbar.

Die Gestaltung der Rohrsysteme und Heizflächenanbindungen führen zu folgender Einteilung:

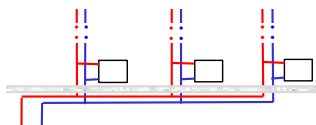
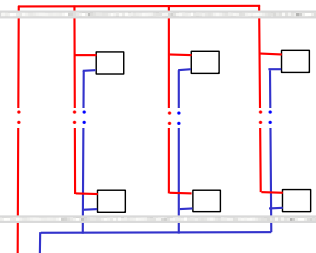
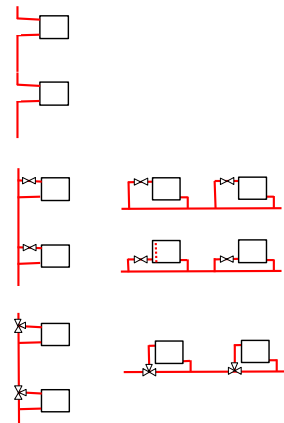
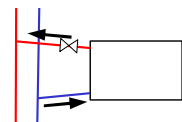
<i>Zweirohrsysteme</i>	
untere Verteilung Vor- und Rücklaufleitungen liegen an der Kellerdecke	
obere Verteilung Vorlaufleitung liegt im Dachboden oder an der Decke des obersten Geschosses; Rücklaufleitung an der Kellerdecke (Sonderformen sind z. B. Etagenheizungen mit Vor- und Rücklauf an der Decke.) Anstelle der Einzelheizkörper könnten bei beiden Verteilungsarten auch waagerechte Einrohrsysteme integriert sein. Diese werden beispielsweise als wohnungsweise Ringe mit zentraler Verbrauchserfassung gestaltet.	
	
<i>Einrohrsysteme in vertikaler oder horizontaler Anordnung</i>	
Hintereinanderschaltung • ohne Kurzschlussstrecke nur bei Einsatz von regelbaren Heizkörpern z. B. Konvektortruhen (Die sekundärseitige – luftseitige – Leistungsregelung arbeitet in der Regel aber mangelhaft.) • mit Kurzschlussstrecke (senkrecht oder waagerecht auch "reitend" genannt) Die gepunktete Stromführung kann z. B. auch im ersten Radiatorglied liegen. • mit Umgehungsleitung (senkrecht oder waagerecht auch "reitend" genannt)	

Bild 4.1 Einteilung der Wasserheizungssysteme nach der Rohrführung und Heizflächenanbindung

Besonders ist auf die *Steigungs- bzw. Gefällerrichtung* bei der Verlegung der Rohrleitungen zu achten. Sie folgt aus zwei Bedingungen:

- Das langsame Füllen der Anlage über den Rücklauf muss eine komplette Entlüftung ermöglichen. Es dürfen keine "Luftsäcke" in der Anlage verbleiben. Damit sind die Heizkörperanbindungen nach Bild 4.2 auszuführen

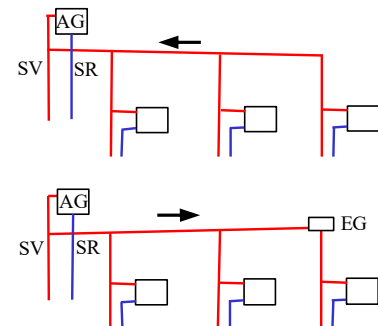
Bild 4.2 Heizkörperanschlüsse: Rücklauf mit Steigung zum Heizkörper
Vorlauf mit Steigung zum Strang



Früher, als vielfach noch Dampfheizungen installiert waren, wurden Jungakademiker von Praktikern oftmals beim Anblick eines Heizkörpers gefragt, ob es sich um eine Dampf- oder Wasserheizung handle. Eindeutiges Indiz ist das Gefälle des Vorlaufanschlusses. Bei einer Dampfheizung muss dieser entgegen zu Bild 4.2 *steigend* zum Heizkörper sein, damit sich bei abgestelltem Heizkörper kein Kondensat vor dem geschlossenen Ventil sammeln kann. Beim Öffnen käme es sonst zu "Dampfschlägen".

- Die laufende Entlüftung der Anlage muss auch im Betriebsfall funktionieren. Bei oberer Verteilung wird dazu die Verteilleitung benutzt. Bei reinen Schwerkraftheizungen kann dies auch gegen die Strömungsrichtung erfolgen, bei Pumpenheizungen ist aufgrund der höheren Wassergeschwindigkeiten der Gastransport nur in Strömungsrichtung möglich.

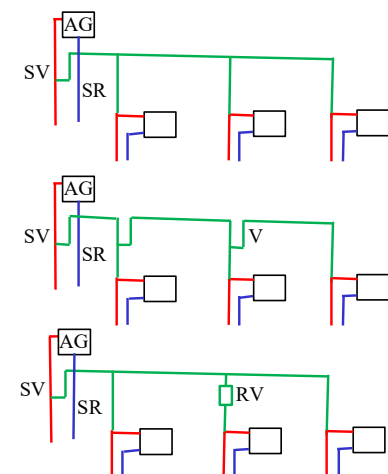
Bild 4.3 Steigung der Verteilleitungen bei oberer Verteilleitung (Beispiele)
oben: Schwerkraftheizung mit Entlüftung zum offenen Ausdehnungsgefäß AG
unten: Entlüftung zu einem separaten Entlüftungsgefäß EG mit angebaute manuellen oder automatischen Entlüfter (bei Pumpenheizung ist diese Variante zwingend)



- Bei unterer Verteilung hat man früher strangweise separate 3/8" Luftleitungen nach oben gezogen und zum offenen Ausdehnungsgefäß geführt. Um eine ungewollte Zirkulation zwischen den Strängen zu unterbinden, sind die Luftleitungen mit einem entsprechenden Höhenversatz V einzubinden.

Werden die Luftleitungen im frostgefährdenden Bodenbereich verlegt, sind zusätzliche Rohrverdickungen RV (bevorzugt in untergeordneten Räumen) einzubauen, sodass die Luftsammelleitungen beim Füllen garantiert wasserfrei sind. Für die Größenbestimmung gab es ausführliche Berechnungsanleitungen auf Basis des Boyle-Mariotte-Gesetzes.

Bild 4.4 Beispiele zur Gestaltung von Luftleitungen (grün)



Moderne Anlagen arbeiten ausnahmslos mit automatischen Strangentlüftern und zusätzlichen manuellen Entlüftern an den Heizkörpern, sodass Luftleitungen entfallen.

5 Wichtige Besonderheiten bei Schwerkraftheizungen

5.1 Anlaufproblem

Die Berechnung des thermodynamischen Umtriebsdruckes (Schwerkraftdruck) verleitet zu einem Missverständnis, welches auch durch die Schreibweise der Gl. (3.10) befördert wird. Denn danach darf der Schwerkraftdruck als verfügbare Druckdifferenz über *einen Stromkreis beliebig* verteilt werden, um die Druckverluste in den Teilstrecken zu kompensieren. Dies stimmt auch grundsätzlich.

Aber es sind für bestimmte Betriebsfälle bei parallel angeordneten Stromkreisen Detaillierungen erforderlich. Denn im Gegensatz zu einem zentral bereitgestellten Pumpendruck entsteht

der thermodynamische Umtriebsdruck verteilt über den Stromkreis. Man kann sich dieses am anschaulichsten als "kleine Umwälzpumpen" vorstellen, die hintereinander geschaltet wirken. Je nachdem wie die Druckverluste entlang des Stromkreises verteilt sind, kann es sein, dass bei bestimmten Betriebsbedingungen die Drücke an Abzweigungen anderer Stromkreise im Rücklauf höher als im Vorlauf sind. Dies sei anhand des Bildes 5.1 beispielhaft erläutert.

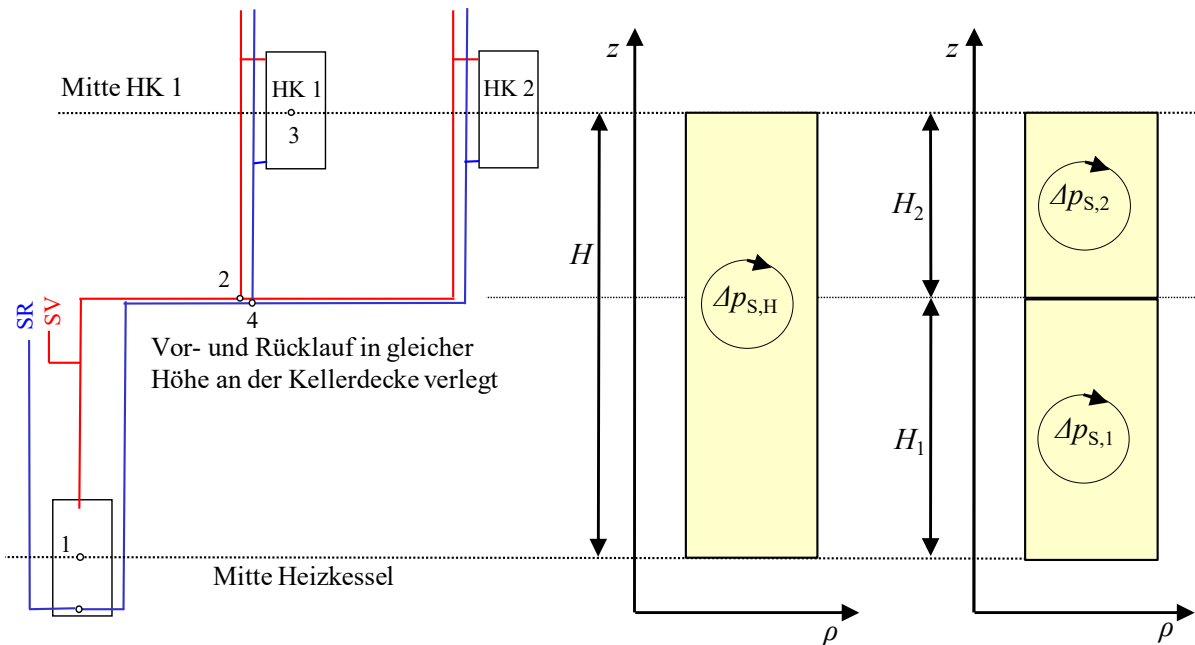


Bild 5.1 Zwei Stromkreise mit Heizkessel im Keller und unterer Verteilung an der Kellendecke installiert. Die Rohrleitungen sind adiabatisch gedämmt, sodass nur die Vor- bzw. Rücklaufdichten ρ_V bzw. ρ_R relevant sind. Es sind der Umtriebsdruck $\Delta p_{S,H}$ vom Kessel bis zum Heizkörper 1 für die wirksame Höhe H und daneben die sich detailliert für die Höhen H_1 und H_2 ergebenden Umtriebsdrücke $\Delta p_{S,1}$ und $\Delta p_{S,2}$ veranschaulicht.

An den gekennzeichneten Punkten liegen unter Beachten der Reibungsdruckverluste Δp_R (im Betriebsfall) folgende Drücke an:

$$p_2 = p_1 - g H_1 \rho_V - \Delta p_{R,1-2} \quad (5.1)$$

$$p_3 = p_2 - g H_2 \rho_V - \Delta p_{R,2-3} \quad (5.2)$$

$$p_4 = p_3 + g H_2 \rho_R - \Delta p_{R,3-4} \quad (5.3)$$

$$p_1 = p_4 + g H_1 \rho_R - \Delta p_{R,4-1} \quad (5.4)$$

Durch Kombination der Beziehungen können gebildet werden (Forderungen für einen störungsfreien Betrieb sind rot eingetragen):

$$\text{Gl. (5.1) und Gl. (5.4)} \rightarrow p_2 - p_4 = g H_1 (\rho_R - \rho_V) - \Delta p_{R,1-2} - \Delta p_{R,4-1} > 0 \quad (5.5)$$

$$\text{Gl. (5.2) und Gl. (5.3)} \rightarrow p_4 - p_2 = g H_2 (\rho_R - \rho_V) - \Delta p_{R,2-3} - \Delta p_{R,3-4} < 0 \quad (5.6)$$

$$\text{Gl. (5.5) und Gl. (5.6)} \rightarrow 0 = g H (\rho_R - \rho_V) - \Delta p_{R,1-2} - \Delta p_{R,4-1} - \Delta p_{R,2-3} - \Delta p_{R,3-4} \quad (5.7)$$

Damit wurde gezeigt, dass die Summe der beiden fiktiven "kleinen Umwälzpumpen"

$\Delta p_{S,1} = g H_1 (\rho_R - \rho_V)$ und $\Delta p_{S,2} = g H_2 (\rho_R - \rho_V)$ den thermodynamischen Umtriebsdruck $\Delta p_{S,H} = g H (\rho_R - \rho_V)$ ergeben.

Gl. (5.7) bestätigt weiterhin das Gleichgewicht von Druckerzeugung und Druckverlust im gesamten Stromkreis.

In der Praxis tritt aber oftmals das Problem auf, dass bei einem abgesperrten und ausgekühlten Heizkörper HK2 dieser nicht wieder anläuft, wenn das zugehörige Heizkörperventil geöffnet wird.

Mysteriös spricht man meist davon, dass dieser "abgeschnitten" wird, dass quasi an der Verzweigung 2, 4 der Wasserstrom von HK2 nicht "hineingelassen würde. Dies ist natürlich Unsinn.

Ursache ist, dass $p_2 < p_4$ gilt, wodurch zunächst eine rückwärtige Durchströmung von HK2 auftritt und schließlich Stillstand einsetzt.

Ein Anlaufen gelingt erst nach völliger Abkühlung der Anlage und Neustart.

Damit $p_2 > p_4$ erfüllt wird, sind niedrige Druckverluste in den entsprechenden Stromkreisabschnitten durch die Dimensionierung der Rohrleitungen zu gewährleisten. Dies ist mitunter mühevoll, wobei auch die Vielzahl der unterschiedlichen Betriebskonstellationen zu beachten ist. Ein konstruktiver Ausweg ist dadurch gegeben, dass man einen Sammler in Höhe der Kesselmitte anordnet und die Steigleitungen dort einzeln einbindet.

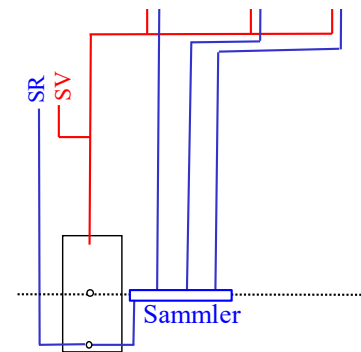
Dies habe ich u. a. im eigenen Zweifamilienhaus realisiert, wobei trotz beliebiger Betriebsbedingungen nie Zirkulationsstörungen entstanden.

Die Lösung zeigt schematisch Bild 5.2. Damit werden die einzelnen Stromkreise aus Sicht des thermodynamischen Umtriebsdruckes entkoppelt, sodass für jeden Stromkreis

$$\Delta p_{S,H} = g H (\rho_R - \rho_V) \quad (5.8)$$

ohne Zwangsbedingung verfügbar ist.

Bild 5.2 Die Rücklaufleitungen werden jeweils separat auf einen Sammler in Kesselmitte aufgebunden, sodass die Stromkreise bezüglich der Umtriebsdruckberechnung quasi "entkoppelt" werden



Wie im nächsten Abschnitt gezeigt wird, bietet diese Verlegungsvariante einen weiteren Vorteil.

5.2 Rücklaufaufwärmung¹

Unter diesem Begriff werden alle Temperaturänderungen gemäß Gl. (3.1) durch Mischung von Zusammenflüssen unterschiedlicher Rücklauftemperaturen subsumiert.

Auf Seite 12 wurde bereits darauf hingewiesen, dass nach Berechnung des ersten Stromkreises alle weiteren so einzupassen sind, dass möglichst keine Temperaturänderungen an den Mischpunkten auftreten.

¹Bei allen folgenden Schaubildern sind die Anlagenschemata ohne die notwendigen Sicherheitseinrichtungen dargestellt.

Besonders markant sind die Nachteile bei *Stockwerksheizungen*, weshalb diese im Folgenden besonders ausführlich betrachtet werden.

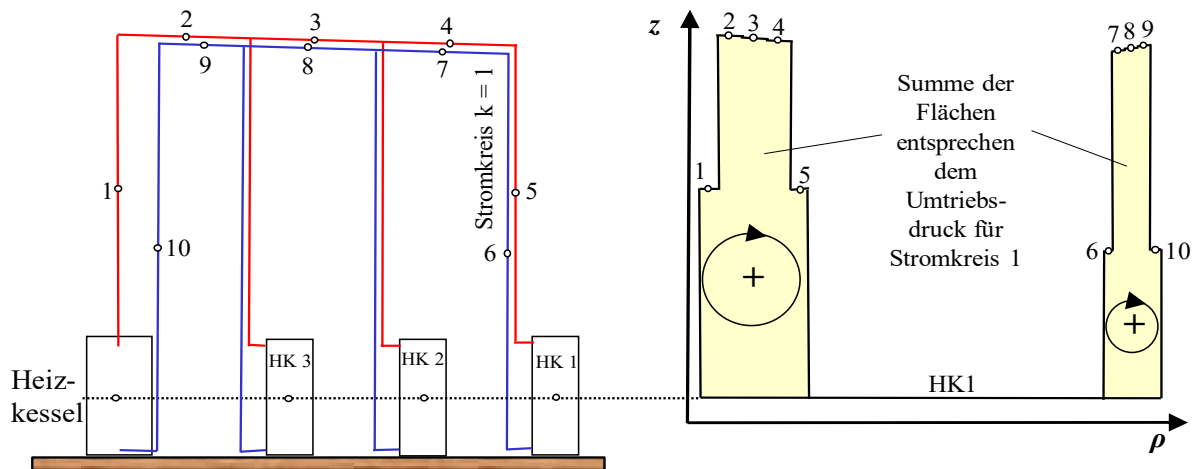


Bild 5.3 Der thermodynamische Umtriebsdruck für den Stromkreis 1 $\Delta p_{S,1}$ kann anhand der schematischen Darstellung nach Gl. (3.10) ermittelt werden

Will man den Umtriebsdruck für Stromkreis 2 analog bestimmen, so ergibt sich unter der Voraussetzung, dass am Mischpunkt X die Temperaturen der beiden Zuflüsse gleich sind, die Berechnungsgrundlage nach Bild 5.4.

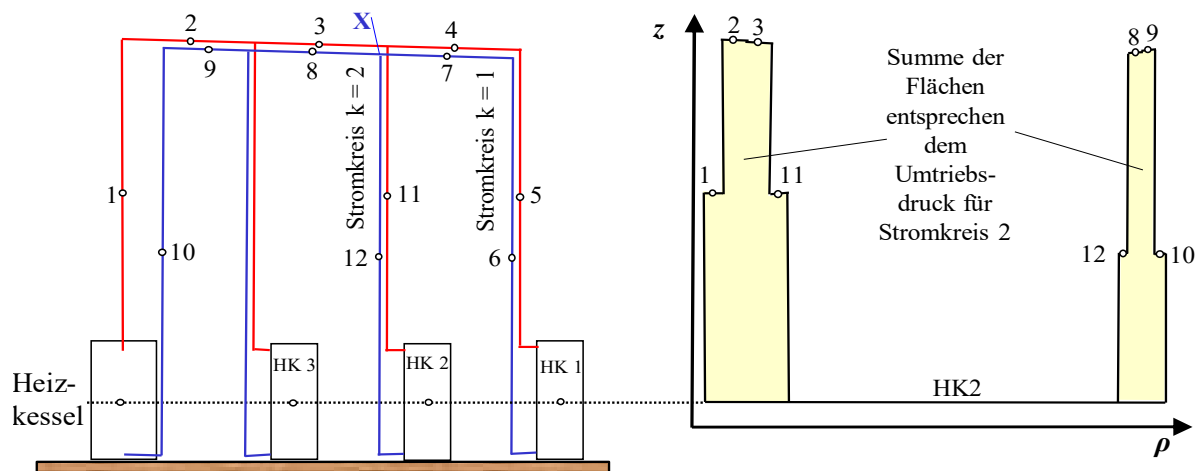


Bild 5.4 Basisdarstellung für die Berechnung des thermodynamischen Umtriebsdruckes für den Stromkreis 2 $\Delta p_{S,2}$

Es folgen die Erkenntnisse:

- Der Umtriebsdruck für die näher gelegenen Stromkreise ist kleiner als für den entferntesten Stromkreis.
- Deshalb sind die Temperaturspreizungen mit Abnahme der Entfernung vom Kessel größer zu wählen (Tabelle 6.1). Dadurch verringert sich der Massestrom durch Heizkörper 2.
 - Nur so ist die geforderte Rücklauftemperatur vom Heizkörper 2 an der Stelle X erreichbar.
 - Der kleinere Massestrom führt auch zu kleineren Durchflussgeschwindigkeiten und Druckverlusten bei ähnlichen Rohrdurchmessern.

- Der relativ große Rechenaufwand bei Einpassung der Teilstrecken ist damit erkennbar, wobei Iterationen unerlässlich sind. Massestrom, Rohrdurchmesser und Drosseleinstellung am Heizkörperventil sind die freien Variablen.
- Wollte man die Rücklauftemperaturanpassung umgehen, entstünde ein noch größerer Rechenaufwand, denn die bereits dimensionierten Stromkreise müssten erneut betrachtet werden. Dies sei beispielhaft im Bild 5.5 skizziert für den Stromkreis 1 dargestellt. Am Ende der Teilstrecke 7 erfolgt an der Stelle X eine Aufwärmung des Rücklaufes durch das aus Teilstrecke 12 strömenden Wassers, die Dichte sinkt. In den Teilstrecken 8 und 9 käme es dann wieder zu einer Abkühlung. Gegenüber Bild 5.3 verkleinert sich die rechte Fläche sehr, sodass der Umtriebsdruck für Stromkreis $k = 1$ sinkt. Der Stromkreis 1 müsste neu dimensioniert werden. Dies hätte dann Auswirkungen auf den Stromkreis 2. Man würde nie fertig!

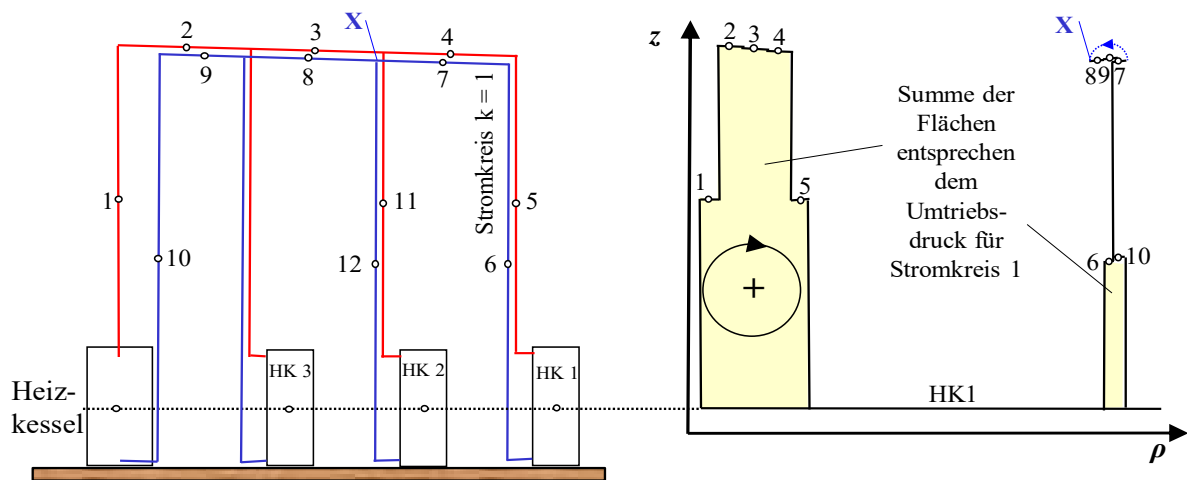


Bild 5.5 Gegenüber Bild 5.3 verringerter Umtriebsdruck für den Stromkreis 1 $\Delta p_{S,1}$, der zur Neudimensionierung des Stromkreises 1 führen müsste

- Werden die Mischpunkte des Rücklaufs auf Höhe der Kesselmitte gelegt (Bild 5.6), dann nehmen die Temperaturänderungen (Aufwärmepunkte A und B) keinen Einfluss auf den thermodynamischen Umtriebsdruck. Diese Rohrführung wird auch als "Thermosyphonschal-

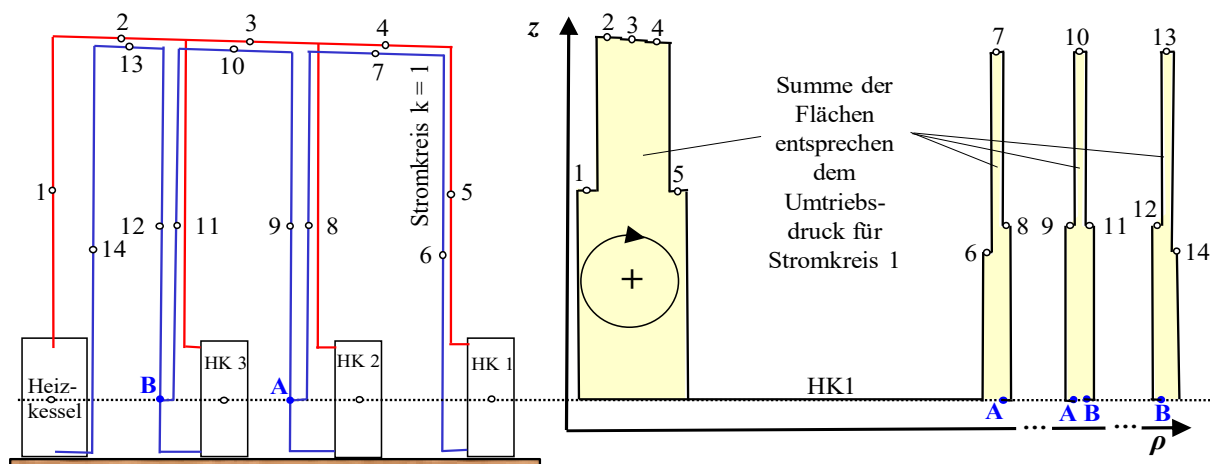


Bild 5.6 Ermittlung des Umtriebsdrucks für Stromkreis 1 bei einer Thermosyphonschaltung
An den Punkten A und B existieren Aufwärmungen des Rücklaufs. Die Abszisse ρ ist mit Unterbrechungen dargestellt, da sonst die Zeichnung durch Überlagerungen der drei Rücklauf-Flächen zu undeutlich würde.

tung" bezeichnet. Der Materialaufwand ist zwar viel größer als beispielsweise bei einer Verlegung gemäß Bild 5.3. Der Rechenaufwand reduziert sich aber, da das iterative Einpassen der Stromkreise in den peripheren Stromkreis entfällt.

Die im Bild 5.6 rechtsstehenden Flächen, die den Umtriebsdruck der Rücklaufleitungen repräsentieren, liegen in Wirklichkeit teilweise übereinander, wie die Anschlusspunkte A und B kennzeichnen. Der besseren Übersichtlichkeit wurden die Flächen jeweils separat dargestellt. Die Abszissenachse ρ wurde deshalb unterbrochen gezeichnet. Die Zahlenwerte müssen in diesem Fall zweimal neu beginnen, wobei Wiederholungen auftreten.

- Liegt die Rücklauf-Sammelleitung unterhalb der Heizkörper entsteht eine Fläche mit negativem Umtriebsdruck.

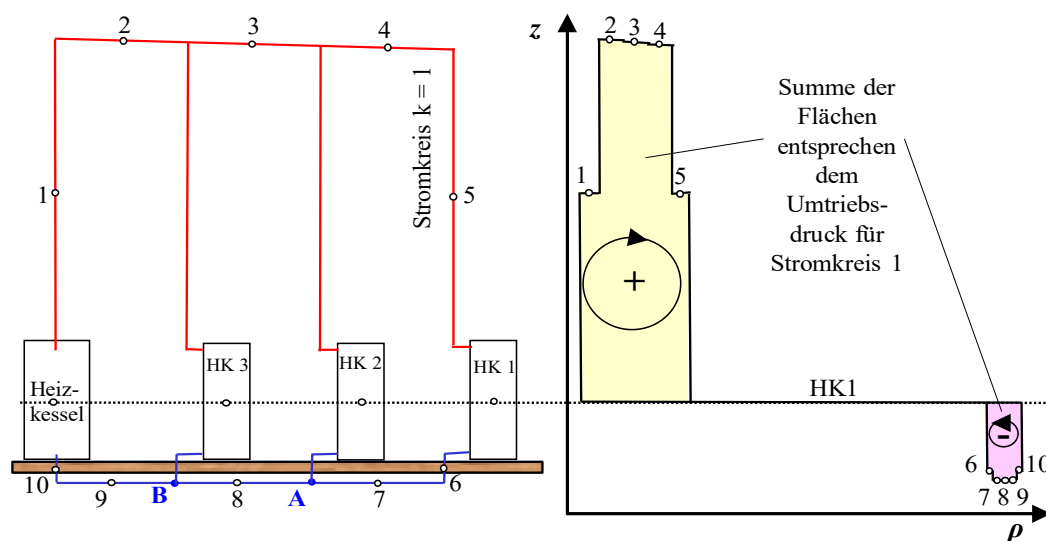


Bild 5.7 Ermittlung des Umtriebsdruckes für Stromkreis 1 bei einer Rücklaufführung unterhalb der Kessel-Heizkörper-Ebene

Der tiefliegende Rücklauf verursacht einen negativen Anteil des Umtriebsdruckes. Er ist aber klein, da die Wärmeabgaben und damit die Dichteänderungen in den Teilstrecken relativ gering sind. Eine Wärmedämmung würde diesen Anteil noch weiter reduzieren. Wenn es an den Punkten A und B noch eine Rücklauferwärmung geben würde, verkleinerte sich die negative Fläche weiter. In der Regel kann man diese Negativfläche unberücksichtigt lassen.

Bei *mehrgeschossigen Schwerkraftheizungen* mit tiefliegendem Wärmebereitsteller kann die mögliche Rücklaufauftemperaturerwärmung unbeachtet bleiben. Bei guter Berechnung der Strang-einpassungen werden eventuell an den Einbindepunkten A und B kleine Rücklaufauftemperaturen aber auch geringfügige zusätzliche Rücklaufabkühlungen auftreten, sodass diese in Summe vernachlässigbar sind. Das Bild 5.8. veranschaulicht dieses.

Der vernachlässigbare Einfluss wird im Beispiel 2 (Seite 43 ff.) quantitativ gezeigt.

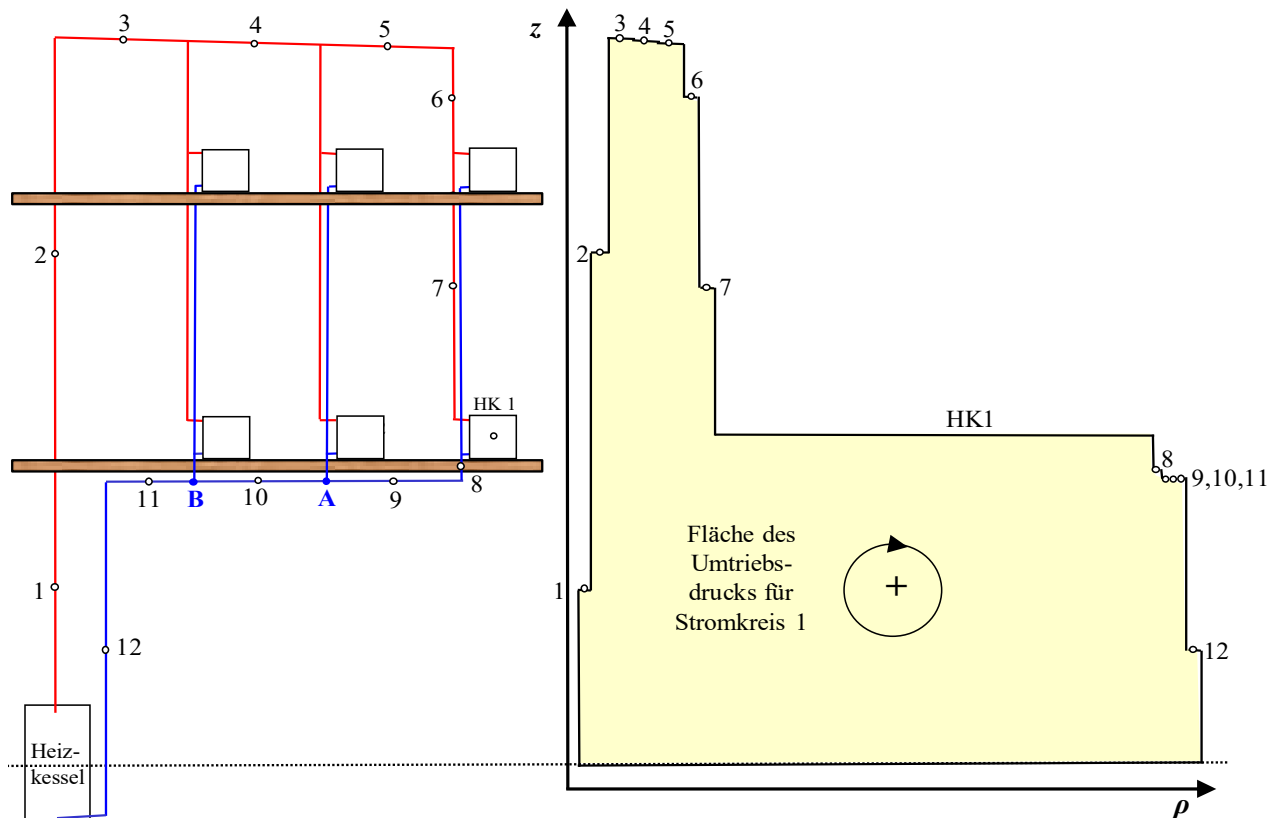


Bild 5.8 Ermittlung des Umtriebsdrucks für Stromkreis 1 (Heizkörper 1) für eine mehrgeschossige Schwerkraftheizung mit oberer Verteilung und Aufstellung des Wärmebereitstellers im Keller

An den Mischpunkten A und B könnten sowohl geringfügige Aufwärmungen als auch Abkühlungen auftreten ohne dass sich die den Umtriebsdruck repräsentierende Fläche maßgeblich ändern würde.

5.3 Bemessung der Kurzschlussstrecke bei Einrohrheizungen

Im Bild 4.1 sind u. a. vertikale Einrohrheizungen mit Kurzschlussstrecken gezeigt. Gewünscht wird eine definierte Massestromteilung (Kurzschlussstrecke: $\dot{m}_K$; Heizkörper: $\dot{m}_{HK}$). Beim Durchströmen entstehen die entsprechenden Druckverluste (Kurzschlussstrecke: Δp_K ; Heizkörper: Δp_{HK}). Sie müssten gleich groß sein, sodass für die Druckdifferenz zwischen A und B gilt:

$$\Delta p_{A-B} = \Delta p_{HK} = \Delta p_K. \quad (5.9)$$

Infolge der Temperaturänderungen entstehen aber zusätzliche Umtriebsdrücke. Ihre Ermittlung folgt gemäß Bild 5.9 aus dem z, ρ -Diagramm, welches auf den Abkühlungen basiert.

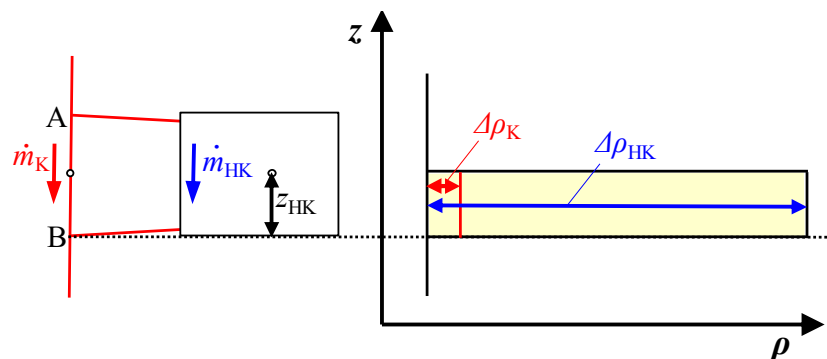


Bild 5.9 Schematische Darstellung zur Ermittlung der thermodynamischen Umtriebsdrücke für die Kurzschlussstrecke $\Delta p_{S,K}$ und den Heizkörper $\Delta p_{S,HK}$

Der Massestrom über die Kurzschlussstrecke $\dot{m}_K$ erfährt eine geringe Abkühlung, die zur Dichteänderung $\Delta\rho_K$ führt, die Abkühlung im Heizkörper ist dagegen sehr viel größer und bewirkt die Dichteänderung $\Delta\rho_{HK}$. Die zugehörigen Umtriebsdrücke ergeben sich somit unter Beachten der halben Heizkörperhöhe z_{HK} zu:

$$\Delta p_{S,K} = g \Delta\rho_K z_{HK} \quad \text{und} \quad \Delta p_{S,HK} = g \Delta\rho_{HK} z_{HK}. \quad (5.10)$$

Man kann sich die Wirkung der beiden Umtriebsdrücke wie im Abschnitt 5.1 wiederum als "kleine Umwälzpumpen" vorstellen, die einen Teil der Druckverluste kompensieren. Somit besteht folgende Gleichheit:

$$\Delta p_{HK} - \Delta p_{S,HK} = \Delta p_K - \Delta p_{S,K}. \quad (5.11)$$

Daraus folgt der Druckverlust, der über der Kurzschlussstrecke verbraucht werden darf zu:

$$\Delta p_K = \Delta p_{HK} - \Delta p_{S,HK} + \Delta p_{S,K} = \Delta p_{HK} + g z_{HK} (\Delta\rho_K - \Delta\rho_{HK}). \quad (5.12)$$

6 Ratschläge für die Berechnung von Schwerkraftheizungen

Da über viele Jahrzehnte Schwerkraftheizungen gebaut wurden, existieren umfangreiche Erfahrungen. Die entsprechenden Empfehlungen sind nicht widerspruchsfrei und bereits früher vehement diskutiert worden. Teilweise basieren sie auch auf Auslegungsdaten, die heute nicht mehr repräsentativ wären, wie beispielsweise Temperaturen, Spreizungen und Rohrsortimente. Generell kamen nur schwarze Stahlrohre – in der Frühzeit als Gewinderohre mit umfangreichem Temperguss-Fitting-Sortiment – zum Einsatz.

Zudem existierten eine Vielzahl von Berechnungstabellen, Diagrammen und Faustformeln mit engen Geltungsbereichen in früheren Maßsystemen, deren Wiedergabe nicht mehr sinnvoll ist. Genauso verhält es sich mit Tabellendruckvorlagen, die im Rahmen der Temperatur- und Druckverlust-Berechnung der Teilstrecken (und deren eventuelle Durchmesseränderung) auszufüllen waren und somit den Rechengang strukturiert vorgaben.

Deshalb beschränkt sich die Wiedergabe von Erfahrungswerten nur auf eine kleine Auswahl.

6.1 Berechnungsempfehlungen

- Die Auslegung der Anlage erfolgt für den *Volllastzustand*. Den einzelnen Heizkörpern j wird gemäß genormter Heizlastberechnung der abzugebende Wärmestrom (Wärmeleistung) $\dot{Q}_j$ zugewiesen. Eventuell ist eine vorab geschätzte Rohrwärmeabgabe zu subtrahieren.
- Das Temperaturregime für die Anlage (Vorlauftemperatur t_{VA} ; Rücklauftemperatur t_{RA} ; Temperaturspreizung $\Delta t_A = t_{VA} - t_{RA}$) wird fixiert.
 - Für Zweirohrheizungen mit dem Wärmebereitsteller im Keller wird Δt_A sowohl bei *unterer* als auch bei *oberer Verteilung* für *jeden* Heizkörper j in gleicher Größe $\Delta t_j = \Delta t_A$ angesetzt.
 - Für Stockwerksheizungen hat sich eine differenzierte Annahme nach Tabelle 6.1 als sinnvoll erwiesen. Dadurch wird die Einpassung der kesselnahen Stromkreise erleichtert (siehe Seite 17). Als Folge dieser im Mittel größeren Temperaturspreizungen ergeben sich auch größere Heizflächen.

Heizkörper- spreizung K		Entfernung des Heizkörpers vom Kessel in m							
		4	8	12	16	20	24	28	32
Größte Entfernung des Heizkörpers vom Kessel in m	4	20							
	8	22	20						
	12	24	22	20					
	16	26	24	22	20				
	20	28	26	24	22	20			
	24	30	28	26	24	22	20		
	28	32	30	28	26	24	22	20	
	32	34	32	30	28	26	24	22	20

Tabelle 6.1 Empfohlene Temperaturspreizungen für Stockwerksheizungen
Für den entferntesten Heizkörper gilt eine Spreizung von 20 K. Die kesselnahen Heizkörper j haben in Abhängigkeit der Vorlaufänge zwischen Kessel und Heizkörper größere Δt_j .

- Die Masseströme $\dot{m}_j$, die die Heizkörper beaufschlagen, ergeben sich dann gemäß Gl. (1.1).
- Die Berechnung der Anlage beginnt man mit dem ungünstigsten Stromkreis. Dieser wird durch den entferntesten, niedrigst gelegenen Heizkörper repräsentiert.
- Die Teilstrecken werden nummeriert und die Länge des ungünstigsten Stromkreises l_{SK} über den Vor- und Rücklauf bestimmt.
- Für Zweirohrheizungen mit dem Wärmebereitsteller im Keller wird der verfügbare thermodynamische Umtriebsdruck überschlägig bestimmt.

- Bei *unterer Verteilung* werden die Dichteänderungen infolge Rohrabkühlung vernachlässigt und nur die Abkühlungspunkte in der Mitte der Heizkörper j betrachtet. Damit vereinfacht sich die Berechnung enorm. Aus Gl. (3.10) folgt mit z_{HK} der Höhe Mitte Heizkörper über Mitte Wärmebereitsteller und der Dichteänderung $\Delta\rho_A = \Delta\rho_j$ bei der zugrunde gelegten Temperaturspreizung $\Delta t_A = \Delta t_j$ für den zugehörigen Stromkreis k

$$\Delta p_{S,k} = g z_{HK} \Delta\rho_A. \quad (6.1)$$

Damit ist der Umtriebsdruck für alle auf gleicher Höhe angeordneten Heizkörper gleich! Der Fehler wird mit 1 ... 2 % angegeben.

- Bei *oberer Verteilung* ist die Rohrabkühlung – vor allem in den Vorlaufleitungen – nicht vernachlässigbar, da sie einen bedeutenden Anteil des Umtriebsdruckes darstellt. Da dieser Anteil bei jedem Stromkreis unterschiedlich ist, kann er nicht pauschal berücksichtigt werden. Gl. (3.10) ist – wie bereits im Bild 5.8 schematisch dargestellt – auszuwerten. Damit setzt sich der thermodynamische Umtriebsdruck $\Delta p_{S,k}$ aus der Massestromabkühlung in den Rohren und im Heizkörper zusammen. Für eine erste Annahme sind in Tabelle 6.2 Erfahrungswerte a als Zuschlag zu einem Grundwert nach Gl. (6.1) zusammengestellt. Er wird in Abhängigkeit von der Höhe H der Verteilungsleitung, vom Abstand des Heizkörpers vom Wärmebereitsteller L , von der Höhe Mitte Heizkörper über Mitte Wärmebereitsteller z_{HK} und der Rohrverlegeart (frei vor der Wand oder in Wandschlitz) angegeben. Der thermodynamische Umtriebsdruck für den Stromkreis berechnet sich dann überschlägig nach der Formel

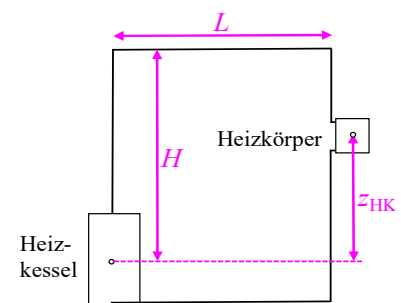
$$\Delta p_{S,k} = g z_{HK} \Delta\rho_A (1 + a). \quad (6.2)$$

L m	H m	z _{HK} in m			H m	z _{HK} in m					
		4	8	12		4	8	12	16	20	24
10	8	0,15 0,25			20	0,60 0,85	0,20 0,30	0,10 0,15	0,05 0,10		
25		0,15 0,25				0,65 0,90	0,25 0,35	0,10 0,15	0,10 0,10		
50		0,20 0,30				0,70 0,95	0,30 0,40	0,15 0,20	0,10 0,10		
75		0,20 0,35				0,80 1,05	0,35 0,45	0,15 0,20	0,10 0,15		
100		0,25 0,35				0,90 1,15	0,40 0,50	0,20 0,25	0,15 0,15		
10	12	0,30 0,45	0,10 0,15		24	0,75 1,05	0,30 0,40	0,15 0,20	0,10 0,15	0,05 0,10	
25		0,35 0,50	0,10 0,15			0,80 1,10	0,35 0,45	0,15 0,20	0,10 0,15	0,05 0,10	
50		0,40 0,55	0,15 0,20			0,90 1,20	0,40 0,50	0,20 0,25	0,15 0,20	0,10 0,10	
75		0,45 0,60	0,15 0,20			1,00 1,30	0,45 0,55	0,25 0,30	0,15 0,20	0,10 0,10	
100		0,50 0,65	0,20 0,25			1,20 1,50	0,50 0,60	0,35 0,40	0,20 0,25	0,15 0,15	
10	16	0,45 0,65	0,15 0,20	0,05 0,05	28	0,90 1,20	0,40 0,50	0,20 0,25	0,15 0,20	0,10 0,10	0,05 0,05
25		0,45 0,65	0,15 0,20	0,05 0,10		1,00 1,30	0,45 0,55	0,25 0,30	0,15 0,20	0,10 0,10	0,05 0,05
50		0,50 0,70	0,20 0,25	0,10 0,10		1,10 1,40	0,50 0,60	0,30 0,35	0,20 0,25	0,10 0,15	0,10 0,10
75		0,60 0,80	0,25 0,30	0,10 0,15		1,20 1,50	0,55 0,65	0,35 0,40	0,20 0,25	0,15 0,20	0,10 0,15
100		0,70 0,90	0,30 0,35	0,15 0,20		1,50 1,80	0,70 0,80	0,45 0,50	0,30 0,35	0,20 0,25	0,15 0,20

Tabelle 6.2 Empfohlener Zuschlagswert a für Gl. (6.2) für Zweirohrheizungen mit oberer Verteilung (Verlegung im Dachraum, Rohre gedämmt) und Wärmebereitsteller im Keller (L , H und z_{HK} siehe Bild 6.1) [Autor: vermutlich Dr. WINDISCH, TU Dresden]

Ungedämmte Rohre in Mauerschlitzen: **rote Zahl a** ; ungedämmte Rohre auf Putz: **blaue Zahl a**

Bild 6.1 Charakteristische Parameter zur Nutzung der Tabelle 6.1



- Bei Stockwerksheizungen ist auf jeden Fall eine sehr genaue, detaillierte Ermittlung $\Delta p_{S,k}$ nach Gl. (3.10) erforderlich, da die Rohrabkühlung *allein* den Umtriebsdruck für den jeweiligen Stromkreis bewirkt. Dies ist bereits in den Bildern 5.3 bis 5.7 detailliert beschrieben.
- Es ist stets ein Rohrnetz zugrunde zu legen, welches nachgerechnet und iterativ angepasst werden muss. Als Bemessungsgrundlage dient in der Regel der mittlere verfügbare Druckverlust pro m Rohr.

Nach Gl. (3.4) treten außer der Rohrreibung noch Druckverluste durch Einzelwiderstände auf. Deren Größe ist im momentanen Berechnungszustand aber noch nicht bekannt. Deshalb wird deren Größe als Anteil vom Gesamtdruckverlust geschätzt. Gl. (3.4) wird mit dem Staudruck

$$S_i = \frac{\rho_i}{2} w_i^2 \quad (6.3)$$

umgeformt zu:

$$\Delta p_{R,i} = \left(\lambda_i \frac{l_i}{d_i} + \Sigma \zeta_i \right) S_i = \lambda_i \frac{S_i}{d_i} l_i + \Sigma \zeta_i S_i = R_i l_i + Z_i. \quad (6.4)$$

Der Gesamtdruckverlust über alle Teilstrecken i , die Elemente des ungünstigsten Stromkreises k sind, bildet die Grundlage für die Ermittlung von R_m , der mittleren Rohrreibung pro m Rohr. Zur Abkürzung werden gesetzt:

$$\Delta p_{R,k} = \sum_{i \in k} \Delta p_{R,i} ; \quad l_k = \sum_{i \in k} l_i ; \quad Z_k = \sum_{i \in k} Z_i. \quad (6.5)$$

Damit folgen

$$\Delta p_{R,k} = R_m l_k + Z_k \quad \rightarrow \quad R_{m,k} = \frac{\Delta p_{R,k} - Z_k}{l_k} = \frac{\Delta p_{R,k}(1 - \alpha)}{l_k}, \quad (6.6)$$

wobei α der Anteil des Druckverlustes durch Einzelwiderstände am Gesamtdruckverlust ist. Es gelten die Annahmen:

$$\alpha = \frac{Z}{\Delta p_R} \approx 0,5 \text{ für große Anlagen, } \alpha = \frac{Z}{\Delta p_R} \approx 0,66 \text{ für kleine Anlagen.} \quad (6.7)$$

Ausgehend vom verfügbaren thermodynamischen Umtriebsdruck $\Delta p_{S,k}$ gemäß Gln. (6.1) oder (6.2) berechnet sich der mittlere Druckverlust bei hydraulischer Abgeglichenheit zu:

$$R_{m,k} = \frac{\Delta p_{S,k}(1 - \alpha)}{l_k}. \quad (6.8)$$

Mit dem in der Teilstrecke i fließenden Massestrom $\dot{m}_i$ und dem für den Stromkreis k ermittelten $R_{m,k}$ kann für jede Teilstrecke i in Druckverlusttabellen ein geeigneter Rohrdurchmesser aufgesucht werden. Diese Rohrdurchmesser bilden eine erste Dimensionierungsannahme für die Teilstrecken i des Stromkreises k . Auf dieser Annahme basiert dann die Nachrechnung.

Hinweis: Da man aufgrund der Normdurchmesserreihe nur im Ausnahmefall eine gute Übereinstimmung erreichen wird, sollte man in Kesselnähe besser etwas kleinere Durchmesser auswählen und dafür in größerer Entfernung zur Kompensation etwas größere Durchmesser auswählen. Dadurch folgt eine gleichmäßigere Aufheizung der Anlage.

- Für *Stockwerksheizungen* existiert in der Regel kein durch die Heizkörper verursachter Umtriebsdruck, da diese auf gleicher Höhe mit dem Wärmebereitsteller liegen. Um dennoch eine erste Dimensionierung des Rohrnetzes vornehmen zu können, hat MACSKÁSY eine spezielle Betrachtung vorgenommen. Sie geht davon aus, dass der Umtriebsdruck, der durch in der Höhe z_i über Kesselmitte liegenden Vorlaufverteilleitung (Teilstrecke i) erzeugt wird, für den Druckverlust in dieser Teilstrecke und in der zugehörigen Rücklaufsammelleitung verfügbar ist. Nach umfangreicher Ermittlung der Wärmeabgabe an die Umgebung und dem Druckverlust in der Rohrleitung sowie der Annahme $\alpha = 0,66$ (siehe Gl. (6.7)) erhält man eine Aussage über die Wassergeschwindigkeit in diesen beiden Rohrabschnitten zu:

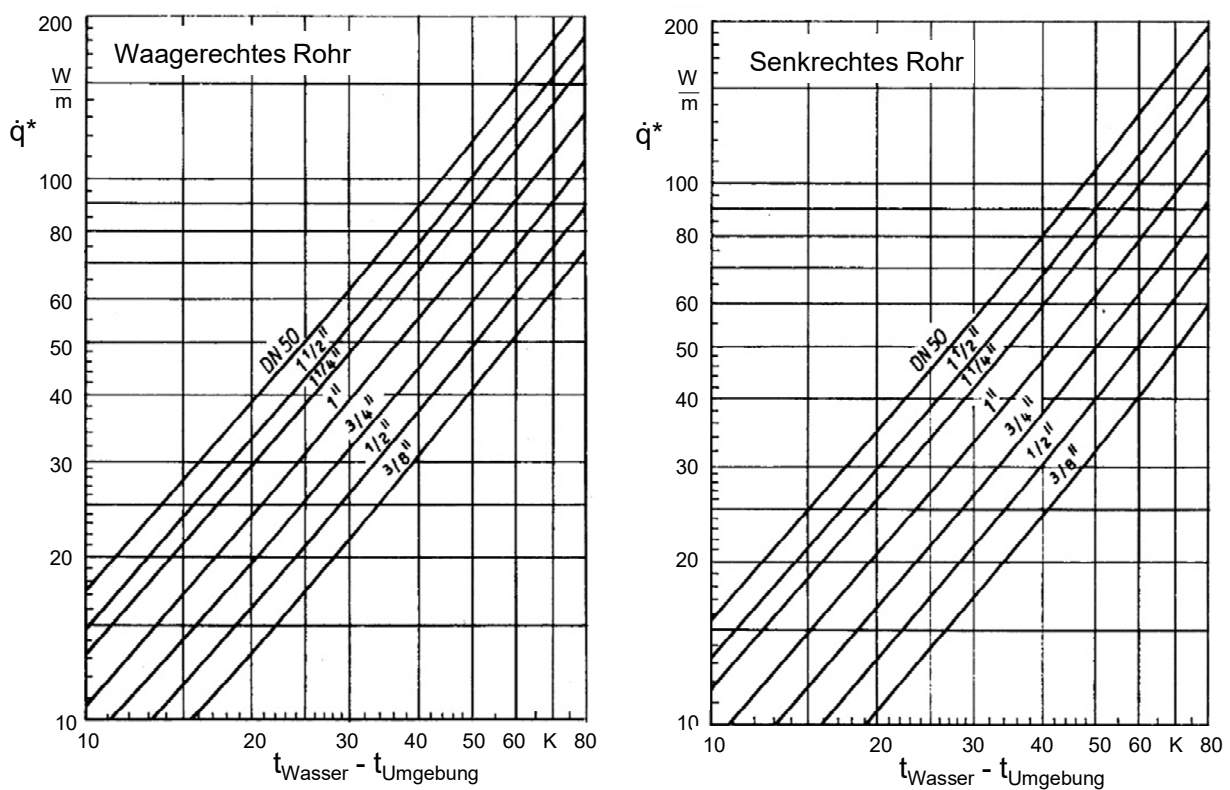
$$w_i = 0,05 \sqrt[3]{z_i} \quad \text{mit } z_i \text{ in m und } w_i \text{ in m/s.} \quad (6.9)$$

6.2 Berechnungstafeln

Auf die Wiedergabe der früher üblichen Berechnungstafeln und Tabellen wird verzichtet, da sich sowohl die Einheiten als auch die Materialien, wie beispielsweise Rohrsortimente, ändern. Schließlich ist auch ein enormer Erkenntnisgewinn z. B. beim Wärmeübergang an Rohren auf Basis von Nusseltgleichungen zu verzeichnen. Nachfolgend werden in den Tafeln eigene Berechnungsergebnisse verwendet, die mittels detaillierter Berechnungen entstanden. Sie sind auch an anderen Stellen bereits veröffentlicht worden.

Tafel 1

Spezifische Wärmeabgabe $\dot{q}^*$ in W/m von nackten Rohrleitungen in Gebäuden



t_{Wasser} = mittlere Wassertemperatur $\approx$ Teilstreckeneintrittstemperatur t' ; t_{Umgebung} = Raumtemperatur

Quelle: [3, Seite 351]

Wärmeabgabe des Rohres: $\dot{Q} = \dot{q}^* l$ mit l Rohrlänge

Wasserabkühlung nach Gl. (3.3):

$$\Delta t = t' - t'' = \frac{\dot{Q}}{c \dot{m}}.$$

Tafel 2**Spezifische Wärmeabgabe $\dot{q}^{**}$ in W/(m K) gedämmter Rohrleitungen in Gebäuden und Kanälen für Rohre nach DIN 2440, 2448, 2458**Wärmeleitfähigkeit des Dämmmaterials $\lambda_{\text{Dämmung}} = 0,05 \text{ W/(m K)}$

Dämm- dicke	Rohrinnendurchmesser												
mm	10	15	20	25	32	40	50	65	80	100	125	150	200
30	0,192	0,214	0,243	0,277	0,320	0,348	0,404	0,478	0,537	0,653	0,768	0,897	1,125
40	0,171	0,189	0,213	0,240	0,274	0,297	0,342	0,400	0,447	0,538	0,628	0,730	0,908
50			0,192	0,216	0,244	0,264	0,301	0,350	0,388	0,464	0,539	0,622	0,769
60				0,198	0,223	0,240	0,272	0,314	0,348	0,412	0,476	0,547	0,672
80						0,208	0,234	0,267	0,293	0,344	0,394	0,449	0,546
100							0,209	0,237	0,259	0,301	0,342	0,387	0,466
120								0,216	0,234	0,271	0,306	0,344	0,412

Quelle: [3, Seite 401] und Überarbeitung auf o. g. DIN

Wärmeabgabe des Rohres: $\dot{Q} = \dot{q}^{**} l (t_{\text{Wasser}} - t_{\text{Umgebung}})$

mit

 l Rohrlänge t_{Wasser} = mittlere Wassertemperatur $\approx$ Teilstreckeneintrittstemperatur t' t_{Umgebung} = Raumtemperatur bzw. KanaltemperaturBei abweichender Wärmeleitfähigkeit $\lambda_{\text{Dämmung}}$ gilt näherungsweise die Korrektur:

$$\dot{Q} = \dot{q}^{**} l (t_m - t_U) \frac{\lambda_{\text{Dämmung}}}{0,05}$$

Wasserabkühlung nach Gl. (3.3):

$$\Delta t = t' - t'' = \frac{\dot{Q}}{c \dot{m}}.$$

Tafel 3**Druckverlusttabellen für Wasser bei einer mittleren Temperatur von 80 °C**

ROM Arbeitsmappe HEIZUNG	Druckverlusttabellen für Wasser				10 A 4
					Programm
Konventionelles Rohrsortiment nach DIN 2440 und DIN 2448					
	Nennweite DN	Außendurch- messer d _a	Wanddicke s	Innendurch- messer d _i	Rohrauhig- keit ε
	mm	mm	mm	mm	mm
Stahlrohre DIN 2440 Mittelschwere Gewinderohre	10	17.2	2.35	12.5	0.045
	15	21.3	2.65	16.0	
	20	26.9	2.65	21.6	
	25	33.7	3.25	27.2	
	32	42.4	3.25	35.9	
Stahlrohre DIN 2448 nahtlos	40	48.3	2.6	43.1	0.045
	50	60.3	2.9	54.5	
	65	76.1	2.9	70.3	
	80	88.9	3.2	82.5	
	100	114.3	3.6	107.1	
	125	139.7	4.0	131.7	
	150	168.3	4.5	159.3	
	200	219.1	6.3	206.5	
	250	273.0	6.3	260.4	
	300	323.9	7.1	309.7	
	350	355.6	8.0	339.6	
	400	406.4	8.8	388.8	
	450	457.0	10.0	437.0	
	500	508.0	11.0	486.0	
	600	610.0	12.5	585.0	
Bezugstemperatur: t _B = 80 °C					
minimale Geschwindigkeit: w _{min} = 0.01 m/s					
maximale Geschwindigkeit: w _{max} = 5.00 m/s					
Einheit des Massestroms: kg/h					
Druckverlusttabellen für die manuelle Berechnung von Wasserheizungsanlagen existieren für verschiedene Rohrsortimente und Bezugstemperaturen.					
Die Teilstrecken des Vor- und des Rücklaufs werden üblicherweise mit den gleichen Bezugstemperaturen berechnet, wobei t _B = (t _v + t _R) / 2 gelten sollte, damit sich der Fehler kompensiert.					

Tafel 3.1

ROM	Konventionelles Rohrsortiment DIN 2440 und DIN 2448			Temp. 80 °C	Massestrom 3.2 ... 10.0 kg/h	Bl. 10 A 4 Wasser
DN	10	15	20			
Durchmesser in mm (innen)	12.5	16.0	21.6			
Masse- strom kg/h	Druckverlust Geschwindigkeit Staudruck	R in Pa/m w in m/s S in Pa				
3.2						
3.4						
3.6						
3.8						
4.0						
4.2						
4.4	0.745 +0.01 0.051					
4.6	0.779 +0.01 0.056					
4.8	0.813 +0.01 0.061					
5.0	0.847 +0.01 0.066					
5.2	0.881 +0.01 0.071					
5.4	0.914 +0.01 0.077					
5.6	0.948 +0.01 0.083					
5.8	0.982 +0.01 0.089					
6.0	1.02 +0.01 0.095					
6.3	1.07 +0.01 0.105					
6.6	1.12 +0.02 0.115					
6.9	1.17 +0.02 0.125					
7.2	1.22 +0.02 0.137	0.454 +0.01 0.051				
7.5	1.27 +0.02 0.148	0.473 +0.01 0.055				
8.0	1.35 +0.02 0.169	0.505 +0.01 0.063				
8.5	1.44 +0.02 0.190	0.536 +0.01 0.071				
9.0	1.52 +0.02 0.213	0.568 +0.01 0.080				
9.5	1.61 +0.02 0.238	0.599 +0.01 0.089				
10.0	1.69 +0.02 0.264	0.631 +0.01 0.098				

Gemäß "Internationalem Einheitensystem" sollten die Berechnungen mit dem Massestrom in kg/s durchgeführt werden.

In der Praxis verwendet man aber gerne die besser vorstellbare Einheit kg/h. Aus diesem Grund sind auch die Tabellen entsprechend gestaltet.

Geschwindigkeitswerte w mit einem vorangestellten "Plus" (z. B. w = +0,02 m/s) bedeuten laminare Strömung.

Tafel 3.2

ROM	Konventionelles Rohrsortiment DIN 2440 und DIN 2448				Temp. 80 °C	Massestrom 10.0 ... 30.0 kg/h	Bl. 10 A 4 Wasser
DN	10	15	20	25			
Durchmesser in mm (innen)	12.5	16.0	21.6	27.2			
Masse- strom kg/h	Druckverlust Geschwindigkeit Staudruck	R in Pa/m w in m/s S in Pa					
10.0	1.69 +0.02 0.264	0.631 +0.01 0.098					
10.5	1.78 +0.02 0.291	0.662 +0.01 0.108					
11.0	1.86 +0.03 0.319	0.694 +0.02 0.119					
11.5	1.95 +0.03 0.348	0.725 +0.02 0.130					
12.0	2.03 +0.03 0.379	0.757 +0.02 0.141					
12.5	2.12 +0.03 0.412	0.789 +0.02 0.153					
13.0	2.20 +0.03 0.445	0.820 +0.02 0.166	0.247 +0.01 0.050				
13.5	2.29 +0.03 0.480	0.852 +0.02 0.179	0.256 +0.01 0.054				
14.0	2.37 +0.03 0.516	0.883 +0.02 0.192	0.266 +0.01 0.058				
15.0	2.54 +0.03 0.593	0.946 +0.02 0.221	0.285 +0.01 0.066				
16.0	2.71 +0.04 0.675	1.01 +0.02 0.251	0.304 +0.01 0.076				
17.0	2.88 +0.04 0.762	1.07 +0.02 0.284	0.323 +0.01 0.085				
18.0	3.05 +0.04 0.854	1.14 +0.03 0.318	0.342 +0.01 0.096				
19.0	3.22 +0.04 0.951	1.20 +0.03 0.354	0.361 +0.01 0.107				
20.0	3.39 +0.05 1.05	1.26 +0.03 0.393	0.380 +0.02 0.118				
21.0	3.56 +0.05 1.16	1.32 +0.03 0.433	0.399 +0.02 0.130	0.159 +0.01 0.052			
22.0	3.73 +0.05 1.28	1.39 +0.03 0.475	0.418 +0.02 0.143	0.166 +0.01 0.057			
23.0	3.89 +0.05 1.39	1.45 +0.03 0.519	0.437 +0.02 0.156	0.174 +0.01 0.062			
24.0	4.06 +0.06 1.52	1.51 +0.03 0.565	0.456 +0.02 0.170	0.181 +0.01 0.068			
25.0	4.23 +0.06 1.65	1.58 +0.04 0.614	0.475 +0.02 0.185	0.189 +0.01 0.073			
26.0	4.40 +0.06 1.78	1.64 +0.04 0.664	0.494 +0.02 0.200	0.196 +0.01 0.079			
27.0	4.57 +0.06 1.92	1.70 +0.04 0.716	0.513 +0.02 0.215	0.204 +0.01 0.086			
28.0	4.74 +0.07 2.07	1.77 +0.04 0.770	0.532 +0.02 0.232	0.211 +0.01 0.092			
29.0	4.91 +0.07 2.22	1.83 +0.04 0.826	0.551 +0.02 0.249	0.219 +0.01 0.099			
30.0	5.07 +0.07 2.37	1.89 +0.04 0.883	0.570 +0.02 0.266	0.227 +0.01 0.106			

Bearbeiter Dr. B. Glück ; Dipl.-Ing. A. Nebeck (ROM-Zentrale) 11.1992

Tafel 3.3

ROM		Konventionelles Rohrsortiment DIN 2440 und DIN 2448					Temp. 80 °C	Massestrom 32 ... 100 kg/h	Bl. 10 A 4 Wasser
DN		10	15	20	25	32	40	50	
Durchmesser in mm (innen)		12.5	16.0	21.6	27.2	35.9	43.1	54.5	
Masse- strom kg/h	Druckverlust Geschwindigkeit w Staudruck			R in Pa/m S in Pa					
32	10.5 0.07 2.70	2.02 +0.05 1.01	0.608 +0.02 0.303	0.242 +0.02 0.120					
34	11.7 0.08 3.05	2.14 +0.05 1.13	0.646 +0.03 0.342	0.257 +0.02 0.136					
36	12.9 0.08 3.42	2.27 +0.05 1.27	0.684 +0.03 0.383	0.272 +0.02 0.152	0.090 +0.01 0.050				
38	14.2 0.09 3.81	4.35 +0.05 1.42	0.722 +0.03 0.427	0.287 +0.02 0.170	0.095 +0.01 0.056				
40	15.5 0.09 4.22	4.75 +0.06 1.57	0.760 +0.03 0.473	0.302 +0.02 0.188	0.100 +0.01 0.062				
42	16.9 0.10 4.65	5.17 +0.06 1.73	0.798 +0.03 0.521	0.317 +0.02 0.207	0.105 +0.01 0.068				
44	18.3 0.10 5.10	5.60 +0.06 1.90	0.836 +0.03 0.572	0.332 +0.02 0.228	0.110 +0.01 0.075				
46	19.8 0.11 5.58	6.05 +0.07 2.08	0.874 +0.04 0.625	0.347 +0.02 0.249	0.114 +0.01 0.082				
48	21.3 0.11 6.07	6.51 +0.07 2.26	0.912 +0.04 0.681	0.363 +0.02 0.271	0.119 +0.01 0.089				
50	22.9 0.12 6.59	6.98 +0.07 2.45	0.950 +0.04 0.739	0.378 +0.02 0.294	0.124 +0.01 0.097				
52	24.5 0.12 7.13	7.48 +0.07 2.65	1.79 +0.04 0.799	0.393 +0.03 0.318	0.129 +0.01 0.105	0.062 +0.01 0.050			
54	26.2 0.13 7.68	7.98 +0.08 2.86	1.91 +0.04 0.862	0.408 +0.03 0.343	0.134 +0.02 0.113	0.065 +0.01 0.054			
56	28.0 0.13 8.26	8.50 +0.08 3.08	2.03 +0.04 0.927	0.423 +0.03 0.369	0.139 +0.02 0.121	0.067 +0.01 0.058			
58	29.8 0.14 8.86	9.04 +0.08 3.30	2.16 +0.05 0.994	0.438 +0.03 0.395	0.144 +0.02 0.130	0.069 +0.01 0.063			
60	31.6 0.14 9.49	9.59 +0.09 3.53	2.29 +0.05 1.06	0.453 +0.03 0.423	0.149 +0.02 0.139	0.072 +0.01 0.067			
63	34.4 0.15 10.5	10.4 +0.09 3.90	2.49 +0.05 1.17	0.476 +0.03 0.466	0.157 +0.02 0.154	0.075 +0.01 0.074			
66	37.4 0.15 11.5	11.3 +0.09 4.28	2.69 +0.05 1.29	0.902 +0.03 0.512	0.164 +0.02 0.169	0.079 +0.01 0.081			
69	40.5 0.16 12.5	12.2 +0.10 4.67	2.91 +0.05 1.41	0.972 +0.03 0.560	0.172 +0.02 0.184	0.083 +0.01 0.089			
72	43.7 0.17 13.7	13.2 +0.10 5.09	3.13 +0.06 1.53	1.05 +0.04 0.609	0.179 +0.02 0.201	0.086 +0.01 0.097			
75	47.0 0.17 14.8	14.2 +0.11 5.52	3.36 +0.06 1.66	1.12 +0.04 0.661	0.187 +0.02 0.218	0.090 +0.01 0.105			
80	52.8 0.19 16.9	15.9 +0.11 6.28	3.75 +0.06 1.89	1.25 +0.04 0.752	0.199 +0.02 0.248	0.096 +0.02 0.119			
85	58.8 0.20 19.0	17.7 +0.12 7.09	4.17 +0.07 2.14	1.39 +0.04 0.849	0.374 +0.02 0.280	0.102 +0.02 0.135	0.040 +0.01 0.053		
90	65.2 0.21 21.3	19.6 +0.13 7.95	4.61 +0.07 2.39	1.53 +0.04 0.952	0.412 +0.03 0.314	0.108 +0.02 0.151	0.042 +0.01 0.059		
95	71.9 0.22 23.8	21.5 +0.14 8.86	5.06 +0.07 2.67	1.68 +0.05 1.06	0.451 +0.03 0.350	0.114 +0.02 0.168	0.045 +0.01 0.066		
100	78.9 0.23 26.4	23.6 +0.14 9.82	5.54 +0.08 2.96	1.84 +0.05 1.18	0.493 +0.03 0.387	0.120 +0.02 0.186	0.047 +0.01 0.073		

Bearbeiter: Dr. B. Glück ; Dipl.-Ing. A. Nebeck (ROM-Zentrale) 11.1992

Tafel 3.4

ROM		Konventionelles Rohrsortiment DIN 2440 und DIN 2448				Temp. 80 °C		Massestrom 100 ... 300 kg/h		Bl. 10 A 4 Wasser		
DN	10	15	20	25	32	40	50	65	80			
Durchmesser in mm (innen)	12.5	16.0	21.6	27.2	35.9	43.1	54.5	70.3	82.5			
Masse- strom kg/h	Druckverlust R in Pa/m Geschwindigkeit w in m/s Staudruck S in Pa											
100	78.9 0.23 26.4	23.6 0.14 9.82	5.54 0.08 2.96	1.84 0.05 1.18	0.493 0.03 0.387	0.120 +0.02 0.186	0.047 +0.01 0.073					
105	86.1 0.24 29.1	25.7 0.15 10.8	6.03 0.08 3.26	2.00 0.05 1.30	0.535 0.03 0.427	0.226 0.02 0.206	0.049 +0.01 0.080					
110	93.7 0.26 31.9	27.9 0.16 11.9	6.54 0.09 3.58	2.17 0.05 1.42	0.580 0.03 0.469	0.244 0.02 0.226	0.052 +0.01 0.088					
115	102 0.27 34.8	30.3 0.16 13.0	7.07 0.09 3.91	2.34 0.06 1.55	0.626 0.03 0.512	0.264 0.02 0.247	0.054 +0.01 0.096					
120	110 0.28 37.9	32.6 0.17 14.1	7.62 0.09 4.26	2.52 0.06 1.69	0.673 0.03 0.558	0.283 0.02 0.268	0.056 +0.01 0.105					
125	118 0.29 41.2	35.1 0.18 15.3	8.19 0.10 4.62	2.71 0.06 1.84	0.722 0.04 0.605	0.304 0.02 0.291	0.059 +0.02 0.114					
130	127 0.30 44.5	37.7 0.18 16.6	8.77 0.10 4.99	2.90 0.06 1.99	0.772 0.04 0.655	0.325 0.03 0.315	0.107 0.02 0.123					
135	136 0.31 48.0	40.3 0.19 17.9	9.38 0.11 5.39	3.10 0.07 2.14	0.824 0.04 0.706	0.346 0.03 0.340	0.114 0.02 0.133					
140	146 0.33 51.6	43.1 0.20 19.2	10.0 0.11 5.79	3.30 0.07 2.30	0.877 0.04 0.759	0.369 0.03 0.365	0.122 0.02 0.143	0.024 +0.01 0.052				
150	165 0.35 59.3	48.8 0.21 22.1	11.3 0.12 6.65	3.72 0.07 2.64	0.988 0.04 0.871	0.415 0.03 0.419	0.137 0.02 0.164	0.025 +0.01 0.059				
160	186 0.37 67.5	54.8 0.23 25.1	12.7 0.12 7.57	4.17 0.08 3.01	1.11 0.05 0.992	0.464 0.03 0.477	0.153 0.02 0.187	0.027 +0.01 0.067				
170	208 0.40 76.2	61.2 0.24 28.4	14.1 0.13 8.54	4.63 0.08 3.40	1.23 0.05 1.12	0.515 0.03 0.539	0.169 0.02 0.211	0.051 0.01 0.076				
180	231 0.42 85.4	67.9 0.26 31.8	15.6 0.14 9.58	5.13 0.09 3.81	1.36 0.05 1.25	0.568 0.04 0.604	0.187 0.02 0.236	0.056 0.01 0.085				
190	256 0.44 95.1	74.9 0.27 35.4	17.2 0.15 10.7	5.64 0.09 4.24	1.49 0.05 1.40	0.623 0.04 0.673	0.205 0.02 0.263	0.062 0.01 0.095	0.017 +0.01 0.050			
200	281 0.47 105	82.3 0.28 39.3	18.9 0.16 11.8	6.17 0.10 4.70	1.63 0.06 1.55	0.681 0.04 0.746	0.224 0.02 0.292	0.067 0.01 0.105	0.032 0.01 0.056			
210	308 0.49 116	90.0 0.30 43.3	20.6 0.16 13.0	6.73 0.10 5.18	1.77 0.06 1.71	0.741 0.04 0.822	0.243 0.03 0.322	0.073 0.02 0.116	0.034 0.01 0.061			
220	336 0.51 128	98.0 0.31 47.5	22.4 0.17 14.3	7.31 0.11 5.69	1.92 0.06 1.87	0.803 0.04 0.902	0.263 0.03 0.353	0.079 0.02 0.127	0.037 0.01 0.067			
230	365 0.54 139	106 0.33 51.9	24.2 0.18 15.6	7.91 0.11 6.22	2.08 0.06 2.05	0.868 0.05 0.986	0.284 0.03 0.386	0.085 0.02 0.139	0.040 0.01 0.073			
240	396 0.56 152	115 0.34 56.5	26.2 0.19 17.0	8.53 0.12 6.77	2.24 0.07 2.23	0.934 0.05 1.07	0.306 0.03 0.420	0.092 0.02 0.152	0.043 0.01 0.080			
250	427 0.58 165	124 0.36 61.4	28.2 0.19 18.5	9.17 0.12 7.35	2.41 0.07 2.42	1.00 0.05 1.17	0.328 0.03 0.456	0.098 0.02 0.165	0.046 0.01 0.087			
260	460 0.61 178	133 0.37 66.4	30.3 0.20 20.0	9.83 0.13 7.95	2.58 0.07 2.62	1.07 0.05 1.26	0.351 0.03 0.493	0.105 0.02 0.178	0.049 0.01 0.094			
270	494 0.63 192	143 0.38 71.6	32.4 0.21 21.5	10.5 0.13 8.57	2.75 0.08 2.82	1.15 0.05 1.36	0.375 0.03 0.532	0.112 0.02 0.192	0.053 0.01 0.101			
280	529 0.65 207	153 0.40 77.0	34.6 0.22 23.2	11.2 0.14 9.21	2.94 0.08 3.04	1.22 0.05 1.46	0.399 0.03 0.572	0.119 0.02 0.207	0.056 0.01 0.109			
290	565 0.68 222	163 0.41 82.6	36.9 0.23 24.9	12.0 0.14 9.88	3.12 0.08 3.26	1.30 0.06 1.57	0.424 0.04 0.613	0.127 0.02 0.222	0.060 0.02 0.117			
300	602 0.70 237	174 0.43 88.3	39.2 0.23 26.6	12.7 0.15 10.6	3.32 0.08 3.49	1.38 0.06 1.68	0.450 0.04 0.656	0.134 0.02 0.237	0.063 0.02 0.125			

Bearbeiter: Dr. B. Glück ; Dipl.-Ing. A. Nebeck (ROM-Zentrale) 11.1.72

Tafel 3.5

ROM	Konventionelles Rohrsortiment						Temp. 80 °C	Massestrom				Bl. 10 A 4	
	DIN 2440 und DIN 2448							320 ... 1000 kg/h				Wasser	
	DN	10	15	20	25	32		40	50	65	80	100	125
Durchmesser in mm (innen)	12.5	16.0	21.6	27.2	35.9	43.1	54.5	70.3	82.5	107.1	131.7	159.3	
Masse- strom kg/h	Druckverlust Geschwindigkeit Staudruck												
			R in Pa/m S in m/s										
320	680 0.75 270	196 0.45 101	44.1 0.25 30.3	14.3 0.16 12.0	3.72 0.09 3.97	1.54 0.06 1.91	0.503 0.04 0.747	0.150 0.02 0.270	0.070 0.02 0.142	0.021 0.01 0.050			
340	763 0.79 305	219 0.48 113	49.3 0.27 34.2	15.9 0.17 13.6	4.14 0.10 4.48	1.72 0.07 2.16	0.559 0.04 0.843	0.167 0.03 0.304	0.078 0.02 0.161	0.023 0.01 0.057			
360	851 0.84 342	244 0.51 127	54.7 0.28 38.3	17.6 0.18 15.2	4.58 0.10 5.02	1.90 0.07 2.42	0.618 0.04 0.945	0.184 0.03 0.341	0.086 0.02 0.180	0.025 0.01 0.063			
380	943 0.88 381	270 0.54 142	60.4 0.30 42.7	19.4 0.19 17.0	5.04 0.11 5.59	2.09 0.07 2.69	0.679 0.05 1.05	0.202 0.03 0.380	0.095 0.02 0.201	0.028 0.01 0.071			
400	1040 0.93 422	297 0.57 157	66.4 0.31 47.3	21.3 0.20 18.8	5.52 0.11 6.20	2.29 0.08 2.98	0.742 0.05 1.17	0.221 0.03 0.421	0.103 0.02 0.222	0.030 0.01 0.078			
420	1141 0.98 465	326 0.60 173	72.6 0.33 52.1	23.3 0.21 20.7	6.03 0.12 6.83	2.49 0.08 3.29	0.809 0.05 1.29	0.240 0.03 0.465	0.112 0.02 0.245	0.033 0.01 0.086			
440	1247 1.0 510	356 0.63 190	79.1 0.34 57.2	25.3 0.22 22.8	6.55 0.12 7.50	2.71 0.09 3.61	0.877 0.05 1.41	0.260 0.03 0.510	0.122 0.02 0.269	0.035 0.01 0.095			
460	1358 1.1 558	387 0.65 208	85.9 0.36 62.5	27.5 0.23 24.9	7.09 0.13 8.20	2.93 0.09 3.94	0.948 0.06 1.54	0.281 0.03 0.557	0.132 0.02 0.294	0.038 0.01 0.103			
480	1474 1.1 607	419 0.68 226	92.9 0.37 68.1	29.7 0.24 27.1	7.65 0.14 8.92	3.16 0.09 4.30	1.02 0.06 1.68	0.303 0.04 0.607	0.142 0.03 0.320	0.041 0.02 0.113	0.015 0.01 0.049		
500	1594 1.2 659	453 0.71 245	100 0.39 73.9	32.0 0.25 29.4	8.23 0.14 9.68	3.40 0.10 4.66	1.10 0.06 1.82	0.325 0.04 0.659	0.152 0.03 0.347	0.044 0.02 0.122	0.017 0.01 0.053		
520	1718 1.2 713	487 0.74 265	108 0.41 79.9	34.4 0.26 31.8	8.83 0.15 10.5	3.64 0.10 5.04	1.18 0.06 1.97	0.348 0.04 0.712	0.163 0.03 0.376	0.047 0.02 0.132	0.018 0.01 0.058		
540	1848 1.3 768	524 0.77 286	116 0.42 86.2	36.8 0.27 34.3	9.45 0.15 11.3	3.89 0.11 5.44	1.26 0.07 2.13	0.372 0.04 0.768	0.174 0.03 0.405	0.050 0.02 0.143	0.019 0.01 0.062		
560	1982 1.3 826	561 0.80 308	124 0.44 92.7	39.4 0.28 36.9	10.1 0.16 12.1	4.15 0.11 5.85	1.34 0.07 2.29	0.396 0.04 0.826	0.185 0.03 0.436	0.054 0.02 0.153	0.020 0.01 0.067		
580	2121 1.4 886	600 0.82 330	132 0.45 99.4	42.0 0.29 39.5	10.8 0.16 13.0	4.42 0.11 6.27	1.43 0.07 2.45	0.421 0.04 0.886	0.197 0.03 0.467	0.057 0.02 0.164	0.021 0.01 0.072		
600	2264 1.4 949	640 0.85 353	141 0.47 106	44.7 0.30 42.3	11.4 0.17 13.9	4.70 0.12 6.71	1.51 0.07 2.63	0.447 0.04 0.948	0.208 0.03 0.500	0.060 0.02 0.176	0.023 0.01 0.077		
630	2488 1.5 1046	702 0.90 390	154 0.49 117	48.9 0.31 46.6	12.5 0.18 15.4	5.13 0.12 7.40	1.65 0.08 2.89	0.487 0.05 1.05	0.227 0.03 0.551	0.066 0.02 0.194	0.025 0.01 0.085		
660	2722 1.5 1148	767 0.94 428	168 0.51 129	53.2 0.32 51.2	13.6 0.19 16.9	5.57 0.13 8.12	1.79 0.08 3.18	0.528 0.05 1.15	0.246 0.04 0.605	0.071 0.02 0.213	0.027 0.01 0.093		
690	2967 1.6 1255	835 0.98 467	183 0.54 141	57.8 0.34 56.0	14.7 0.19 18.4	6.04 0.14 8.88	1.94 0.08 3.47	0.571 0.05 1.25	0.266 0.04 0.661	0.077 0.02 0.233	0.029 0.01 0.102		
720	3222 1.7 1366	906 1.0 509	198 0.56 153	62.5 0.35 60.9	15.9 0.20 20.1	6.52 0.14 9.66	2.09 0.09 3.78	0.616 0.05 1.37	0.287 0.04 0.720	0.083 0.02 0.253	0.031 0.02 0.111	0.013 0.01 0.052	
750	3488 1.7 1482	980 1.1 552	214 0.58 166	67.4 0.37 66.1	17.1 0.21 21.8	7.01 0.15 10.5	2.25 0.09 4.10	0.662 0.06 1.48	0.308 0.04 0.781	0.089 0.02 0.275	0.033 0.02 0.120	0.014 0.01 0.056	
800	3954 1.9 1686	1109 1.1 628	241 0.62 189	76.0 0.39 75.2	19.3 0.23 24.8	7.88 0.16 11.9	2.52 0.10 4.67	0.741 0.06 1.69	0.345 0.04 0.889	0.099 0.03 0.313	0.037 0.02 0.137	0.015 0.01 0.064	
850	4449 2.0 1904	1246 1.2 709	270 0.66 214	85.0 0.42 84.9	21.5 0.24 28.0	8.79 0.17 13.5	2.81 0.10 5.27	0.825 0.06 1.90	0.383 0.05 1.00	0.110 0.03 0.353	0.041 0.02 0.155	0.017 0.01 0.072	
900	4973 2.1 2134	1391 1.3 795	301 0.70 239	94.6 0.44 95.2	23.9 0.25 31.4	9.75 0.18 15.1	3.11 0.11 5.91	0.913 0.07 2.13	0.424 0.05 1.12	0.122 0.03 0.396	0.046 0.02 0.173	0.019 0.01 0.081	
950	5526 2.2 2378	1544 1.4 886	334 0.74 267	105 0.47 106	26.4 0.27 35.0	10.8 0.19 16.8	3.43 0.12 6.58	1.00 0.07 2.38	0.466 0.05 1.25	0.134 0.03 0.441	0.050 0.02 0.193	0.020 0.01 0.090	
1000	6109 2.3 2635	1704 1.4 982	368 0.78 296	115 0.49 118	29.0 0.28 38.7	11.8 0.20 18.6	3.76 0.12 7.29	1.10 0.07 2.63	0.510 0.05 1.39	0.147 0.03 0.489	0.055 0.02 0.214	0.022 0.01 0.100	

Bearbeiter: Dr. B. Glück ; Dipl.-Ing. A. Nebeck (ROM-Zentrale) 11.1992

Tafel 3.6

ROM	Konventionelles Rohrsortiment						Temp.	Massestrom					Bl. 10 A 4
	DIN 2440 und DIN 2448						80 °C	1000 ... 3000 kg/h					Wasser
	DN	10	15	20	25	32	40	50	65	80	100	125	150
Durchmesser in mm (innen)	12.5	16.0	21.6	27.2	35.9	43.1	54.5	70.3	82.5	107.1	131.7	159.3	
Masse- strom kg/h	Druckverlust Geschwindigkeit Staudruck	R in Pa/m	in m/s	S in Pa									
1000	6109 2.3 2635	1704 1.4 982	368 0.78 296	115 0.49 118	29.0 0.28 38.7	11.8 0.20 18.6	3.76 0.12 7.29	1.10 0.07 2.63	0.510 0.05 1.39	0.147 0.03 0.489	0.055 0.02 0.214	0.022 0.01 0.100	
1050	6720 2.4 2905	1873 1.5 1082	404 0.82 326	126 0.52 130	31.7 0.30 42.7	12.9 0.21 20.6	4.11 0.13 8.04	1.20 0.08 2.90	0.556 0.06 1.53	0.160 0.03 0.539	0.060 0.02 0.236	0.024 0.02 0.110	
1100	7360 2.6 3188	2049 1.6 1188	441 0.86 358	138 0.54 142	34.5 0.31 46.9	14.0 0.22 22.6	4.46 0.13 8.82	1.30 0.08 3.19	0.603 0.06 1.68	0.173 0.03 0.592	0.065 0.02 0.259	0.026 0.02 0.121	
1150	8029 2.7 3485	2234 1.6 1298	480 0.90 391	150 0.57 155	37.5 0.32 51.2	15.2 0.23 24.7	4.84 0.14 9.64	1.41 0.08 3.48	0.653 0.06 1.84	0.187 0.04 0.647	0.070 0.02 0.283	0.028 0.02 0.132	
1200	8728 2.8 3795	2426 1.7 1414	521 0.94 426	162 0.59 169	40.6 0.34 55.8	16.5 0.24 26.8	5.22 0.15 10.5	1.52 0.09 3.79	0.704 0.06 2.00	0.202 0.04 0.704	0.075 0.03 0.308	0.030 0.02 0.144	
1250	9455 2.9 4117	2626 1.8 1534	563 0.97 462	175 0.61 184	43.7 0.35 60.5	17.7 0.24 29.1	5.62 0.15 11.4	1.64 0.09 4.12	0.757 0.07 2.17	0.217 0.04 0.764	0.081 0.03 0.334	0.033 0.02 0.156	
1300	10212 3.0 4453	2834 1.8 1659	607 1.0 499	189 0.64 199	47.0 0.37 65.5	19.0 0.25 31.5	6.03 0.16 12.3	1.75 0.10 4.45	0.811 0.07 2.35	0.232 0.04 0.826	0.087 0.03 0.361	0.035 0.02 0.169	
1350	10997 3.1 4802	3050 1.9 1789	652 1.1 539	203 0.66 214	50.5 0.38 70.6	20.4 0.26 34.0	6.46 0.17 13.3	1.88 0.10 4.80	0.867 0.07 2.53	0.248 0.04 0.891	0.092 0.03 0.390	0.037 0.02 0.182	
1400	11812 3.3 5165	3274 2.0 1924	700 1.1 579	217 0.69 230	54.0 0.40 75.9	21.8 0.27 36.5	6.90 0.17 14.3	2.00 0.10 5.16	0.925 0.07 2.72	0.264 0.04 0.958	0.099 0.03 0.419	0.040 0.02 0.196	
1500	13528 3.5 5929	3745 2.1 2209	799 1.2 665	247 0.74 264	61.4 0.42 87.1	24.8 0.29 41.9	7.82 0.18 16.4	2.27 0.11 5.93	1.05 0.08 3.12	0.299 0.05 1.10	0.111 0.03 0.481	0.045 0.02 0.225	
1600	15360 3.7 6746	4248 2.3 2513	904 1.2 757	280 0.79 301	69.2 0.45 99.2	27.9 0.31 47.7	8.80 0.20 18.7	2.55 0.12 6.74	1.17 0.09 3.56	0.335 0.05 1.25	0.124 0.03 0.547	0.050 0.02 0.256	
1700	17308 4.0 7615	4782 2.4 2837	1017 1.3 854	314 0.84 340	77.5 0.48 112	31.2 0.33 53.9	9.82 0.21 21.1	2.84 0.13 7.61	1.31 0.09 4.01	0.373 0.05 1.41	0.138 0.04 0.618	0.056 0.02 0.289	
1800	19372 4.2 8538	5348 2.6 3181	1135 1.4 958	350 0.89 381	86.3 0.51 125	34.7 0.35 60.4	10.9 0.22 23.6	3.15 0.13 8.53	1.45 0.10 4.50	0.412 0.06 1.58	0.153 0.04 0.693	0.062 0.03 0.324	
1900	21553 4.4 9513	5945 2.7 3544	1260 1.5 1067	388 0.93 424	95.5 0.54 140	38.4 0.37 67.3	12.0 0.23 26.3	3.47 0.14 9.51	1.60 0.10 5.01	0.454 0.06 1.77	0.168 0.04 0.772	0.068 0.03 0.361	
2000	23850 4.7 10540	6574 2.8 3927	1392 1.6 1182	428 0.98 470	105 0.56 155	42.2 0.39 74.6	13.2 0.24 29.2	3.81 0.15 10.5	1.75 0.11 5.55	0.497 0.06 1.96	0.184 0.04 0.855	0.074 0.03 0.400	
2100	26262 4.9 11621	7235 3.0 4329	1530 1.6 1303	470 1.0 518	115 0.59 171	46.2 0.41 82.2	14.5 0.26 32.2	4.16 0.15 11.6	1.91 0.11 6.12	0.542 0.07 2.16	0.201 0.04 0.943	0.081 0.03 0.441	
2200	29270 3.1 4751	7927 3.1 4751	1674 1.7 1430	514 1.1 569	126 0.62 187	50.4 0.43 90.2	15.8 0.27 35.3	4.52 0.16 12.7	2.08 0.12 6.72	0.589 0.07 2.37	0.218 0.05 1.03	0.088 0.03 0.484	
2300	33650 3.3 5193	8650 3.3 5193	1826 1.8 1563	559 1.1 622	137 0.65 205	54.8 0.45 98.6	17.1 0.28 38.6	4.90 0.17 13.9	2.25 0.12 7.35	0.637 0.07 2.59	0.236 0.05 1.13	0.095 0.03 0.528	
2400	39405 3.4 5654	9405 3.4 5654	1983 1.9 1702	607 1.2 677	148 0.68 223	59.3 0.47 107	18.5 0.29 42.0	5.30 0.18 15.2	2.43 0.13 8.00	0.688 0.08 2.82	0.254 0.05 1.23	0.102 0.03 0.575	
2500	45191 3.6 6135	10191 3.6 6135	2147 1.9 1847	657 1.2 735	160 0.71 242	64.0 0.49 117	19.9 0.31 45.6	5.71 0.18 16.5	2.62 0.13 8.68	0.740 0.08 3.06	0.274 0.05 1.34	0.110 0.04 0.624	
2600	51100 3.7 6636	11009 3.7 6636	2318 2.0 1998	708 1.3 795	173 0.73 262	68.9 0.51 126	21.4 0.32 49.3	6.13 0.19 17.8	2.81 0.14 9.39	0.793 0.08 3.31	0.293 0.05 1.45	0.118 0.04 0.675	
2700	58118 3.8 7156	11859 3.8 7156	2494 2.1 2155	762 1.3 857	186 0.76 282	74.0 0.53 136	23.0 0.33 53.2	6.57 0.20 19.2	3.01 0.14 10.1	0.849 0.09 3.56	0.314 0.06 1.56	0.126 0.04 0.728	
2800	65127 4.0 7696	12740 4.0 7696	2678 2.2 2317	817 1.4 921	199 0.79 304	79.2 0.55 146	24.6 0.34 57.2	7.02 0.21 20.7	3.21 0.15 10.9	0.906 0.09 3.83	0.335 0.06 1.68	0.134 0.04 0.783	
2900	73652 4.1 8256	13652 4.1 8256	2868 2.3 2486	875 1.4 988	213 0.82 326	84.6 0.57 157	26.3 0.36 61.3	7.48 0.21 22.2	3.42 0.16 11.7	0.965 0.09 4.11	0.356 0.06 1.80	0.143 0.04 0.840	
3000	83514 4.3 8835	14596 4.3 8835	3064 2.3 2660	934 1.5 1058	227 0.85 349	90.2 0.59 168	28.0 0.37 65.6	7.96 0.22 23.7	3.64 0.16 12.5	1.03 0.10 4.40	0.378 0.06 1.92	0.152 0.04 0.899	

Bearbeiter: Dr. B. Glück ; Dipl.-Ing. A. Nebeck (ROM-Zentrale) 11.1992

Tafel 3.7

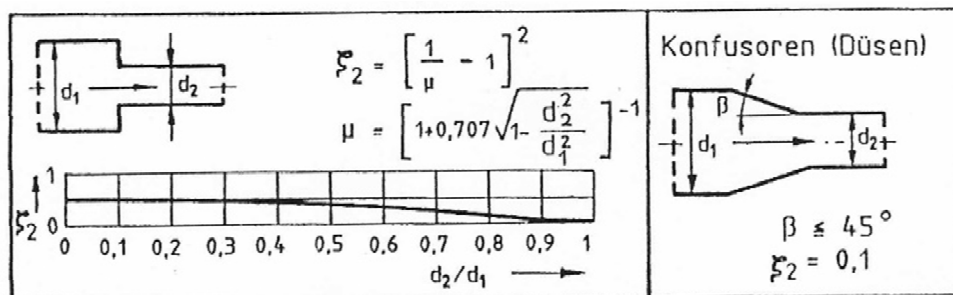
ROM	Konventionelles Rohrsortiment DIN 2440 und DIN 2448										Temp. 80 °C	Massestrom 3200 ... 10000 kg/h	Bl. 10 A 4 Wasser
DN	15	20	25	32	40	50	65	80	100	125	150	200	
Durchmesser in mm (innen)	16.0	21.6	27.2	35.9	43.1	54.5	70.3	82.5	107.1	131.7	159.3	206.5	
Masse- strom kg/h	Druckverlust Geschwindigkeit Staudruck	R in Pa/m in m/s in Pa											
3200	16579 4.5 10052	3476 2.5 3026	1058 1.6 1204	257 0.90 397	102 0.63 191	31.5 0.39 74.7	8.96 0.24 27.0	4.09 0.17 14.2	1.15 0.10 5.01	0.424 0.07 2.19	0.170 0.05 1.02	0.049 0.03 0.362	
3400	18687 4.8 11348	3915 2.7 3416	1190 1.7 1359	288 0.96 448	114 0.67 216	35.3 0.42 84.3	10.0 0.25 30.4	4.57 0.18 16.1	1.28 0.11 5.65	0.473 0.07 2.47	0.189 0.05 1.15	0.055 0.03 0.409	
3600		4379 2.8 3830	1330 1.8 1523	321 1.0 502	127 0.71 242	39.3 0.44 94.5	11.1 0.27 34.1	5.07 0.19 18.0	1.42 0.11 6.34	0.524 0.08 2.77	0.210 0.05 1.29	0.060 0.03 0.459	
3800		4869 3.0 4268	1477 1.9 1697	357 1.1 559	141 0.74 269	43.5 0.47 105	12.3 0.28 38.0	5.60 0.20 20.1	1.57 0.12 7.06	0.577 0.08 3.09	0.231 0.05 1.44	0.067 0.03 0.511	
4000		5384 3.1 4729	1633 2.0 1881	393 1.1 620	156 0.78 298	47.8 0.49 117	13.5 0.29 42.1	6.15 0.21 22.2	1.72 0.13 7.82	0.632 0.08 3.42	0.253 0.06 1.60	0.073 0.03 0.566	
4200		5926 3.3 5213	1795 2.1 2073	432 1.2 683	171 0.82 329	52.4 0.51 129	14.8 0.31 46.5	6.73 0.22 24.5	1.88 0.13 8.63	0.690 0.09 3.77	0.276 0.06 1.76	0.079 0.04 0.624	
4400		6494 3.4 5722	1966 2.2 2275	473 1.2 750	187 0.86 361	57.2 0.54 141	16.1 0.32 51.0	7.32 0.24 26.9	2.05 0.14 9.47	0.750 0.09 4.14	0.300 0.06 1.93	0.086 0.04 0.685	
4600		7087 3.6 6254	2144 2.3 2487	515 1.3 820	203 0.90 394	62.2 0.56 154	17.5 0.34 55.7	7.95 0.25 29.4	2.22 0.15 10.3	0.813 0.10 4.52	0.324 0.07 2.11	0.093 0.04 0.749	
4800		7707 3.7 6809	2330 2.4 2708	559 1.4 892	220 0.94 430	67.4 0.59 168	18.9 0.35 60.7	8.60 0.26 32.0	2.40 0.15 11.3	0.877 0.10 4.93	0.350 0.07 2.30	0.101 0.04 0.815	
5000		8352 3.9 7389	2524 2.5 2938	605 1.4 968	238 0.98 466	72.8 0.61 182	20.4 0.37 65.9	9.27 0.27 34.7	2.58 0.16 12.2	0.944 0.10 5.35	0.377 0.07 2.50	0.108 0.04 0.885	
5200		9023 4.1 7992	2725 2.6 3178	653 1.5 1047	257 1.0 504	78.4 0.64 197	22.0 0.38 71.2	9.96 0.28 37.6	2.77 0.16 13.2	1.01 0.11 5.78	0.404 0.07 2.70	0.116 0.04 0.957	
5400		9721 4.2 8618	2934 2.7 3427	702 1.5 1129	276 1.1 544	84.2 0.66 213	23.6 0.40 76.8	10.7 0.29 40.5	2.97 0.17 14.3	1.09 0.11 6.24	0.432 0.08 2.91	0.124 0.05 1.03	
5600		10444 4.4 9268	3151 2.8 3686	753 1.6 1215	296 1.1 585	90.3 0.69 229	25.3 0.41 82.6	11.4 0.30 43.6	3.17 0.18 15.3	1.16 0.12 6.71	0.461 0.08 3.13	0.132 0.05 1.11	
5800		11193 4.5 9942	3376 2.9 3954	807 1.6 1303	317 1.1 627	96.5 0.71 245	27.0 0.43 88.6	12.2 0.31 46.7	3.38 0.18 16.4	1.23 0.12 7.19	0.491 0.08 3.36	0.141 0.05 1.19	
6000		11967 4.7 10640	3608 3.0 4231	861 1.7 1394	338 1.2 671	103 0.73 263	28.7 0.44 94.8	13.0 0.32 50.0	3.60 0.19 17.6	1.31 0.13 7.70	0.522 0.09 3.60	0.150 0.05 1.27	
6300		13178 4.9 11730	3970 3.1 4665	947 1.8 1537	371 1.2 740	113 0.77 289	31.5 0.46 105	14.2 0.34 55.1	3.93 0.20 19.4	1.43 0.13 8.49	0.570 0.09 3.97	0.163 0.05 1.40	
6600			4351 3.2 5120	1037 1.9 1687	406 1.3 812	123 0.81 318	34.3 0.49 115	15.5 0.35 60.5	4.28 0.21 21.3	1.56 0.14 9.31	0.620 0.09 4.35	0.177 0.06 1.54	
6900			4748 3.4 5596	1130 1.9 1844	443 1.4 888	134 0.85 347	37.3 0.51 125	16.8 0.37 66.1	4.65 0.22 23.3	1.69 0.14 10.2	0.672 0.10 4.76	0.192 0.06 1.68	
7200			5163 3.5 6093	1228 2.0 2008	481 1.4 966	146 0.88 378	40.5 0.53 137	18.2 0.38 72.0	5.03 0.23 25.3	1.83 0.15 11.1	0.725 0.10 5.18	0.207 0.06 1.83	
7500			5594 3.7 6611	1330 2.1 2179	520 1.5 1049	157 0.92 410	43.7 0.55 148	19.7 0.40 78.1	5.42 0.24 27.5	1.97 0.16 12.0	0.781 0.11 5.62	0.223 0.06 1.99	
8000			6353 3.9 7522	1509 2.3 2479	589 1.6 1193	178 0.98 467	49.3 0.59 169	22.2 0.43 88.9	6.10 0.25 31.3	2.22 0.17 13.7	0.878 0.11 6.39	0.250 0.07 2.26	
8500			7160 4.2 8492	1698 2.4 2798	663 1.7 1347	200 1.0 527	55.3 0.63 190	24.9 0.45 100	6.82 0.27 35.3	2.47 0.18 15.5	0.979 0.12 7.22	0.279 0.07 2.56	
9000			8014 4.4 9520	1899 2.5 3137	741 1.8 1510	223 1.1 591	61.7 0.66 213	27.7 0.48 112	7.58 0.29 39.6	2.75 0.19 17.3	1.09 0.13 8.09	0.309 0.08 2.87	
9500			8917 4.7 10607	2112 2.7 3495	823 1.9 1683	248 1.2 658	68.3 0.70 238	30.6 0.51 125	8.38 0.30 44.1	3.03 0.20 19.3	1.20 0.14 9.02	0.341 0.08 3.19	
10000			9868 4.9 11753	2335 2.8 3873	910 2.0 1864	274 1.2 729	75.3 0.74 263	33.7 0.53 139	9.22 0.32 48.9	3.33 0.21 21.4	1.32 0.14 9.99	0.374 0.09 3.54	

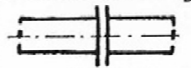
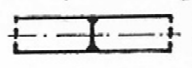
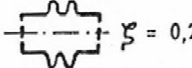
Bearbeiter: Dr. B. Glück ; Dipl.-Ing. A. Nebeck (ROM-Zentrale) 11.1992

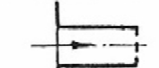
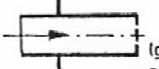
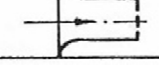
Tafel 4**Einzelwiderstände von rechtwinkligen, schafkantigen Rohrverzweigungen**
(Überschlagswerte, detailliertere Angaben in [2, Seite 458 ff.])

	Abzweig	Durchgang	Gegenlauf
Vereinigung	 $\xi_a = 1,5$	 $\xi_d = 1$	 $\xi_a = 8$
Trennung	 $\xi_a = 2$	 $\xi_d = 0,2$	 $\xi_a = 3$
Vereinigung + Trennung	$\xi_a = 3,5$	$\xi_d = 1,2$	$\xi_a = 11$

Quelle: [2, Seite 469]

Tafel 5**Einzelwiderstände von Querschnittsänderungen in Rohrleitungen und pauschale Widerstandsbeiwerte von Gliederkesseln, Radiatoren und Behältern**

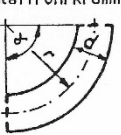
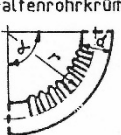
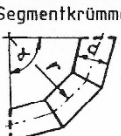
 $\xi = 0,05$	 $\xi = 0,03$	 $\xi = 0,2$ Entlastete Form: $\xi = 0,6$	 $\xi = 0,2$ je Welle Mit Leitrohr: $\xi = 0$
---	---	--	---

Rohreintlauf aus Verteilern und Behältern	
	$\xi = 0,5$
	$\xi = 0,6 \dots 1$ (gerundete... scharfe Rohrkante)
	$\xi = 0,05$
Zusätzlich tritt in der Anlaufstrecke ein erhöhter Widerstand auf: $\xi_{an} = 0,2$	

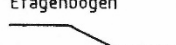
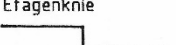
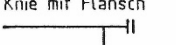
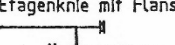
Gliederheizkessel $\xi = 2,5$
 Gliederheizkörper $\xi = 2,5$
 Behälter im Rohrnetz $\xi = 1,5 \dots 2,5$

Quelle: [2, Seite 469]

Tafel 6**Einzelwiderstände von Richtungsänderungen in Rohrleitungen**

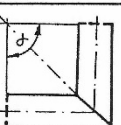
Krümmen		1	r/d			
			1,5	3	4	
 Glattrohrkrümmer	45°	0,26	0,20	0,13	0,10	
	α 90°	0,40	0,30	0,20	0,16	
	180°	0,48	0,36	0,24	0,19	
 Faltenrohrkrümmer	45°	0,52	0,40	0,26	0,20	
	α 90°	0,80	0,60	0,40	0,32	
	180°	0,96	0,72	0,48	0,38	
 Segmentkrümmer	45°	0,30	0,23	Die ξ -Werte für Segmentkrümmer sind sehr von der Segmentform abhängig.		
	α 90°	0,46	0,35			
	180°	0,55	0,42			

Dehnungs- ausgleicher		1	r/d			
			1,5	3	4	
 Glattrohr - U-Bogen		1,3	1,0	0,6	0,5	
 Glattrohr - Lyra-Bogen		1,6	1,2	0,8	0,6	
 Faltenrohr- U-Bogen		2,6	1,9	1,3	1,0	
 Faltenrohr- Lyra-Bogen		3,2	2,4	1,6	1,3	
 Segment- U-Bogen		1,5	1,1			
 Segment- Lyra-Bogen		1,8	1,4			

 Etagenbogen $\xi = 0,5$	 Etagenknie $\xi = 3$	 Knie mit Flansch $\xi = 2,2$	 Etagenknie mit Flansch $\xi = 4,5$
--	---	---	---

Für zwei hintereinanderliegende 90° Krümmer gilt: $\xi = 2 \cdot \beta \cdot \xi_{90^\circ}$

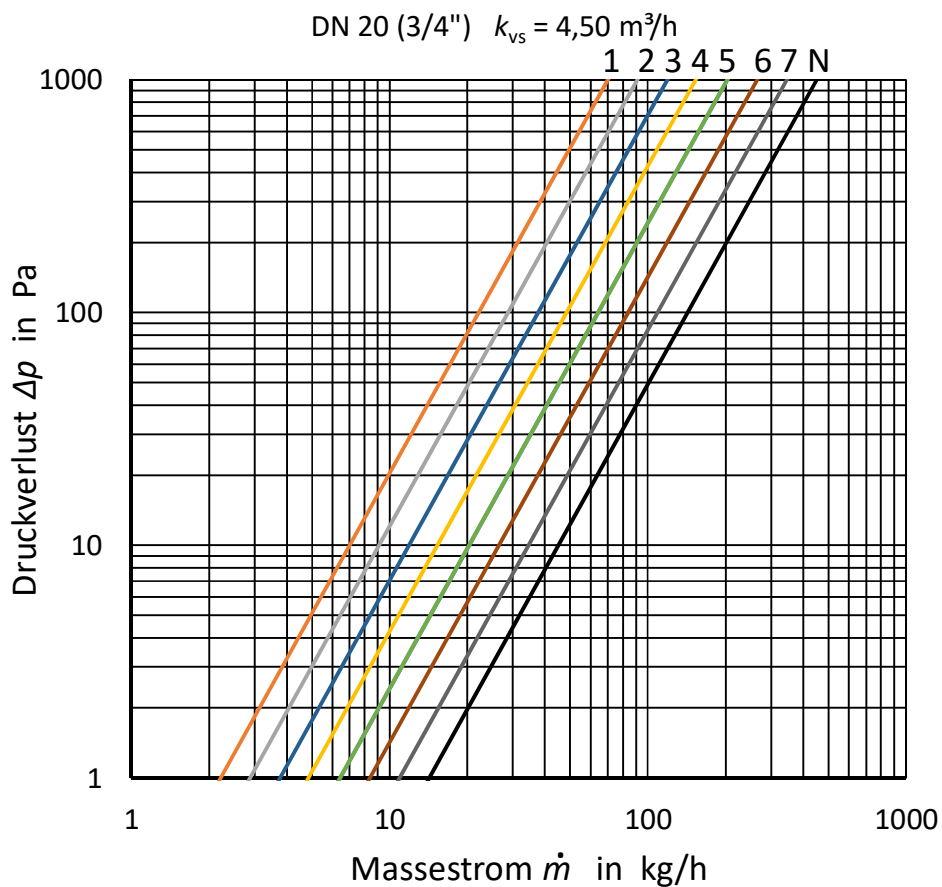
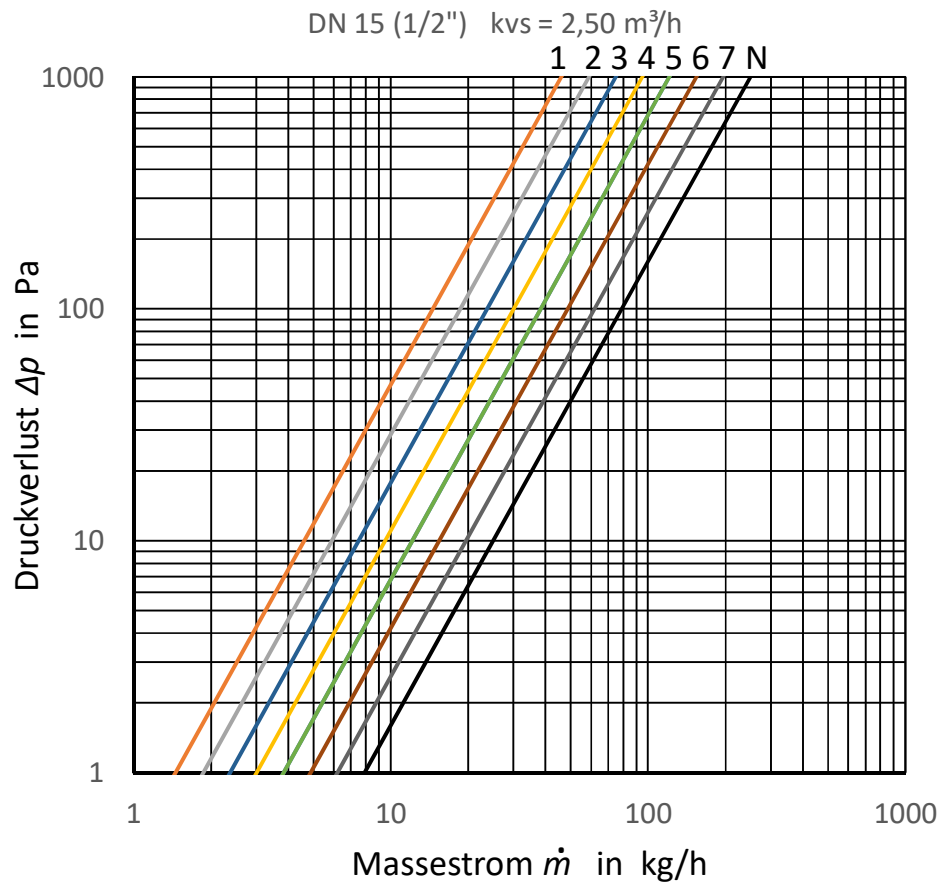
	l/d						l/d							
	0	5	10	20	50		0	5	10	20	50			
	β	0,60	0,78	0,85	0,9	1		β	1,1	0,83	0,87	0,9	1	
									β	0,86	0,81	0,86	0,9	1

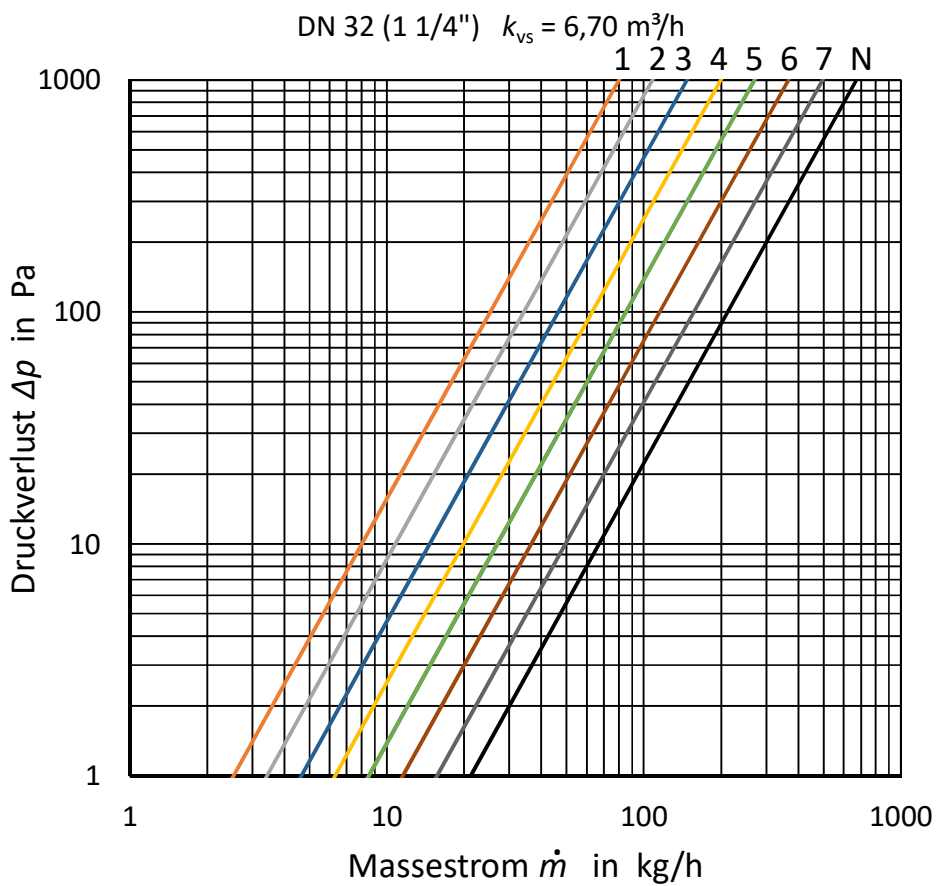
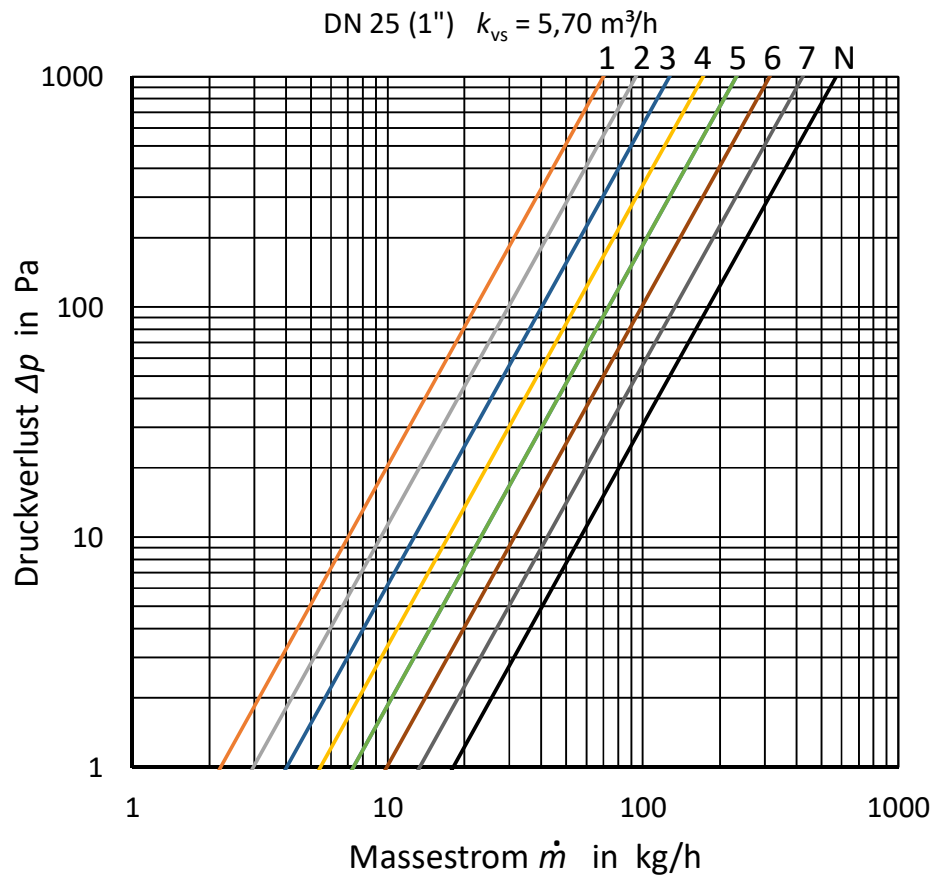
Knie		Nenndurchmesser		
		10/15	20/25	>32
	45°	0,5	0,4	0,3
	α 60°	1,0	0,8	0,6
	90°	2,0	1,5	1,2

Gußkrümmer	Nenndurchmesser			
	50	100	200	300
	1,3	1,5	1,8	2,1

Quelle: [2, Seite 470]

Einzelwiderstände von Armaturen in Rohrleitungen bitte Herstellerangaben entnehmen.

Tafel 7**Heizkörperventile mit besonders geringem Druckverlust (Schwerkraftventile)**

Tafel 7 (Fortsetzung)**Heizkörperventile mit besonders geringem Druckverlust (Schwerkraftventile)**

Anmerkungen zu Tafel 7

Die individuelle Leistungsregelung der Heizkörper erfolgte mit speziellen Ventilen, anfangs auch mit Hähnen. Markant waren Messingarmaturen mit Stellungsanzeige in sehr hoher Qualität (Bild nebenstehend). In späteren Jahren kamen einfache Ventile mit Drehgriffen zum Einsatz.

Mit Einführung der Thermostatventile wurden spezielle Ausführungen für Schwerkraftheizungen mit geringen Druckverlusten (große k_{vs} -Werte) angeboten. Wegen der geringen Nachfrage sind sie heute kaum noch im Angebot. Tafel 7 zeigt nachempfundene Diagramme, um die nachfolgenden Beispielaufgaben lösen zu können.

Die Armaturen besaßen Voreinstellungen unterschiedlicher Konstruktion. In den Diagrammen sind es die Stufen 1 bis 7. N stellt die Charakteristik bei voller Öffnung dar.



Quelle: <https://achterhuis.de/>

7 Manueller Berechnungsablauf

Bei den nachfolgenden Beispielen wird bewusst auf den Einsatz moderner Rechentechnik verzichtet, denn sonst wäre eine automatisierte Berechnung folgerichtig.

In [5] wurde 1969 als damalige "Pionierleistung" eine vollautomatische Optimierung einer Warmwasser-Pumpenheizung vorgestellt, bei der die technischen Bemessungsparameter Rohrdurchmesser, Heizflächengrößen, Pumpendruck und Massedurchsatz bestimmt wurden. Die Berechnung des thermodynamischen Umtriebsdruckes war integraler Bestandteil der Berechnung. Weiterhin ist in [6] ein Visual-Basic-Programm für ein Heizwassernetz vorgestellt worden, dass auf die spezielle Berechnung einer Schwerkraftheizungsanlage erweiterbar wäre.

Stattdessen soll der frühere, manuelle Rechengang weitestgehend nachempfunden werden. Die vielfältig existierenden Berechnungsformulare werden allerdings durch eine Excel-Tabelle ersetzt.

Die spezifischen Wärmeabgaben der Rohrleitungen und die spezifischen Druckverluste werden den Tafeln des Abschnittes 6.2 entnommen und in die Tabellen eingetragen. Die multiplikativen Verknüpfungen, die früher mit dem Rechenschieber durchgeführt wurden, werden allerdings durch Zellenverknüpfungen vorgenommen.

Eine Ausnahme erfolgt bei der Dichtebestimmung des Warmwassers. *Hierfür wird generell die Approximation nach Gl. (3.11) verwendet.*

Tabellen für die Dichte bei einer sehr kleinen Temperaturabstufung (z. B. 0,1 K) wären außerordentlich umfangreich. Da aber zur Bestimmung des thermodynamischen Umtriebsdruckes nach Gl. (3.10) nur die Dichteänderung längs der Teilstrecke i relevant ist, verwendete man früher den Differenzialquotienten $d\rho/dt$ zur Bestimmung der Dichteunterschiede

$$(\rho_i'' - \rho_i') = \frac{d\rho}{dt} (t_i'' - t_i'). \quad (7.1)$$

Somit konnte man auf die bekannte Temperaturdifferenz $\Delta t_i = t_i'' - t_i'$ zurückgreifen. Da aber $\rho/\Delta t = f(t, p)$ gilt, wurden die Differenzialquotienten $d\rho/dt$ in Tabellen kleineren Umfangs angegeben.

Beispielhafter Tabellenauszug für $p = 1$ at

t °C	ρ kg/m ³	$\epsilon = \frac{d\rho}{dt}$	t °C	ρ kg/m ³	$\epsilon = \frac{d\rho}{dt}$
40	992,2	0,378	71	977,3	0,575
41	991,8	0,386	72	976,7	0,580
42	991,4	0,393	73	976,1	0,585
43	991,0	0,401	74	975,5	0,590
44	990,6	0,408	75	974,9	0,596
45	990,2	0,415			
46	989,8	0,422	76	974,3	0,601
47	989,4	0,429	77	973,7	0,607
48	988,9	0,436	78	973,1	0,612
49	988,5	0,443	79	972,5	0,617
50	988,1	0,450	80	971,8	0,622

Weitere Hinweise werden bei der Abarbeitung der nachfolgenden Beispiele gegeben.

7.1 Beispiel 1: Schwerkraftheizung mit unterer Verteilung

Es ist ein Zweifamilienhaus Baujahr 1938 in damaliger Bauweise – nach heutigem Maßstab schlecht gedämmt – zu berechnen. Die Anlage soll bei Vollast mit 90 °C / 70 °C betrieben werden.

Das Strangschemata ist Bild 7.1 zu entnehmen. In diesem sind an den Heizkörpern die geforderten Wärmeleistungen in W und die zugehörigen Masseströme in kg/h rot eingetragen. Letztere ergeben sich nach Gl. (1.1) beispielsweise für die geforderte Heizleistung von 2000 W zu:

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}}{c \Delta t} = \frac{2000}{4200 \cdot 20} \cdot 3600 \frac{\text{W kg K s}}{\text{Ws K h}} = 85,7 \frac{\text{kg}}{\text{h}}.$$

Nach den Berechnungsempfehlungen (Abschnitt 6.1) gilt für alle Heizkörper bei unterer Verteilung die gleiche Spreizung, hier von 20 K.

Die Höhen der Heizkörper über der Mitte des Heizkessels können dem Strangschemata entnommen werden. Da nach 6.1 nur der Auftrieb infolge Abkühlung in den Heizkörpern Beachtung findet, gelten beispielsweise für $h = 2,8$ m:

$$\Delta p_s = g h \Delta \rho = 9,81 \cdot 2,8 \cdot (977,9 - 965,3) \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = 346 \text{ Pa}.$$

Die für die entsprechenden Höhen ermittelten Werte sind im Strangschemata blau eingetragen.

Die Längen der Teilstrecken ergeben sich aus dem Strangschemata und aus dem nicht dargestellten Kellergrundriss. Gleiches gilt für die Einzelwiderstandsbeiwerte (Kessel, Radiatoren, Abzweige, Vereinigungen, Bogen, Etagenbogen usw.), die den Tafeln 4 bis 6 entnommen werden. Sie sind im Berechnungsblatt zugehörig zur Teilstreckennummer vermerkt.

Das Berechnungsblatt ist als Excel-Tabelle gestaltet, wobei die Verknüpfungen manuell hergestellt wurden, um der früheren Berechnungsmethodik analog zu sein.

Der *ungünstigste Stromkreis* ist vermutlich $k = 1$, der den Heizkörper 11 versorgt. Er besitzt die längste Rohrleitung bei gleichzeitig niedrigstem Schwerkraftdruck. Nach Gl. (6.8) gilt für den mittleren verfügbaren Druckverlust durch Rohrreibung

$$R_{m,k} = \frac{\Delta p_{s,k}(1 - \alpha)}{l_k} = \frac{346 (1 - \{0,66 \dots 0,5\})}{25,2} \frac{\text{Pa}}{\text{m}} = 4,7 \dots 6,9 \frac{\text{Pa}}{\text{m}}.$$

Damit wird nun die vorläufige Dimensionierung der Teilstrecken anhand Tafeln 3 vorgenommen. Die Ergebnisse R und S werden im Berechnungsblatt eingetragen. Dabei wird nicht interpoliert, sondern die Werte des nächst gelegenen Massestroms finden in der Regel Verwendung.

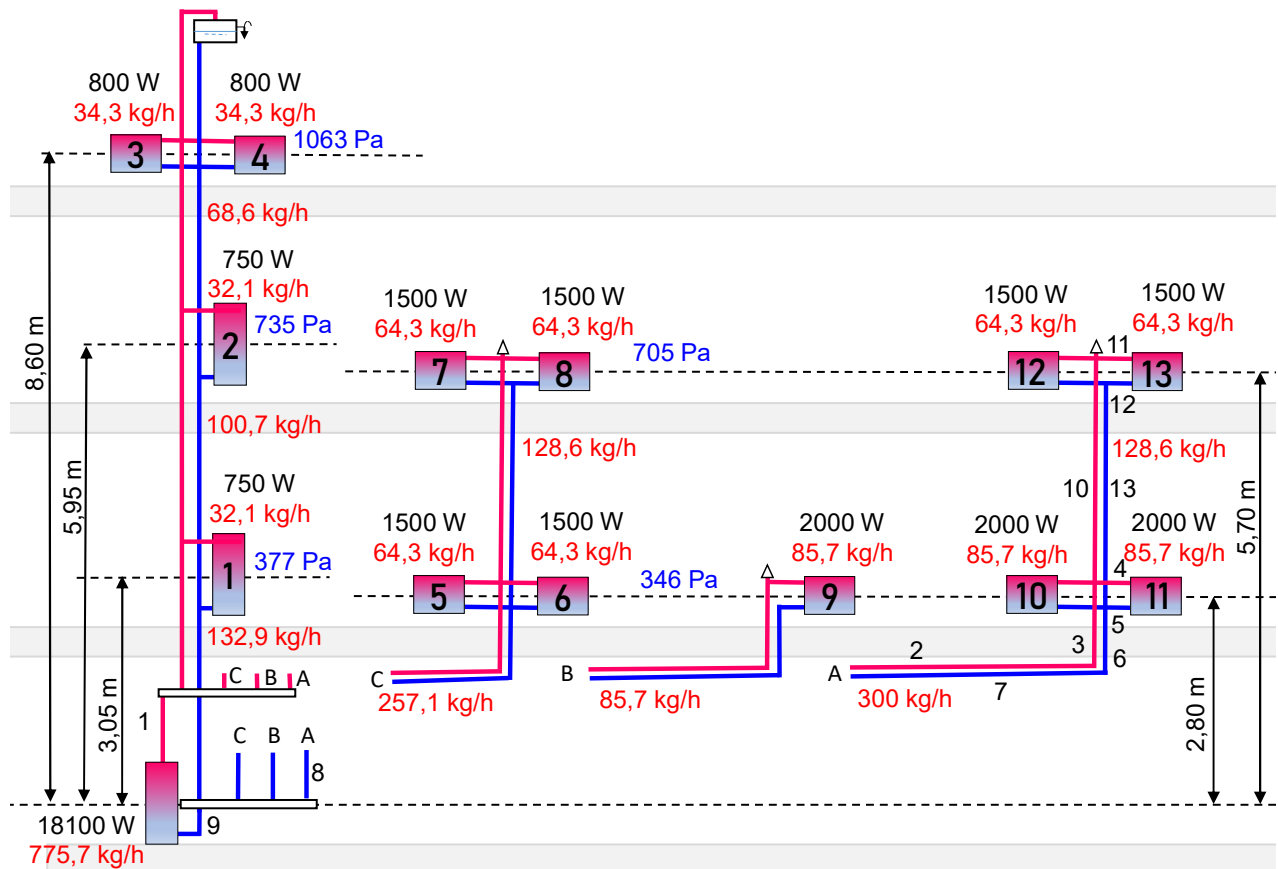


Bild 7.1 Strangschema für Beispiel 1 (Kesselleistung ohne Leitungsverluste)

Nunmehr wird zeilenweise (für jede Teilstrecke i) Gl. (3.4) ausgewertet

$$\Delta p_{R,i} = p'_i - p''_i = \left(\lambda_i \frac{l_i}{d_i} + \Sigma \zeta_i \right) \frac{\rho_i}{2} w_i^2 = R_i l_i + S_i \Sigma \zeta_i.$$

Der Gesamtdruckverlust nach der vorläufigen Dimensionierung beträgt $\Delta p_R = 145$ Pa.

Teilstrecke-Eingabe					Aus Tafel 3			Ergebnis
i	l m	m kg/h	$\Sigma \zeta$	DN mm	R Pa/m	w m/s	S Pa	Δp_R Pa
1	1,00	775,7	2,50	50	2,52	0,10	4,67	14,20
2	8,00	300,0	3,60	32	3,32	0,08	3,49	39,12
3	2,00	300,0	0,40	32	3,32	0,08	3,49	8,04
4	0,60	85,7	5,00	20	4,17	0,07	2,14	13,20
HK11								0,00
5	0,60	85,7	2,00	20	4,17	0,07	2,14	6,78
6	1,50	300,0	0,40	32	3,32	0,08	3,49	6,38
7	8,00	300,0	1,60	32	3,32	0,08	3,49	32,14
8	2,50	300,0	2,40	32	3,32	0,08	3,49	16,68
9	1,00	775,7	1,20	50	2,52	0,10	4,67	8,12
Summe:	25,20							145

Berechnungstabelle:
Beispiel 1 nach
Erstdimensionierung
des Heizkreises $k = 1$
zum Heizkörper 11

i	Teilstreckenummer	DN	Neendurchmesser	Δp_R	Druckverlust in der Teilstrecke
l	Länge der Teilstrecke	R	Druckverlust pro m Rohr		
m	Massestrom	w	Wassergeschwindigkeit		
$\Sigma \zeta$	Einzelwiderstände in der Teilstrecke	S	Staudruck		

Da der thermodynamische Umtriebsdruck (Schwerkraftdruck) $\Delta p_s = 346 \text{ Pa}$ beträgt, verbleibt ein Drucküberschuss von 201 Pa, der für das Heizkörperventil verfügbar ist. Die Teilstrecke $i = 4$ hat den Durchmesser DN 20 (3/4"), sodass sich aus dem zugehörigen Diagramm in Tafel 7 für $\dot{m} = 85,7 \text{ kg/h}$ die Voreinstellung 4,8 bzw. 5 ergibt, um hydraulische Abgeglichenheit zu erhalten.

Es ist festzustellen, dass die erste Dimensionierungsannahme gleich eine technisch realisierbare Lösung ergab.

Das Verhältnis Druckverluste durch Einzelwiderstände zum Gesamtdruckverlust wich mit $\alpha \approx 0,43$ allerdings von der Annahme ab, da eine möglichst gradlinige Rohrführung zugrunde gelegt wurde.

Mögliche Korrekturen:

Die Heizkörperanbindung auf DN 15 zu reduzieren, um Material einzusparen und ein gefälligeres Aussehen zu erhalten, ist grenzwertig. Sie unterbleibt.

Die Teilstrecken 1 und 9 können jedoch um eine Nennweite verringert werden. Damit erfüllt man auch den Hinweis auf Seite 24. Es folgt die korrigierte Berechnung:

Teilstrecke-Eingabe					Aus Tafel 3			Ergebnis
i	l m	m kg/h	$\Sigma \zeta$	DN mm	R Pa/m	w m/s	S Pa	Δp_R Pa
1	1,00	775,7	2,50	40	7,88	0,16	11,90	37,63
2	8,00	300,0	3,60	32	3,32	0,08	3,49	39,12
3	2,00	300,0	0,40	32	3,32	0,08	3,49	8,04
4	0,60	85,7	5,00	20	4,17	0,07	2,14	13,20
HK11								0,00
5	0,60	85,7	2,00	20	4,17	0,07	2,14	6,78
6	1,50	300,0	0,40	32	3,32	0,08	3,49	6,38
7	8,00	300,0	1,60	32	3,32	0,08	3,49	32,14
8	2,50	300,0	2,40	32	3,32	0,08	3,49	16,68
9	1,00	775,7	1,20	40	7,88	0,16	11,90	22,16
Summe:	25,20							182

**Berechnungstabelle:
Beispiel 1 nach
Durchmesser-
korrektur für $i = 1; 9$
des Heizkreises $k = 1$
zum Heizkörper 11**

Es verbleibt ein verfügbarer Druckverlust für das Heizkörperventil von: $346 \text{ Pa} - 182 \text{ Pa} = 164 \text{ Pa}$. Nach Tafel 7 ergibt dies dann eine Voreinstellung von 5,4 bzw. 6. Damit wird diese Dimensionsänderung empfohlen.

Das Verhältnis Druckverluste durch Einzelwiderstände zum Gesamtdruckverlust beträgt jetzt $\alpha \approx 0,5$.

Als nächstes wird der **Stromkreis $k = 2$** , der den Heizkörper 13 versorgt, betrachtet. Aus praktischen Gründen werden für die Steigleitung (Strang) DN 20 und für die Heizkörperanbindung DN 15 empfohlen. Die bereits betrachteten Teile des Stromkreises $k = 1$ bleiben logischerweise unverändert bestehen.

Das Berechnungsergebnis ist umseitig dargestellt. Der Druckverlust wurde zu 297 Pa berechnet.

Der verfügbare Druckverlust für das Heizkörperventil beträgt: $705 \text{ Pa} - 297 \text{ Pa} = 408 \text{ Pa}$. Nach Tafel 7 ergibt dies dann eine Voreinstellung von 4.

Teilstrecke-Eingabe					Aus Tafel 3			Ergebnis
i	l m	m kg/h	$\Sigma \zeta$	DN mm	R Pa/m	w m/s	S Pa	Δp_R Pa
1	1,00	775,7	2,50	40	7,88	0,16	11,90	37,63
2	8,00	300,0	3,60	32	3,32	0,08	3,49	39,12
3	2,00	300,0	0,40	32	3,32	0,08	3,49	8,04
10	2,90	128,6	0,40	20	8,77	0,10	4,99	27,43
11	0,60	64,3	6,00	15	11,30	0,09	4,28	32,46
HK13								0,00
12	0,60	64,3	8,50	15	11,30	0,09	4,28	43,16
13	2,90	128,6	1,20	20	8,77	0,10	4,99	31,42
6	1,50	300,0	0,40	32	3,32	0,08	3,49	6,38
7	8,00	300,0	1,60	32	3,32	0,08	3,49	32,14
8	2,50	300,0	2,40	32	3,32	0,08	3,49	16,68
9	1,00	775,7	1,20	40	7,88	0,16	11,90	22,16
Summe:	31,00							297

**Berechnungstabelle:
Beispiel 1 nach
Dimensionierung des
Heizkreises k = 2
zum Heizkörper 13**

Eine Dimensionsänderung wird aus praktischen Gründen nicht empfohlen.

Die Berechnung der **weiteren Stromkreise** erfolgt völlig analog zu den gezeigten Abläufen. Eine Besonderheit besteht allerdings für die Stromkreise, die die Sicherheitsvor- und -rücklaufleitungen einschließen (Heizkörper 1 bis 4), denn die Durchmesser dieser Leitungen sind nicht immer frei wählbar. Aus sicherheitstechnischen Gründen legen entsprechende Normen Mindestdurchmesser fest.

7.2 Beispiel 2: Schwerkraftheizung mit oberer Verteilung

In einer alten, denkmalgeschützten Villa mit großen Stockwerkshöhen ist eine Schwerkraftheizungsanlage mit oberer Verteilung, die bei Vollast mit 90 °C / 70 °C betrieben werden soll, zu installieren. Nach den Berechnungsempfehlungen (Abschnitt 6.1) gilt für alle Heizkörper bei oberer Verteilung die gleiche Spreizung, hier von 20 K. Die Eintrittstemperaturen in die Heizkörper sind aber aufgrund der nicht zu vernachlässigenden Abkühlung in den vorangehenden Verteilungsleitungen unterschiedlich. Damit können auch bei gleichen geforderten Heizleistungen unterschiedliche Heizkörpergrößen auftreten.

Das Strangschemata ist Bild 7.2 zu entnehmen. In diesem sind an den Heizkörpern die geforderten Wärmeleistungen in W und die zugehörigen Masseströme in kg/h rot eingetragen. Letztere ergeben sich nach Gl. (1.1) beispielsweise für die geforderte Heizleistung von 2500 W zu:

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}}{c \Delta t} = \frac{2500}{4200 \cdot 20} \cdot 3600 \frac{\text{W kg K s}}{\text{Ws K h}} = 107,1 \frac{\text{kg}}{\text{h}}.$$

Die Höhen der Heizkörper über der Mitte des Heizkessels können dem Strangschemata entnommen werden. Nach 6.1 sind bei der Berechnung des thermodynamischen Umtriebsdruckes auch die Dichteänderungen in den Verteilungsleitungen zu berücksichtigen. Damit sind die Temperaturen längs dieser Leitungen zu berechnen. Es wird für die Teilstrecke stets die Eintrittstemperatur verwendet, um iterationsfrei arbeiten zu können. Die Dichteänderung wird jeweils in Teilstreckenmitte in Ansatz gebracht.

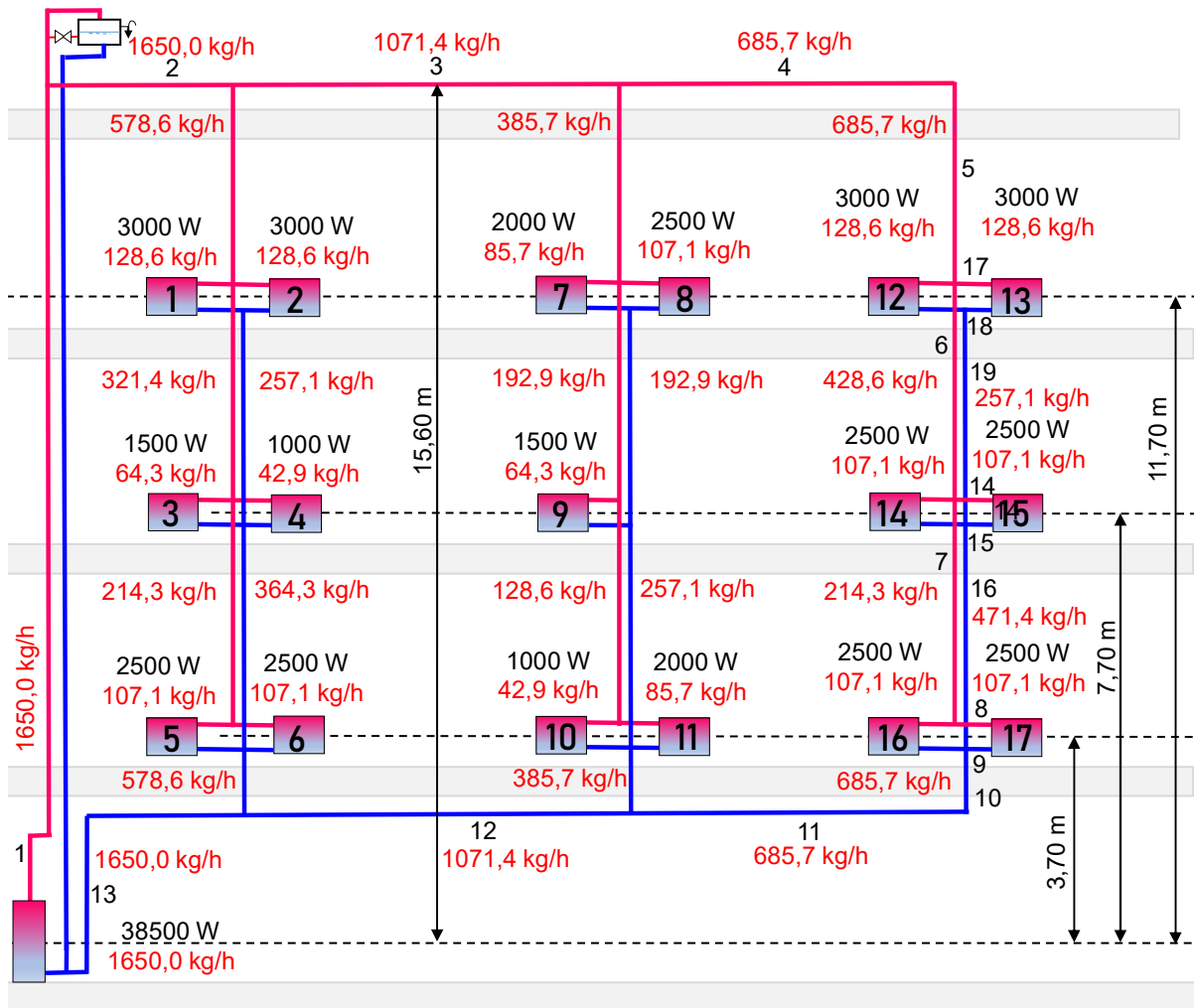


Bild 7.2 Strangschema für Beispiel 1 (Kesselleistung ohne Leitungsverluste)

Heizkörper 17 wird als *ungünstigster Heizkörper* erkannt. Die Teilstrecken des zugehörigen Stromkreises $k = 1$ sind im Strangschema nummeriert. Nun ist der thermodynamische Umtriebsdruck zu bestimmen. Eine qualitative Vorlage zeigt Bild 5.8. Die Fläche wird nach Gl. (3.10) ermittelt, wobei wiederum eine Excel-Tabelle aufgebaut wird. Die Verknüpfungen werden manuell hergestellt, um der früheren Berechnungsmethodik analog zu sein.

Die Längen der Teilstrecken ergeben sich aus dem Strangschema und aus dem nicht dargestellten Kellergrundriss. Gleiches gilt für die Einzelwiderstandsbeiwerte (Kessel, Radiatoren, Abzweige, Vereinigungen, Bogen, Etagenbogen usw.), die den Tafeln 4 bis 6 entnommen werden. Sie sind im Berechnungsblatt zugehörig zur Teilstreckennummer vermerkt.

Um zu einer ersten Durchmesserannahme zu gelangen, muss der Umtriebsdruck abgeschätzt werden. Hierzu dient Gl. (6.2), wobei für die Dichteänderung im Heizkörper zunächst eine Temperaturänderung von 90 °C auf 70 °C angenommen wird. Weiterhin werde der Zuschlag nach Tabelle 6.2 für $z_{HK} \approx 4$ m, $H \approx 16$ m und $L \approx 17$ m mit ca. $a = 0,65$ angenommen:

$$\Delta p_S = g h \Delta \rho = 9,81 \cdot 3,7 \cdot (977,9 - 965,3) (1 + 0,65) \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \text{m} \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = 755 \text{ Pa.}$$

Damit folgt dann nach Gl. (6.8) der mittlere verfügbare Druckverlust durch Rohrreibung

$$R_{m,k} = \frac{\Delta p_{s,k}(1 - \alpha)}{l_k} = \frac{755 (1 - \{0,66 \dots 0,5\})}{69,2} \frac{\text{Pa}}{\text{m}} = 3,7 \dots 5,5 \frac{\text{Pa}}{\text{m}}.$$

Mit dieser Angabe folgt die Auswahl der Durchmesser aus Tafel 3, wobei die Masseströme nicht interpoliert werden, sondern jeweils der nächstgelegene Wert Verwendung findet. Mit den in der Excel-Tabelle eingetragenen Werten R , w und S erfolgt die Verknüpfung und die teilstreckenweise Auswertung der Gl. (3.4)

$$\Delta p_{R,i} = p'_i - p''_i = \left(\lambda_i \frac{l_i}{d_i} + \Sigma \zeta_i \right) \frac{\rho_i}{2} w_i^2 = R_i l_i + S_i \Sigma \zeta_i.$$

Der Gesamtdruckverlust nach der vorläufigen Dimensionierung beträgt $\Delta p_R = 480 \text{ Pa}$.

Jetzt ist die sehr aufwändige Bestimmung des thermodynamischen Umtriebsdruckes nach Gl. (3.10) erforderlich. Dazu werden zunächst in der Tabelle für jede Teilstrecke die Eintrittstemperatur t'_i , die Umgebungstemperatur $t_{U,i}$ sowie die mittlere Höhe der $z_i = (z'_i + z''_i)/2$ eingetragen. Falls eine Dämmung vorhanden ist, muss noch die Dämmdicke δ_i ergänzt werden.

Bei nackten Rohren wird q^* aus Tafel 1 abgelesen, ist eine Dämmung vorhanden, so erfolgt die Ablesung der spezifischen Wärmeabgabe q^{**} aus Tafel 2, die dann mit $(t'_i - t_{U,i})$ zu multiplizieren ist. Schließlich wird durch die entsprechende Verknüpfung gemäß Gl. (3.3) die Teilstreckenaustrittstemperatur t''_i bestimmt. Zur Veranschaulichung und zur Beurteilung der Wärmeverluste wird noch die Zwischengröße $\dot{Q}_i = q_i^* l_i$ bzw. $\dot{Q}_i = q_i^{**} l_i (t'_i - t_{U,i})$ eingeführt.

Letztendlich wird der thermodynamische Umtriebsdruck nach Gl. (3.10) bestimmt, wobei die Dichteänderung auf Basis der Gl. (3.11) in Ansatz gebracht wird. Sie wird verkürzt durch nachfolgende Formel berechnet:

$$\Delta \rho = -1,029905 \cdot 10^{-1} (t' - t'') - 3,698162 \cdot 10^{-3} (t' - t'')^2 + 3,991053 \cdot 10^{-6} (t' - t'')^3 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}.$$

Die Berechnungstabelle ist auf der nächsten Seite wiedergegeben. Es gelten die Feststellungen:

- Der vorausgeschätzte Umtriebsdruck $\Delta p_s = 755 \text{ Pa}$ liegt relativ nahe am tatsächlich berechneten Wert von 701 Pa (Abweichung 8 %).
- Bemerkenswert ist der Temperaturabfall in den Verteilleitungen bis zum Heizkörper 17 von ca. 4,3 K. Er ist bei der Heizkörperwahl zu berücksichtigen.
- Insgesamt sind die Wärmeverluste infolge der Rohrführung groß, im Stromkreis 1 ca. 3,3 kW.
- Für das Heizkörperventil verbleibt eine verfügbare Druckdifferenz von $701 \text{ Pa} - 480 \text{ Pa} = 221 \text{ Pa}$. Dies ergibt nach Tafel 7 eine Voreinstellung von etwa 5,5.
- Selbstverständlich könnte man noch einige Änderungen der Rohrdimensionen vornehmen. Die Auswahl wurde – wie bereits beschrieben – nach dem ermittelten R_m und nach ästhetischen Gesichtspunkten getroffen. So wurde versucht in den Räumen mit möglichst kleinen Rohrdurchmessern auszukommen.
- Es besteht kein dringender Grund die Dimensionierung zu ändern.

Teilstrecke-Eingabe					Aus Tafel 3			Ergebnis
i	l m	m kg/h	$\Sigma \zeta$	DN mm	R Pa/m	w m/s	S Pa	Δp_R Pa
1	16,00	1650,0	3,50	65	2,84	0,13	7,61	72,08
2	4,00	1650,0	2,80	65	2,84	0,13	7,61	32,67
3	7,00	1071,4	1,40	50	4,11	0,13	8,04	40,03
4	6,00	685,7	1,80	50	1,94	0,08	3,47	17,89
5	3,50	685,7	5,20	40	6,04	0,14	8,88	67,32
6	4,00	428,6	1,00	32	6,03	0,12	6,83	30,95
7	4,00	214,3	0,20	25	6,73	0,10	5,18	27,96
8	0,60	107,1	6,00	20	6,03	0,08	3,26	23,18
HK17		107,1						0,00
9	0,60	107,1	2,00	20	6,03	0,08	3,26	10,14
10	1,50	685,7	5,00	40	6,04	0,14	8,88	53,46
11	6,00	685,7	2,20	50	1,94	0,08	3,47	19,27
12	7,00	1071,4	1,50	50	4,11	0,13	8,04	40,83
13	9,00	1650,0	2,40	65	2,84	0,13	7,61	43,82
Summe:	69,20							480

**Berechnungstabelle:
Beispiel 2 nach erster
Durchmesserannahme
für den Stromkreis k = 1
zum Heizkörper 17**

TS i	Berechnung Umtriebsdruck				Aus Tafel 1 oder 2		Q W	t'' °C	Ergebnis Δp_S Pa
	t' °C	tU °C	z m	δ mm	q* W/m	q** W/(m K)			
1	90,00	15	8,00	30		0,478	573,6	89,70	15,7
2	89,70	-5	15,60	30		0,478	181,1	89,61	9,6
3	89,61	-5	15,60	30		0,404	267,6	89,39	21,9
4	89,39	-5	15,60	30		0,404	228,8	89,11	29,2
5	89,11	20	13,80		130		455,0	88,54	51,2
6	88,54	20	10,00		120		480,0	87,58	62,3
7	87,58	20	6,00		92		368,0	86,11	56,7
8	86,11	20	4,00		87		52,2	85,69	10,7
HK17	85,69	20	3,70				2500,0	65,68	431,2
9	65,68	20	3,40		54		32,4	65,42	4,6
10	65,42	20	3,00		80		120,0	65,27	2,4
11	65,27	10	2,40	30		0,404	134,0	65,10	2,1
12	65,10	10	2,40	30		0,404	155,8	64,98	1,6
13	64,98	10	2,00	30		0,478	236,5	64,86	1,3
Summe:							5785		701

i	Teilstreckennummer	w	Wassergeschwindigkeit	δ	Dämmdicke
l	Länge der Teilstrecke	S	Staudruck	q*	Wärmeabgabe nackter Rohre
m	Massestrom	Δp_R	Druckverlust in der Teilstrecke	q**	spezif. Wärmeabgabe gedämmter Rohre
$\Sigma \zeta$	Einzelwiderstände in der Teilstrecke	t'	Eintrittstemperatur	Q	Wärmeabgabe
DN	Nenndurchmesser	tU	Umgebungstemperatur	t''	Austrittstemperatur
R	Druckverlust pro m Rohr	z	Höhe Abkühlungspunkt	Δp_S	Umtriebsdruck

Die vorstehende Nachrechnung beinhaltet genaugenommen einige Fehler, denn an den Eintrittten der Teilstrecken $i = 10, 12, 13$ existieren Mischpunkte, an denen Temperaturänderungen zu erwarten sind. Die Teilstrecken 10 bis 13 steuern aber nur 7,4 Pa zum Umtriebsdruck bei (ca. 1 %). Bei genauer Rechnung wäre nur eine sehr kleine Änderung zu erwarten. Es gilt der auf Seite 19 getroffene Hinweis, dass die Temperaturänderungen im Rücklauf infolge Mischung bei mehrgeschossigen Anlagen vernachlässigbar sind.

Es folgt die Betrachtung von **Stromkreis $k = 2$** , der den Heizkörper 15 versorgt. Die Anbindung des Heizkörpers erfolgt mit DN 15. Die Teile des Stromkreises $k = 1$ bleiben unverändert.

Teilstrecke-Eingabe					Aus Tafel 3			Ergebnis
i	l m	m kg/h	$\Sigma \zeta$	DN mm	R Pa/m	w m/s	S Pa	Δp_R Pa
1	16,00	1650,0	3,50	65	2,84	0,13	7,61	72,08
2	4,00	1650,0	2,80	65	2,84	0,13	7,61	32,67
3	7,00	1071,4	1,40	50	4,11	0,13	8,04	40,03
4	6,00	685,7	1,80	50	1,94	0,08	3,47	17,89
5	3,50	685,7	5,20	40	6,04	0,14	8,88	67,32
6	4,00	428,6	1,00	32	6,03	0,12	6,83	30,95
14	0,60	107,1	5,00	15	25,70	0,15	10,80	69,42
HK15		107,1						0,00
15	0,60	107,1	2,00	15	25,70	0,15	10,80	37,02
16	4,00	471,4	2,00	32	7,65	0,14	8,92	48,44
10	1,50	685,7	5,00	40	6,04	0,14	8,88	53,46
11	6,00	685,7	2,20	50	1,94	0,08	3,47	19,27
12	7,00	1071,4	1,50	50	4,11	0,13	8,04	40,83
13	9,00	1650,0	2,40	65	2,84	0,13	7,61	43,82
Summe:	69,20							573

**Berechnungstabelle:
Beispiel 2 nach weiteren
Durchmesserannahmen
für den Stromkreis $k = 2$
zum Heizkörper 15**

TS i	Berechnung Umtriebsdruck				Aus Tafel 1 oder 2		Q W	t'' °C	Ergebnis Δp_S Pa
	t' °C	tU °C	z m	δ mm	q* W/m	q** W/(m K)			
1	90,00	15	8,00	30		0,478	573,6	89,70	15,7
2	89,70	-5	15,60	30		0,478	181,1	89,61	9,6
3	89,61	-5	15,60	30		0,404	267,6	89,39	21,9
4	89,39	-5	15,60	30		0,404	228,8	89,11	29,2
5	89,11	20	13,80		130		455,0	88,54	51,2
6	88,54	20	10,00		120		480,0	87,58	62,3
14	87,58	20	8,00		72		43,2	87,23	17,9
HK15	87,23	20	7,70				2500,0	67,23	910,4
15	67,23	20	7,40		46		27,6	67,00	8,7
16	67,00	20	5,50		75		300,0	66,46	16,0
10	66,46	20	3,00		80		120,0	66,31	2,4
11	66,31	10	2,40	30		0,404	136,5	66,14	2,2
12	66,14	10	2,40	30		0,404	158,8	66,01	1,6
13	66,01	10	2,00	30		0,478	241,0	65,89	1,3
Summe:							5713		1151

Der für das Heizkörperventil verbleibende Druck $1151 \text{ Pa} - 573 \text{ Pa} = 578 \text{ Pa}$ kann durch die Voreinstellung 5,5 abgebaut werden (Tafel 7).

Schließlich wird Stromkreis **k = 3** mit Heizkörper 13 nachgerechnet, wobei wiederum DN 15 für den Heizkörperanschluss gewählt wird.

Teilstrecke-Eingabe					Aus Tafel 3			Ergebnis
i	l m	m kg/h	$\Sigma \zeta$	DN mm	R Pa/m	w m/s	S Pa	Δp_R Pa
1	16,00	1650,0	3,50	65	2,84	0,13	7,61	72,08
2	4,00	1650,0	2,80	65	2,84	0,13	7,61	32,67
3	7,00	1071,4	1,40	50	4,11	0,13	8,04	40,03
4	6,00	685,7	1,80	50	1,94	0,08	3,47	17,89
5	3,50	685,7	5,20	40	6,04	0,14	8,88	67,32
17	0,60	128,6	5,00	15	37,70	0,18	16,60	105,62
HK13		128,6						0,00
18	0,60	128,6	8,50	15	37,70	0,18	16,60	163,72
19	4,00	257,1	2,00	25	9,83	0,13	7,95	55,22
16	4,00	471,4	2,00	32	7,65	0,14	8,92	48,44
10	1,50	685,7	5,00	40	6,04	0,14	8,88	53,46
11	6,00	685,7	2,20	50	1,94	0,08	3,47	19,27
12	7,00	1071,4	1,50	50	4,11	0,13	8,04	40,83
13	9,00	1650,0	2,40	65	2,84	0,13	7,61	43,82
Summe:	69,20							760

**Berechnungstabelle:
Beispiel 2 nach weiteren
Durchmesserannahmen
für den Stromkreis k = 3
zum Heizkörper 13**

TS i	Berechnung Umtriebsdruck				Aus Tafel 1 oder 2		Q W	t'' °C	Ergebnis Δp_S Pa
	t' °C	tU °C	z m	δ mm	q* W/m	q** W/(m K)			
1	90,00	15	8,00	30		0,478	573,6	89,70	15,7
2	89,70	-5	15,60	30		0,478	181,1	89,61	9,6
3	89,61	-5	15,60	30		0,404	267,6	89,39	21,9
4	89,39	-5	15,60	30		0,404	228,8	89,11	29,2
5	89,11	20	13,80		130		455,0	88,54	51,2
17	88,54	20	12,00		72		43,2	88,25	22,5
HK13	88,25	20	11,70				3000,0	68,26	1395,5
18	68,26	20	11,40		46		27,6	68,07	11,3
19	68,07	20	9,50		60		240,0	67,27	40,9
16	67,27	20	5,50		75		300,0	66,73	16,0
10	66,73	20	3,00		80		120,0	66,58	2,4
11	66,58	10	2,40	30		0,404	137,1	66,40	2,2
12	66,40	10	2,40	30		0,404	159,5	66,28	1,6
13	66,28	10	2,00	30		0,478	242,1	66,15	1,3
Summe:							5976		1622

Der für das Heizkörperventil verbleibende Druck $1622 \text{ Pa} - 760 \text{ Pa} = 862 \text{ Pa}$ kann durch die Voreinstellung 6 abgebaut werden (Tafel 7).

Der Hinweis auf Seite 19, die Aufwärmungen oder Abkühlungen bei Mischungen im Rücklauf mehrgeschossiger Schwerkraftheizungen unbeachtet zu lassen, wird durch das Beispiel 2 voll bestätigt. Die Berechnung der drei Stromkreise zeigte bei den vorgenommenen Einzelbetrachtungen beispielsweise am Eintritt in die Teilstrecke 10 die Temperaturen 65,42 °C, 66,46 °C und 66,73 °C. Die reale Temperatur bei mehrfacher Beachtung der Gl. (3.1) liegt irgendwo dazwischen. Da bei der Berechnung des Umtriebsdruckes aber nur die Dichteänderungen relevant sind, schwankt der Anteil der Teilstrecken 10 bis 13 praktisch nicht, denn er liegt zwischen 7,4 Pa und 7,5 Pa. Im Verhältnis zum jeweiligen Umtriebsdruck des Stromkreises sind dies 1% ... 0,5%. Eine detailliertere Berechnung wäre in Anbetracht der Berechnungsunsicherheiten nur eine vorgetäuschte Genauigkeitsverbesserung.

7.3 Beispiel 3: Stockwerksheizung mit Schwerkraftbetrieb

Für ein neoklassizistisches Wohnhaus, das um 1910 erbaut wurde, ist eine Etagenheizung mit Festbrennstoffkessel in der Diele und auf gleicher Höhe liegenden Radiatoren in den Räumen zu berechnen. Die Vorlaufleitungen sind nahe der Decke, die Rücklaufleitungen nahe der Sockelleisten verlegt. Bei einer unvermeidbaren Türquerung wird der Rücklauf hochgezogen und liegt parallel zum Vorlauf. Bild 7.3 zeigt das Strangschemata. Beide Anlagenteile können getrennt voneinander betrachtet werden, da diese vom Hauptvorlauf abzweigen und die Rücklaufvereinigung unmittelbar vor dem Kesseleintritt erfolgt. Für die Temperaturen im Volllastbetrieb gelten 90 °C / 70 °C.

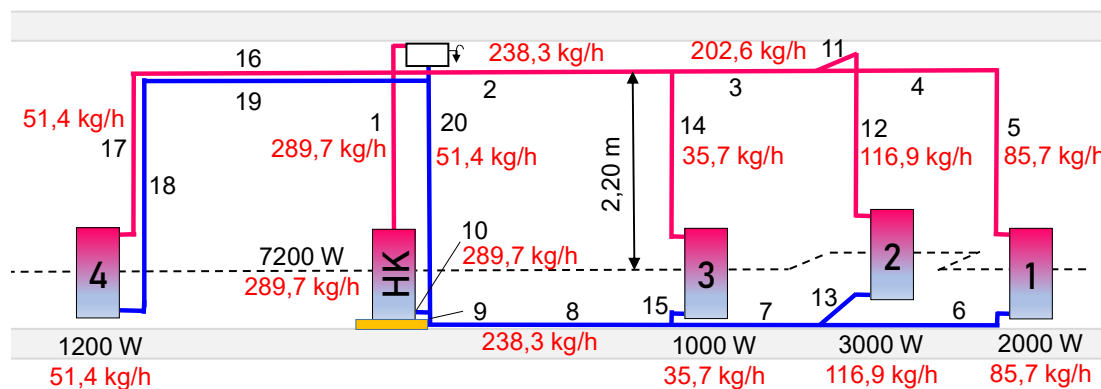


Bild 7.3 Strangschemata für Beispiel 3 (Kesselleistung ohne Leitungsverluste)

Dem Strangschemata ist zu entnehmen, dass die mittlere Erwärmungszone im Heizkessel auf gleicher Höhe wie die Abkühlungszonen in den Heizkörper liegt. Damit sind die Dichteänderungen in den Vorlauf-Verteilungsleitungen maßgebend für den thermodynamischen Umtriebsdruck. Um die Dichteänderungen bestimmen zu können, sind die Temperaturen längs der Rohrleitungen besonders genau zu erfassen. Es wird für die Teilstrecke jeweils die Eintrittstemperatur verwendet, um iterationsfrei arbeiten zu können. Die Dichteänderung wird – wie im Abschnitt 3.4 ausführlich beschrieben – in Teilstreckenmitte in Ansatz gebracht.

Die Längen der Teilstrecken ergeben sich aus dem Strangschemata und aus dem nicht dargestellten Wohnungsgrundriss. Gleiches gilt für die Einzelwiderstandsbeiwerte (Kessel, Radiatoren, Abzweige, Vereinigungen, Bogen, Etagenbogen usw.), die den Tafeln 4 bis 6 entnommen werden. Sie sind im Berechnungsblatt zugehörig zur Teilstreckennummer vermerkt.

Das Berechnungsblatt ist als Excel-Tabelle gestaltet, wobei die Verknüpfungen manuell hergestellt wurden, um der früheren Berechnungsmethodik analog zu sein.

Nach den Berechnungsempfehlungen (Abschnitt 6.1) gilt für Stockwerksheizungen für den entferntesten Heizkörper eine Temperaturspreizung von 20 K. Hier handelt es sich um HK1, die zugehörigen Teilstrecken bilden somit den ungünstigsten Stromkreis $k = 1$.

Damit ergibt sich für den Heizkörper 1 nach Gl. (1.1) der Massestrom

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}}{c \Delta t} = \frac{2000}{4200 \cdot 20} \cdot 3600 \frac{\text{W kg K s}}{\text{Ws K h}} = 85,7 \frac{\text{kg}}{\text{h}}.$$

Die Temperaturspreizungen der übrigen Heizkörper sind kleiner zu wählen, um Rücklaufaufwärmungen gemäß Abschnitt 5.2 möglichst zu vermeiden. Da im vorliegenden Fall der Rücklauf unter den Heizkörpern angeordnet ist, spielen diese – wie im Bild 5.7 verdeutlicht – jedoch nur eine untergeordnete Rolle. Nach Tabelle 6.1 werden aber dennoch gestaffelte Temperaturspreizungen verwendet. Für HK4 wird wiederum eine Temperaturspreizung von 20 K angesetzt, da dieser Stromkreis praktisch nicht mit den anderen verbunden ist. Es ergeben sich:

Heizkörper	Länge Vorlauf	Spreizung	Wärmeleistung	Massestrom	Massestromsumme
HK1	16,0 m	20 K	2000 W	85,7 kg/h	85,7
HK2	12,8 m	22 K	3000 W	116,9 kg/h	202,6 kg/h
HK3	9,0 m	24 K	1000 W	35,7 kg/h	238,3 kg/h
HK4		20 K	1200 W	51,4 kg/h	289,7 kg/h

Die Ergebnisse sind im Strangschema rot eingetragen.

Die Wärmeleistung der Heizkörper ergibt sich aus der Raumheizlast vermindert um einen Schätzwert für die Rohrwärmeabgabe im jeweiligen Raum.

Da bei Stockwerksheizungen kein durch die Heizkörper verursachter Umtriebsdruck existiert, der zur Vorbemessung dienen kann, wird die Geschwindigkeitsermittlung nach Gl. (6.9) zur Dimensionierung der Verteilungsleitungen verwendet. Es gilt im vorliegenden Fall:

$$w_i = 0,05 \sqrt[3]{z_i} = 0,05 \sqrt[3]{2,2} \frac{\text{m}}{\text{s}} = 0,065 \frac{\text{m}}{\text{s}}.$$

Zugehörig zu dieser Geschwindigkeit und den entsprechenden Masseströmen werden aus den Tafeln 3 die Rohrdurchmesser festgelegt. Die entsprechenden Werte DN, R, w, und S sind in der Excel-Tabelle eingetragen.

Die manuellen Verknüpfungen gemäß Gl. (3.4) liefern die Druckverluste in den Teilstrecken und schließlich den Gesamtwert von $\Delta p_R = 66 \text{ Pa}$.

Analog dazu erfolgt die Berechnung des thermodynamischen Umtriebsdruckes nach Gl. (3.10) mit der Dichtedifferenz

$$\Delta \rho = -1,029905 \cdot 10^{-1} (t' - t'') - 3,698162 \cdot 10^{-3} (t' - t'')^2 + 3,991053 \cdot 10^{-6} (t' - t'')^3 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}.$$

Dieser beträgt $\Delta p_S = 125 \text{ Pa}$.

Damit sind für das 1"-Heizkörperventil 59 Pa verfügbar (Voreinstellung 6)

Generell sollte man bei kleinen Anlagen mit Feststoffkesseln sicherstellen, dass mindestens ein Heizkörper stets geöffnet ist, um Leistungsschwankungen der Feuerung auszugleichen.

Teilstrecke-Eingabe					Aus Tafel 3			Ergebnis
i	l m	m kg/h	$\Sigma \zeta$	DN mm	R Pa/m	w m/s	S Pa	Δp_R Pa
1	2,00	289,7	3,50	40	1,30	0,06	1,57	8,10
2	5,00	238,3	4,00	40	0,934	0,05	1,07	8,95
3	3,00	202,6	0,70	32	1,63	0,06	1,55	5,98
4	4,00	85,7	0,20	25	1,39	0,04	0,849	5,73
5	2,00	85,7	3,50	25	1,39	0,04	0,849	5,75
HK1		85,7						0,00
6	4,50	85,7	2,00	25	1,39	0,04	0,849	7,95
7	3,00	202,6	1,50	32	1,63	0,06	1,55	7,22
8+9	5,50	238,3	9,50	40	0,934	0,05	1,07	15,30
10	0,50	289,7	0,50	40	1,30	0,06	1,57	1,44
Summe:	29,50							66

**Berechnungstabelle:
Beispiel 3 nach erster
Durchmesserannahme
für den Stromkreis k = 1
zum Heizkörper 1**

TS i	Berechnung Umtriebsdruck			Aus Tafel 1	Q	t''	Ergebnis
	t' °C	tU °C	z m	q* W/m	W	°C	Δp_S Pa
1	90,00	20	1,30	135	270,0	89,20	6,8
2	89,20	20	2,20	152	760,0	86,47	39,0
3	86,47	20	2,20	125	375,0	84,88	22,2
4	84,88	20	2,20	105	420,0	80,68	57,4
5	80,68	20	1,30	80	160,0	79,08	12,6
HK1	79,08	20	0,00		2000,0	59,08	0,0
6	59,08	20	-0,60	53	238,5	56,69	-6,9
7	56,69	20	-0,60	58	174,0	55,96	-2,1
8+9	55,96	20	-0,60	64	352,0	54,69	-3,5
10	54,69	20	-0,40	60	30,0	54,60	-0,2
Summe:					4780		125

i	Teilstreckenummer	w	Wassergeschwindigkeit	q*	Wärmeabgabe nackter Rohre
l	Länge der Teilstrecke	S	Staudruck	Q	Wärmeabgabe
m	Massestrom	Δp_R	Druckverlust in der Teilstrecke	t''	Austrittstemperatur
$\Sigma \zeta$	Einzelwiderstände in der Teilstrecke	t'	Eintrittstemperatur	Δp_S	Umtriebsdruck
DN	Nenndurchmesser	tU	Umgebungstemperatur		
R	Druckverlust pro m Rohr	z	Höhe Abkühlungspunkt		

Die Berechnung zeigte, dass man mit den vorgewählten Geschwindigkeiten eine erste, realistische Dimensionierung des Rohrnetzes erhält.

Die verfügbare Druckdifferenz für das Heizkörperventil beträgt: 125 Pa – 66 Pa = 59 Pa. Hieraus folgt die Ventilstellung von ca. 6,4.

Die Nachrechnung des Stromkreis $k = 2$ führt mit einer Heizkörperanbindung von DN 32 zu einem technisch realisierbaren Ergebnis.

Teilstrecke-Eingabe					Aus Tafel 3			Ergebnis
i	l m	m kg/h	$\Sigma \zeta$	DN mm	R Pa/m	w m/s	S Pa	Δp_R Pa
1	2,00	289,7	3,50	40	1,30	0,06	1,57	8,10
2	5,00	238,3	4,00	40	0,934	0,05	1,07	8,95
3	3,00	202,6	0,70	32	1,63	0,06	1,55	5,98
11	1,00	116,9	2,00	32	0,626	0,03	0,512	1,65
12	1,80	116,9	3,50	32	0,626	0,03	0,512	2,92
HK2		116,9						0,00
13	1,20	116,9	2,00	32	0,626	0,03	0,512	1,78
7	3,00	202,6	1,50	32	1,63	0,06	1,55	7,22
8+9	5,50	238,3	9,50	40	0,934	0,05	1,07	15,30
10	0,50	289,7	0,50	40	1,30	0,06	1,57	1,44
Summe:	23,00							53

**Berechnungstabelle:
Beispiel 3 nach weiteren
Durchmesserannahmen
für den Stromkreis $k = 2$
zum Heizkörper 2**

TS i	Berechnung Umtriebsdruck			Aus Tafel 1	Q W	t'' °C	Ergebnis ΔpS Pa
	t' °C	tU °C	z m	q* W/m			
1	90,00	20	1,30	135	270,0	89,20	6,8
2	89,20	20	2,20	152	760,0	86,47	39,0
3	86,47	20	2,20	125	375,0	84,88	22,2
11	84,88	20	2,20	120	120,0	84,00	12,2
12	84,00	20	1,30	110	198,0	82,55	11,8
HK2	82,55	20	0,00		3000,0	60,55	0,0
13	60,55	20	-0,60	70	84,0	59,94	-1,8
7	59,94	20	-0,60	68	204,0	59,07	-2,5
8+9	59,07	20	-0,60	72	396,0	57,65	-4,1
10	57,65	20	-0,40	70	35,0	57,55	-0,2
Summe:					5442		83

Das Heizkörperventil muss voll geöffnet sein, Ventilstellung N.

Es ist deutlich erkennbar, dass man für den Heizkörper 2 die Temperaturspreizung hätte größer wählen können oder sollen. Dies würde aber zu einem noch größeren Heizkörper führen, was auch nicht vorteilhaft wäre.

Die Nachrechnung des Stromkreis **k = 3** wird mit einer Heizkörperanbindung von DN 20 durchgeführt und ergibt ebenfalls ein technisch umsetzbares Ergebnis.

Teilstrecke-Eingabe					Aus Tafel 3			Ergebnis
i	l m	m kg/h	$\Sigma \zeta$	DN mm	R Pa/m	w m/s	S Pa	Δp_R Pa
1	2,00	289,7	3,50	40	1,30	0,06	1,57	8,10
2	5,00	238,3	4,00	40	0,934	0,05	1,07	8,95
14	2,00	35,7	5,50	20	0,684	0,03	0,383	3,47
HK3		35,7						0,00
15	0,50	35,7	2,00	20	0,684	0,03	0,383	1,11
8+9	5,50	238,3	9,50	40	0,934	0,05	1,07	15,30
10	0,50	289,7	0,50	40	1,30	0,06	1,57	1,44
Summe:	15,50							38

**Berechnungstabelle:
Beispiel 3 nach weiteren
Durchmesserannahmen
für den Stromkreis k = 3
zum Heizkörper 3**

TS i	Berechnung Umtriebsdruck			Aus Tafel 1	Q	t''	Ergebnis
	t' °C	tU °C	z m	q* W/m	W	°C	Δp_S Pa
1	90,00	20	1,30	135	270,0	89,20	6,8
2	89,20	20	2,20	152	760,0	86,47	39,0
14	86,47	20	1,30	70	140,0	83,11	27,6
HK3	83,11	20	0,00		1000,0	59,10	0,0
15	59,10	20	-0,60	43	21,5	58,58	-1,5
8+9	58,58	20	-0,60	72	396,0	57,16	-4,1
10	57,16	20	-0,40	70	35,0	57,05	-0,2
Summe:					2623		68

Für das Heizkörperventil ist die Ventilstellung 5 einzustellen.

Mögliche weitere Verfahrenswege für Iterationen oder konstruktive Änderungen:

- Man könnte die Heizkörperspreizungen so verändern, dass an den Mischpunkten des Rücklaufes die Wasserströme mit etwa gleichen Temperaturen zusammentreffen.
- Um die Nachrechnungen zu verbessern, wäre es normalerweise geboten am Zusammenfluss der Rückläufe von Stromkreis 1, 2 und 3 die Mischtemperaturen nach Gl. (3.1) zu bestimmen. Die Berechnung des thermodynamischen Umtriebsdruckes wäre dann genauer.
- In beiden Fällen müssten alle Stromkreise neu nachgerechnet werden, da sich die Masseströme oder die Temperaturen in allen gemeinsam genutzten Teilstrecken änderten. Der thermodynamische Umtriebsdruck für die Stromkreise änderte sich aber kaum. Die jetzigen Rechnungen – ohne Beachtung der Mischtemperaturen – ergaben beispielsweise:

		Stromkreis 1	Stromkreis 2	Stromkreis 3
$\Delta p_{s(7)}$	Pa	-2,1	-2,5	
$\Delta p_{s(8+9+10)}$	Pa	-3,7	-4,3	-4,3

Die negativen Anteile des Umtriebsdruckes der TS 7 bis 10 sind praktisch gleich groß.

Damit ist der hydraulische Abgleich für den rechten Anlagenteil erfüllt!

- Eine ideale konstruktive Lösung wäre es, die Rücklaufverteilung in einem formschön gestalteten "Fußleistenkasten" zu verlegen. Dieser sollte mit einer Stopfdämmung versehen sein. Denn bei der Verhinderung der Wärmeabgabe der Rücklaufleitung entstünde überhaupt kein negativer Umtriebsdruckanteil und Temperaturänderungen durch Mischung wären gegenstandslos.

Es folgt die Nachrechnung des linken Anlagenteils mit hochgezogenem Rücklauf.

Teilstrecke-Eingabe					Aus Tafel 3			Ergebnis
i	l m	m kg/h	$\Sigma \zeta$	DN mm	R Pa/m	w m/s	S Pa	Δp_R Pa
1	2,00	289,7	3,50	40	1,30	0,06	1,57	8,10
16	4,00	51,4	4,00	20	1,79	0,04	0,80	10,36
17	2,00	51,4	3,50	15	7,48	0,07	2,65	24,24
HK4		51,4						0,00
18	3,00	51,4	0,70	15	7,48	0,07	2,65	24,30
19	4,00	51,4	1,00	20	1,79	0,04	0,80	7,96
20	2,70	51,4	8,00	25	0,393	0,03	0,318	3,61
10	0,50	289,7	0,50	40	1,30	0,06	1,57	1,44
Summe:	18,20							80

**Berechnungstabelle:
Beispiel 3 nach weiteren
Durchmesserannahmen
für den Stromkreis k = 4
zum Heizkörper 4**

TS i	Berechnung Umtriebsdruck			Aus Tafel 1	Q	t''	Ergebnis
	t' °C	t _U °C	z m	q* W/m	W	°C	Δp_S Pa
1	90,00	20	1,30	135	270,0	89,20	6,8
16	89,20	20	2,20	90	360,0	83,20	84,4
17	83,20	20	1,30	54	108,0	81,40	14,5
HK4	81,40	20	0,00		1200,0	61,39	0,0
18	61,39	20	0,90	32	96,0	59,78	7,2
19	59,78	20	2,20	44	176,0	56,85	31,3
20	56,85	20	0,90	42	113,4	54,96	8,0
10	54,96	20	-0,60	65	32,5	54,86	-0,3
Summe:					2356		152

Für das Heizkörperventil gilt die Ventilstellung 7.

8 Fazit

Mit einer Schwerkraftheizung assoziiert man heute ein veraltetes System, das wegen dicker Rohrleitungen unästhetisch und materialaufwändig ist und dessen Leistungsregelung träge agiert. Dies trifft auch zu.

Dennoch verbindet sich mit der Schwerkraftheizung aber auch ein Faszinosum besonderer Art:

- Sie war über viele Jahrzehnte ein sehr geeignetes Heizsystem, das außer dem Brennstoff keine Fremdenergie benötigte. In einfachster Weise wird Wärmeenergie in mechanische Bewegungsenergie umgewandelt. Sie bewirkt die Wasserströmung im Heizsystem. Der Umwandlungsgrad von Wärmeenergie in mechanische Energie ist dabei bedeutungslos. Auch die geleistete Reibungsarbeit wird wieder zu Wärmeenergie. Außerhalb der Feuerung kommt die bereitgestellte kalorische Energie damit zu 100 % dem Gebäude zugute.
- Bemerkenswert ist auch der geringe Differenzdruck (thermodynamische Umtriebsdruck), der die Strömung bewegt. In den betrachteten Beispielen waren dies für die ungünstigsten Stromkreise beispielsweise 346 Pa, 701 Pa und bei der Stockwerksheizung minimal sogar nur 68 Pa. Früher wurden die Druckdifferenzen in mmWS angegeben, was besonders anschaulich war.

Der hydrostatische Druck, den eine Flüssigkeit auf den Gefäßboden ausübt, ergibt sich zu $\Delta p = g \rho h$. Für Wasser bei der Dichte 1000 kg/m^3 übt somit eine Wassersäule von 1 mm Höhe folgenden Druck auf den Boden aus:

$$\Delta p = 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 0,001 \text{ m} = 9,81 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = 9,81 \text{ Pa.}$$

Bei den genannten Beispielen sind dies Wassersäulen von 35 mm, 70 mm und 7 mm Höhe, die die Strömung antreibt.

- Die vorgenannten Größenordnungen zeigen, mit welcher Genauigkeit die Planung erfolgen musste und dass ein hydraulischer Abgleich unabdingbar war.
- Die Berechnung der Wärmeabgabe von Rohren und der Druckverluste bei Rohrströmungen wurden bei der Planung von Schwerkraftheizungen dringend benötigt. Die theoretischen und vielfältigen versuchsgestützten Erkenntnisse wurden teilweise auf Drängen der damaligen "Centralheizungsindustrie" erarbeitet. Verdienstvolle Namen wie RIETSCHEL, GRÖBER, BRABBÉE, WIERZ seien stellvertretend genannt.

Heutige Behauptungen, dass man bei Schwerkraftheizungen keinen hydraulischen Abgleich durchführte (siehe Seite 3) sind unwahr und bezüglich eines ordnungsgemäßen Betriebes völlig unrealistisch.

Auch bei früheren Pumpenheizungen wurde der Abgleich exakt gerechnet und die ermittelten Voreinstellungen für die Heizkörperventile von gewissenhaften Planern ins Strangschemata eingetragen.

Erst mit dem Aufkommen der "selbstregelnden" Ventile trat der "Sittenverfall" ein. Zu hohe Pumpendrucke und teilweise pfeifende Heizkörperventile waren die Folge. Als "Gegenmittel" entwickelte die Armaturenindustrie zusätzlich einzubauende Strangreguliertventile.

Die modernen Rechenprogramme liefern schnelle und exakte Berechnungen. Wenn man nur will!

9 Literaturverzeichnis

- [1] Glück, B.: Gutachten über die Wärmeversorgung eines Wohnkomplexes, Stadt- und Gebäudetechnik 1976, Hefte 7 und 8
sowie Gutachten über eine Heizungsanlage, Stadt- und Gebäudetechnik 1976, Heft 3
<https://berndglueck.de/publikationen.php>
- [2] Glück, B.: Hydrodynamische und gasdynamische Rohrströmung; Druckverluste (Reihe: Bausteine der Heizungstechnik). Berlin: VEB Verlag für Bauwesen 1988, ISBN 3-345-00222-1 <https://berndglueck.de/Druckverluste>
- [3] Glück, B.: Wärmeübertragung; Wärmeabgabe von Raumheizflächen und Rohren (Reihe: Bausteine der Heizungstechnik). Berlin: VEB Verlag für Bauwesen 1989, ISBN 3-345-00310-4; 2. Auflage Berlin: Verlag für Bauwesen 1990, ISBN 3-345-00426-7
<https://berndglueck.de/Waermeuebertragung>
- [4] Glück, B.: Zustands- und Stoffwerte; Verbrennungsrechnung (Reihe: Bausteine der Heizungstechnik). Berlin: VEB Verlag für Bauwesen 1986, ISBN 3-345-00228-0; Berlin: Marhold-Verlag 1986 und Berlin: Verlag für Bauwesen 1991, ISBN 3-345-00487-9 2. überarbeitete und erweiterte Auflage
<https://berndglueck.de/Stoffwerte>
- [5] Glück, B.: Ein Beitrag zur optimalen Bemessung von Wasserheizungsanlagen mit Umwälzpumpe, Dissertation an der TU Dresden 1969
- [6] Glück, B.: Heizwassernetze Berlin: Verlag für Bauwesen 1991, ISBN 3-345-00487-9 und neues Programm dazu <https://berndglueck.de/heizwassernetze.php>

10 Rücklauftemperaturanhebung (spätere Ergänzung aufgrund von Leserfragen)

Generell ist diese auch bei Schwerkraftheizungen ohne Einbau einer zusätzlichen Pumpe möglich, allerdings sind hierzu einige Anlagenergänzungen nötig. Parallel zu dem Heizkreis mit der niedrigen Rücklauftemperatur, die korrosionsgefährdend für den Wärmebereitsteller (Kessel, Wassertasche eines Kachelofens usw.) sein kann, muss ein weiterer paralleler Heizkreis installiert werden, der eine höhere Rücklauftemperatur aufweist. Beide Rücklaufleitungen münden dann in einem Rücklaufsammler, sodass eine Mischung der beiden Rücklaufwasserströme erfolgt. Damit die Rücklaufaufwärmung keinen verknüpfenden Einfluss auf die Umtriebsdrücke beider Stromkreise nimmt, ist der Rücklaufsammler in der mittleren Höhe des Wärmebereitstellers gemäß Bild 5.2 (Seite 16) anzuordnen.

Für den zusätzlich zu installierenden Stromkreis besteht das Ziel, dass ein großer Wasserstrom mit hoher Rücklauftemperatur am Rücklaufsammler ankommt. Deshalb muss die wärmeabgebende Fläche (z. B. Heizkörper oder vertikales Rohrregister) einen kleinen Wärmeabgabestrom aufweisen und der Druckverlust im Stromkreis gering sein. Die wärmetechnischen und hydraulischen Berechnungen erfolgen genauso, wie in den Abschnitten 6 und 7 dargelegt.

(Die Ausführungen gelten selbstverständlich analog, wenn eine Vielzahl von Stromkreisen mit zu niedriger Rücklaufmischtemperatur existiert und diese nicht durch veränderte Leistungsaufteilungen der Heizkörper in den Stromkreisen erhöht werden kann.)