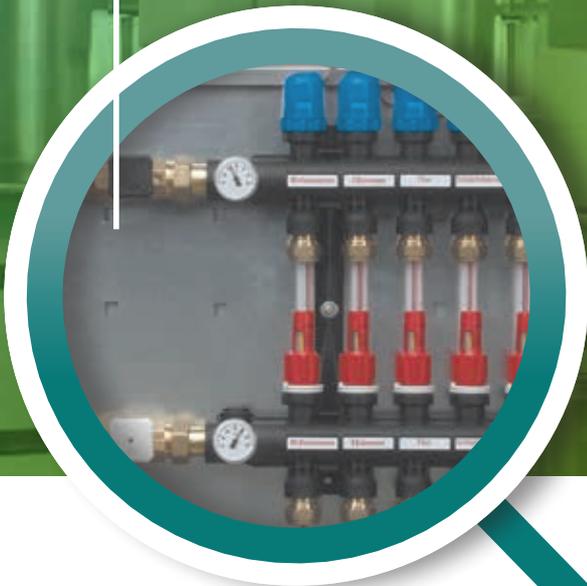
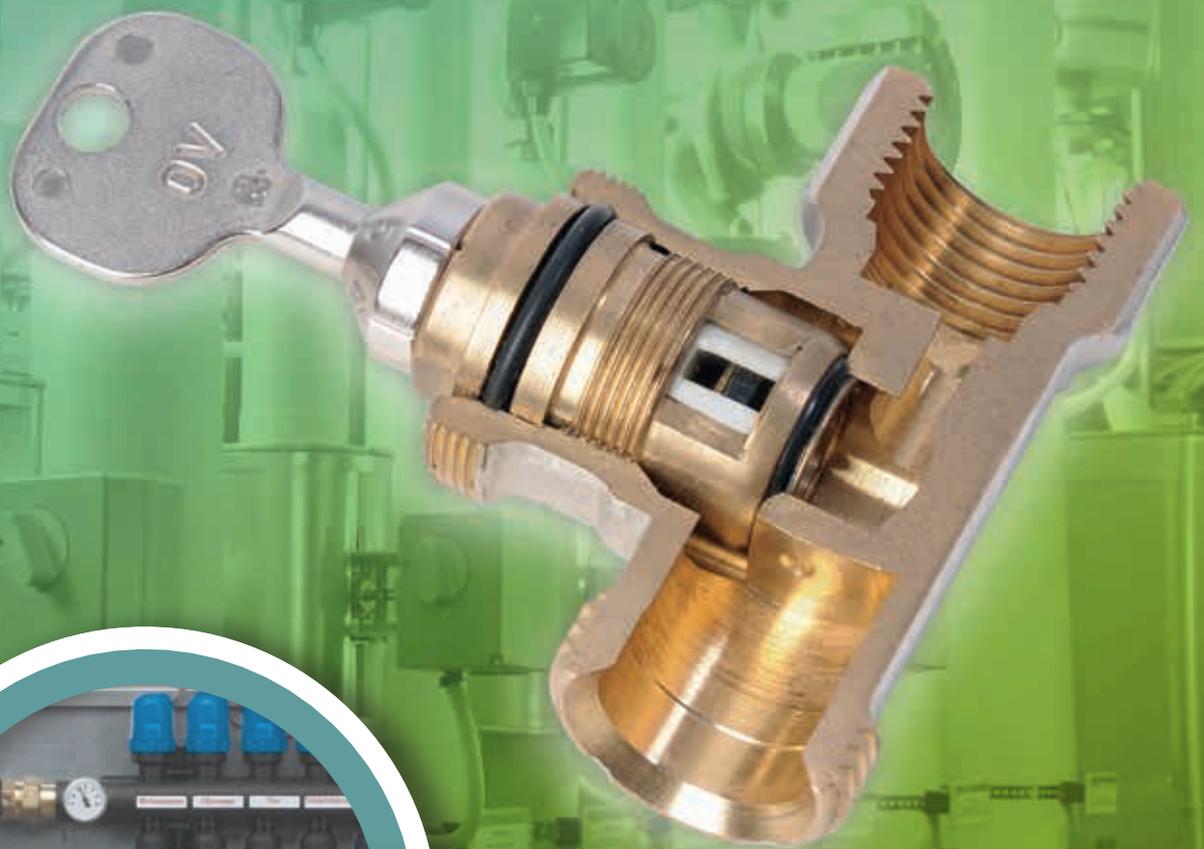


Hydraulischer Abgleich für Heizungssysteme



**MACH MIT.
BAU NACHHALTIG.**
Energieeffizientes Bauen in Sachsen

saena
Sächsische
Energieagentur GmbH



Inhaltsverzeichnis

| | |
|----|--|
| 5 | 1. THEORETISCHE GRUNDLAGEN |
| 5 | 1.1 Allgemeines |
| 5 | 1.1.1 Hydraulischer Abgleich – Warum? |
| 5 | 1.1.2 Strömungseigenschaften von Fluiden |
| 5 | 1.1.3 Reihen- und Parallelschaltung |
| 6 | 1.2 Heizlast nach DIN EN 12831 |
| 6 | 1.2.1 Allgemeines zur Heizlast |
| 6 | 1.2.2 Raumheizlast |
| 7 | 1.2.3 Gebäudeheizlast |
| 9 | 1.2.4 Bestimmung der Heizlast aus Verbrauchswerten |
| 9 | 1.3 Wärmeübergabe |
| 9 | 1.3.1 Unterteilung der Wärmeübergabesysteme |
| 10 | 1.3.2 Auslegung der Wärmeübergabesysteme |
| 11 | 1.3.3 Leistungsregelung der Wärmeübergabesysteme |
| 11 | 1.4 Arten und Auslegung von Wärmeverteilsystemen |
| 11 | 1.4.1 Typische Wärmeverteilsysteme |
| 12 | 1.4.2 Rohrnetzberechnung |
| 14 | 1.5 Elektronische Temperatur-/Messwertbasierte Systeme zum hydraulischen Abgleich |
| 14 | 1.5.1 Vorbemerkung: Hintergrund, Ziele und Begriff des hydraulischen Abgleichs |
| 14 | 1.5.2 Voraussetzungen des hydraulischen Abgleichs |
| 15 | 1.5.3 Beispielkonzepte für einen elektronischen temperatur-/messwertbasierten hydraulischen Abgleich |
| 16 | 1.5.4 Einfluss des Stellantriebs bei Raumtemperaturregelung mit integriertem hydraulischen Abgleich |
| 16 | 1.5.5 Lokale Rechenleistung „ausgelagerte Intelligenz“ |
| 17 | 1.6 Normative und rechtliche Grundlagen |
| 17 | 1.6.1 Heizungsinspektion nach Europäischer Gebäuderichtlinie und DIN EN 15378-1 |
| 17 | 1.6.2 Energiebedarfsberechnung nach DIN V 18599 |
| 17 | 1.6.3 Energetische Bewertung nach Energieeinsparverordnung (EnEV 2014) |
| 17 | 1.6.4 Allgemeine Technische Vertragsbedingungen (ATV / VOB C), DIN 18380 |
| 17 | 1.6.5 Einstellen der Anlage |
| 18 | 1.6.6 Hydraulischer Abgleich als Voraussetzung für Fördermaßnahmen |
| 18 | 1.6.7 VdZ-Fachregel „Optimierung von Heizungsanlagen Bestand“ |
| 18 | 1.6.8 Hinweis zur aktualisierten Heizlastberechnung/Heizlastnorm |
| 19 | 2. PRAKTISCHE UMSETZUNG |
| 19 | 2.1 Hydraulischer Abgleich von Neuanlagen |
| 19 | 2.1.1 Grundsätze der Konzeption und Planung |
| 19 | 2.1.2 Durchführung des hydraulischen Abgleiches |
| 19 | 2.2 Hydraulischer Abgleich im Bestand |
| 19 | 2.2.1 Positive Effekte |
| 20 | 2.2.2 Wann ist ein hydraulischer Abgleich erforderlich? |
| 21 | 2.3 Bausteine zum hydraulischen Abgleich |
| 21 | 2.3.1 Heizungspumpen |
| 23 | 2.3.2 Wärmeübergabe |
| 25 | 2.3.3 Wärmeverteilung |
| 25 | 2.3.4 Überströmventil |
| 25 | 2.3.5 Luftgefäße |
| 26 | 2.3.6 Wärmeerzeuger |
| 26 | 2.4 Praktische Vorgehensweise bei unterschiedlichen Gebäudetypen |
| 26 | 2.4.1 Grundlagen |
| 26 | 2.4.2 Grundsätzliche Vorgehensweise |
| 26 | 2.4.3 Vorstellung verschiedener Verfahren |
| 27 | 2.4.4 Ein-/Zweifamilienhaus |
| 29 | 2.4.5 Mehrfamilienhaus bis 6 Wohneinheiten |
| 34 | 2.4.7 Sanierung mit erheblicher Reduktion der Heizlast (Passivhauskomponenten) |
| 34 | 2.4.8 Typische Fehler |
| 35 | 2.5 Grenzen des hydraulischen Abgleiches |
| 35 | 2.5.1 Überdimensionierung des Wärmeerzeugers |
| 35 | 2.5.2 Heizkörpergrößen |
| 35 | 2.5.3 Ergänzende Hinweise zur weiteren Systemoptimierung |
| 35 | 2.6 Zusammenfassung |

Inhaltsverzeichnis

| | |
|----|---|
| 36 | 3. HYDRAULISCHER ABGLEICH VON WARMWASSERZIRKULATIONSSYSTEMEN |
| 36 | 3.1 Warmwasserzirkulationssysteme Zweck und Anforderungen |
| 36 | 3.1.1 Zweck und Anforderungen |
| 37 | 3.1.2 Konstruktiver Aufbau eines Zirkulationssystems |
| 38 | 3.2 Hauptkomponenten eines Zirkulationssystems |
| 41 | 3.3 Hydraulischer Abgleich/ Bemessung |
| 43 | 3.4 Sachverständige Hinweise nach Bestandsbegutachtungen |
| 43 | 3.5 Checkliste |
| 44 | ANHANG |
| 47 | QUELLEN |
| 48 | NOTIZEN |
| 51 | IMPRESSUM |

1. Theoretische Grundlagen

1.1 Allgemeines

1.1.1 Hydraulischer Abgleich – Warum?

Die umgangssprachliche Weisheit „Das Wasser sucht sich den Weg des geringsten Widerstandes“ ist Jedem geläufig und verbindet damit die Vorstellung, dass das Wasser (oder Fluid) sich den Strömungsweg sucht, der mit dem kleinsten (Energie-) Aufwand überwindbar ist. So verhält sich beispielsweise jedes natürliche Gewässer. Diese Weisheit relativiert sich aber immer dann, wenn das Fluid mehrere parallele Strömungswege zur Verfügung hat, wie in Abb. 1 erkennbar.



Abb. 1: Natürliches Gewässer mit Entlastungskanal (Flutrinne)

Soll die Aufteilung der parallelen Strömungswege nicht willkürlich (bzw. natürlich) erfolgen, müssen wir aktive Korrekturen vornehmen – den hydraulischen Abgleich!

1.1.2 Strömungseigenschaften von Fluiden

Als Fluid werden strömende flüssige und gasförmige Medien bezeichnet, wie die meist verwendeten Stoffe bzw. Stoffgemische Wasser, Sole, Dampf, Luft aber auch Öle und Technische Gase. Alle Fluide haben stoffspezifisch unterschiedliche, aber physikalisch gesehen auch gemeinsame Eigenschaften. Für das Fließverhalten ist die Zähigkeit (auch Viskosität genannt) maßgeblich. Die Zähigkeit beschreibt die strömungsbedingten Reibungsverluste zwischen den Molekülen des Fluides sowie die Reibungsverluste zwischen Molekül und Rohrwand. Der Einfluss der Rohrwand ist vor allem materialabhängig (Rauheit) und geometrieabhängig (Rohrdurchmesser). Demnach besitzt jede Strömung eines Fluides in einem Rohr (oder Kanal) entlang des Strömungsweges einen Energieverlust, der üblicherweise als Druckverlust beschrieben wird. Neben dem Druckverlust im geraden Rohr (Kanal) treten durch Einbauten im Strömungsweg (Formstücke, Armaturen, Regelorgane, Apparate usw.) zusätzliche Druckverluste auf, die das strömende Fluid auch überwinden muss.

Wird der Druckverlust in einem Strömungsweg drastisch erhöht, z. B. durch das Schließen einer Absperrarmatur, wird die Strömung des Fluides maßgeblich behindert und schließlich unterbrochen.

In geschlossenen Strömungskreisläufen resultiert aus der Summe aller Druckverluste entlang des Strömungsweges der Gesamtdruckverlust, der als Energieverlust entsprechend kompensiert werden muss. Das erfolgt über eine adäquate Energiezufuhr, die in der Regel eine Strömungsmaschine (Pumpe, Ventilator, Verdichter) übernimmt.

Nur bei offenen (nicht im Kreislauf arbeitenden) Strömungssystemen muss durch die Energiezufuhr zusätzlich die Höhendifferenz zwischen Anfangs- und Endpunkt des Fluides überwunden werden, wie etwa in Trinkwasserinstallationen.

1.1.3 Reihen- und Parallelschaltung

Die Reihenschaltung charakterisiert die aneinander gereihten Druckverluste entlang eines Strömungsweges, wie z. B. Rohr – Kugelhahn – Rohr – Filter – Rohr – Wärmemengenzähler – Rohr – T-Stück (Durchgang) – Rohr – Bogen – Rohr – Kugelhahn – Rohr (siehe Abb. 2).

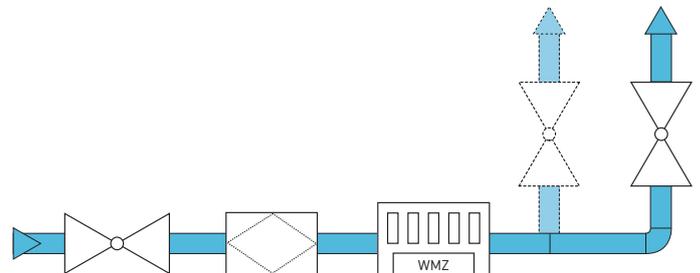


Abb. 2: Reihenschaltung von Druckverlusten

Bei der Parallelschaltung teilt sich die Durchflussmenge auf die nebeneinander angeordneten (parallelen) Strömungswege nach zwei Bedingungen auf:

- Die Gesamtdurchflussmenge entspricht der Summe der Teildurchflüsse
- Die Aufteilung der Teildurchflüsse auf die parallelen Strömungswege erfolgt derart, dass die Druck- bzw. Energieverluste gleich sind

Die Übertragung (Analogie) dieses Naturphänomens auf technische Strömungsanlagen führt zu folgender allgemeingültiger Darstellung (Abb. 3 a und 3 b):



Abb. 3: Legende für die nachfolgenden Abbildungen

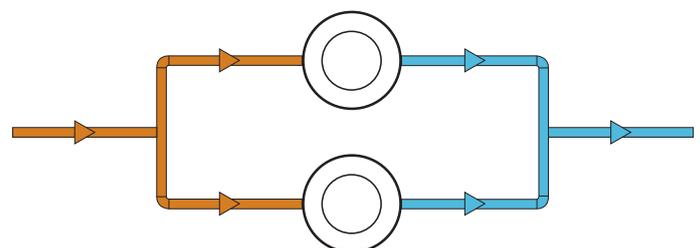


Abb. 3a: Parallele Strömungswege in technischen Strömungssystemen (einfache Anordnung)

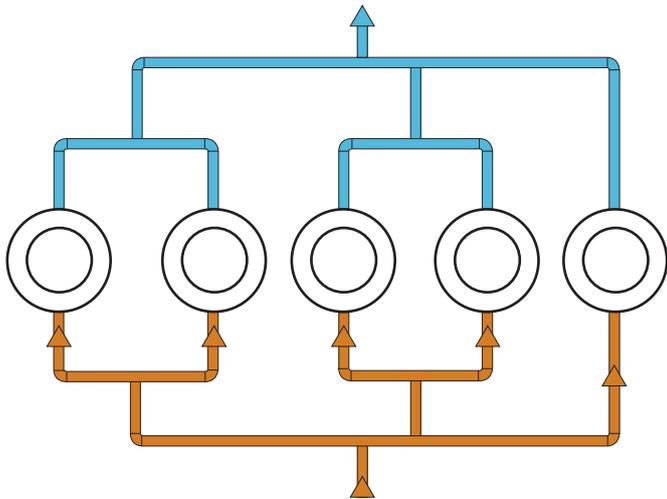


Abb. 3b: Parallele Strömungswege in technischen Strömungssystemen (verschachtelte Anordnung)

Auf die typische Struktur von Heizungsanlagen übertragen, stellt sich die verschachtelte Anordnung gemäß Abb. 4 dar.

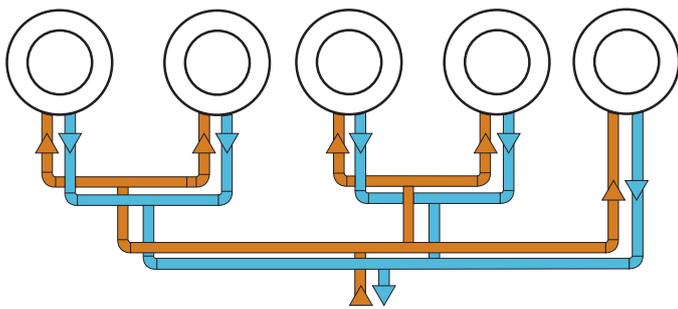


Abb. 4: Typische Struktur von Heizungsanlagen (Prinzipdarstellung)

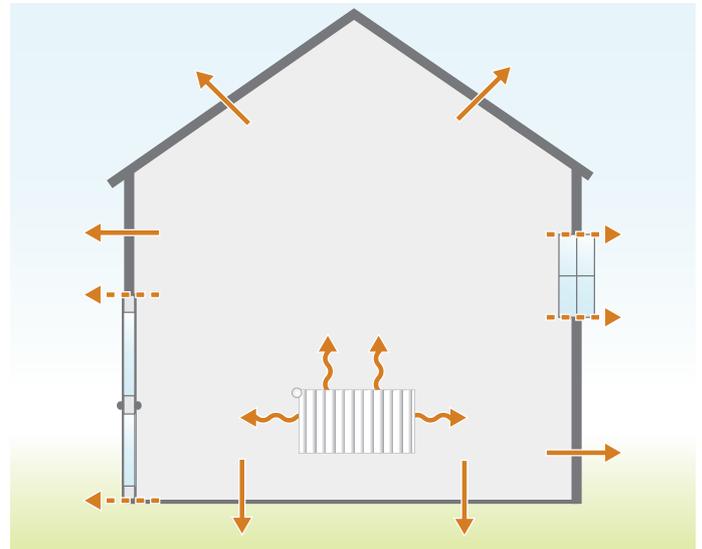
Aus den zuvor dargestellten Zusammenhängen ist ersichtlich, dass sich Fluide in technischen Anlagen durchaus nicht so verteilen, wie wir das erwarten, denn sie folgen unter gegebenen Randbedingungen in erster Linie ihren eigenen physikalischen Gesetzen (siehe Absatz 1.1.3). Abgesehen von einem begrenzten „Selbstheilungsvermögen“, sind demnach die parallelen Strömungswege in technischen Anlagen regelmäßig auf die technisch erforderlichen Durchflussmengen einzuregulieren, um nachteilige Auswirkungen (siehe Absatz 2.2) auszuschließen.

1.2 Heizlast nach DIN EN 12831-1

1.2.1 Allgemeines zur Heizlast

Die Beheizung von durch Personen genutzten oder bewohnten Gebäuden ist witterungsabhängig notwendig, um thermische Behaglichkeit zu gewährleisten. Die Aufrechterhaltung behaglicher Innentemperaturen ist nur bei Einhaltung eines Gleichgewichtes zwischen den Wärmeverlusten des Gebäudes/Raumes (siehe Abb. 5) und der Wärmezufuhr durch Wärmequellen möglich. Um unter repräsentativen Extrembedingungen (Auslegungsfall) die hinreichende Beheizbarkeit eines Gebäudes zu gewährleisten, muss die Summe aller gleichzeitig auftretenden Wärmeverluste unter diesen Bedingungen durch das Heizsystem des Gebäudes gedeckt werden können. Die Wärmeverlustleistung jedes Raumes (Raumheiz-

last) ist Grundlage für die Heizkörper-/ Heizflächenauslegung, während die Wärmeverlustleistung des gesamten Gebäudes (Gebäudeheizlast) für die Dimensionierung der Wärmeerzeugung (z. B. Heizkessel) heranzuziehen ist.



Φ_{HL} - Heizlast Gebäude Φ_T - Transmissionsheizlast
 Φ_V - Lüftungsheizlast

Abb. 5: Bei der Heizlast berücksichtigte Wärmeverluste

Als Berechnungsnorm zur Berechnung der Heizlast steht die (DIN) EN 12831 1:2017-09 [1] zur Verfügung. Für ihre nationale Anwendung ist zusätzlich der nationale Anhang zur Norm heranzuziehen, welcher landesspezifische Kenngrößen und Festlegungen enthält. Der deutsche nationale Anhang erschien im September als „DIN SPEC 12831 1:2019-09 Verfahren zur Berechnung der Norm-Heizlast – Teil 1: Nationale Ergänzungen zur DIN EN 12831-1“ [2] und enthält u. a. Auslegungsaußen- und Jahresmitteltemperaturen für jedes Postleitzahlgebiet.

Die Norm beinhaltet ein ausführliches Verfahren (Standardverfahren) zur Berechnung der Heizlast von Räumen, Gebäuden und/oder darin enthaltenen Nutzungseinheiten (z. B. Wohnungen in Mehrfamilienhäusern). Ebenfalls finden sich in der Norm zwei vereinfachte Verfahren, mit denen die Raumheizlast bzw. die Gebäudeheizlast unter verringertem Aufwand bei der Datenbeschaffung und/oder Berechnung ermittelt werden kann – diese zielen besonders auf einzelne Maßnahmen an der Heizungsanlage in Bestandsgebäuden ab (z. B. Austausch einzelner Heizkörper oder des Wärmeerzeugers). Der deutsche nationale Anhang zur Norm enthält darüber hinaus einen Ansatz zur Schätzung der Heizlast auf Basis einer Auswertung von Verbrauchswerten.

1.2.2 Raumheizlast

Die Berechnung der Heizlast eines Raumes umfasst die Ermittlung der Transmissions- und der Lüftungswärmeverluste. Im Bedarfsfall kann eine zusätzliche Aufheizleistung Φ_{hu} vereinbart und in der Berechnung berücksichtigt werden, um eine raschere Aufheizung nach Betriebsunterbrechungen/ Temperaturabsenkungen zu ermöglichen.

$$\Phi_{HL,i} = \Phi_{T,i} + \Phi_{V,i} + \Phi_{hu,i} \quad (1)$$

$\Phi_{HL,i}$ Heizlast des beheizten Raums i

$\Phi_{T,i}$ Transmissionswärmeverluste

$\Phi_{V,i}$ Lüftungswärmeverluste

$\Phi_{hu,i}$ optionale zusätzliche Aufheizleistung bei unterbrochenem Heizbetrieb

Die Transmissionswärmeverluste fassen diejenigen Wärmeverluste zusammen, welche infolge des Wärmedurchgangs durch Raumumschließungsflächen (Wände, Decke/Dach, Fußboden, Fenster, Türen) entstehen, während die Lüftungswärmeverluste durch den Eintrag kalter Außenluft in den Raum entstehen. Dieser Außenlufteintrag ist zu einem gewissen Teil gewollt – „verbrauchte“ Raumluft muss ausgetauscht, Geruchs-/Schadstoffe und Feuchtelasten abgeführt werden – und zum Teil unvermeidliche Folge von lokalen Druckunterschieden innen/außen und Undichtigkeiten der Gebäudehülle. Insbesondere bei zeitgemäßen dichten Gebäuden überwiegt der nutzungsbedingt gewünschte Luftwechsel jedoch in aller Regel sehr deutlich.

Transmission:

$$\Phi_{T,i} = (H_{T,ie} + H_{T,ia} + H_{T,iae} + H_{T,iaBE} + H_{T,ig}) * (\theta_{int,i} - \theta_{e}) \quad (2)$$

Lüftung (vereinfacht):

$$\Phi_{V,i} = \rho * c_p * q_{v,min,i} * (\theta_{int,i} - \theta_{e,0}) \quad (3)$$

$\Phi_{T,i}$ Transmissionswärmeverluste des Raums i

$\Phi_{V,i}$ Lüftungswärmeverluste des Raums i
Hinweis: Die dargestellte Berechnungsgleichung geht von zeitgemäß luftdichter Bauweise und einem Gebäude ohne Außenluftdurchlässe und ohne Lüftungsanlage(n) aus; sie berücksichtigt daher nur den hier dominanten nutzungsbedingten Mindestaußenluftvolumenstrom. Darüber hinaus enthält die Norm einen allgemeingültigen und deutlich umfangreicheren Berechnungsansatz, welcher ebenfalls Undichtigkeiten, Außenluftdurchlässe, ventilatorgestützte Lüftung und optional große Öffnungen (z. B. Hallentore) abbilden kann.

$H_{T,i,..}$ Transmissionswärmetransferkoeffizient vom Raum i

- an Außenluft (ie),
- an angrenzende Räume (ia),

$\rho * c_p$ Transmissions-Wärmeverlustkoeffizient durch Erdreich berührende Bauteile [W/K]

$q_{v,min,i}$ Mindestluftvolumenstrom

$\theta_{int,i}$ Auslegungsinnentemperatur

θ_e Auslegungsaußentemperatur am Gebäudestandort (ggf. unter Berücksichtigung der Gebäude-Zeitkonstante)
Hinweis: Die Auslegungsaußentemperatur ist abhängig vom Ort (Postleitzahlgebiet) und der Standorthöhe des Gebäudes. Darüber hinaus kann die Auslegungsaußentemperatur optional die Zeitkonstante des Gebäudes in gewissen Grenzen berücksichtigen, sodass sich bei Massivbauweise u. U. andere Heizlastwerte ergeben als bei Leichtbauweise.

$\theta_{e,0}$ Auslegungsaußentemperatur am Gebäudestandort ohne Berücksichtigung der Gebäude-Zeitkonstante ($\hat{=}$ Außenlufttemperatur)

1.2.3 Gebäudeheizlast

Die Gebäudeheizlast – i. d. R. die Grundlage der Wärmeerzeugerdimensionierung – ist die Summe aller Raumheizlastbestandteile bzw. Wärmeverluste, die das Gebäude als Ganzes gleichzeitig betreffen. Sie ist normalerweise kleiner als die Summe der Raumheizlasten:

- Wärmeverchiebungen innerhalb des Gebäudes (z. B. Wärmeverluste einer Wohnung an eine andere) werden nicht einbezogen.
- Infiltration wird bei der Gebäudeheizlast geringer gewichtet als bei der Raumheizlast, da die Wärmeübergabe im Raum für den raumweise ungünstigsten Infiltrationsfall ausgelegt sein muss, während aus Sicht der zentralen Wärmeerzeugung jedoch nicht alle Räume gleichzeitig dem ungünstigsten Infiltrationsfall ausgesetzt sein können – u. a. da Wind nicht aus allen Richtungen gleichzeitig angreifen kann.
- In Annahme einer gewissen Ungleichzeitigkeit der Raumnutzung wird die Gebäudeheizlast i. d. R. mit geminderten (Raum)Mindestaußenluftvolumenströmen berechnet.

Betriebsweise einer Heizungsanlage

Die Gebäudeheizlast ist die Wärmeverlustleistung eines Gebäudes, die bei korrekter Berechnung nur unter Auslegungsbedingungen auftritt – die hiermit korrespondierenden Auslegungsaußentemperaturen werden als Zweitagesmittelwerte über einen Betrachtungszeitraum von 18 Jahren im Mittel einmal alle zwei Jahre erreicht. Die meisten Betriebsfälle einer Heizungsanlage betreffen demzufolge den Teillastbetrieb, der durch mehrere regelungstechnische Maßnahmen ermöglicht werden soll. Als übliche regelungstechnische Maßnahmen können beispielhaft genannt werden

- die Ein-/Ausschaltung und ggf. Modulation oder Inverter-Regelung des Wärmeerzeugers,
- die Regelung der Wärmeerzeuger- oder Heizkreis-Vorlauftemperatur, üblicherweise nach Außentemperatur,
- die Raumtemperaturregelung an der Wärmeübergabe, i. d. R. durch Variation der Heizmedien-Durchflussmenge mit Thermostatregelventilen oder elektronischen Regelungen und
- Zeitprogrammsteuerung (z. B. Nachtabsenkung).

Die Betriebsweise einer Heizungsanlage unter Auslegungsbedingungen ist in der Praxis äußerst selten zu erwarten. Die Vielzahl der Teillastfälle sorgt dafür, dass die Durchflussmengen in jedem Rohrabschnitt ständig schwanken und es somit in Parallelschaltungen zu fortwährender Umverteilung des Durchflusses kommen kann.

Die Beherrschung/Kompensation der auf unterschiedlichste Weise verursachten Einwirkungen auf die Wärmeverteilung in Heizungsanlagen unter der Maßgabe maximaler Energieeffizienz erfordert die sach- und fachgerechte Konzeption, Planung, Installation der Anlage und ihren hydraulischen Abgleich.

1.2.4 Bestimmung der Heizlast aus Verbrauchswerten

Mit dem zunehmenden Interesse bzw. Erfordernis über Kenntnisse zum Energieverbrauch und der Anlageneffizienz eines Objektes gewinnt die Erfassung, Speicherung und Auswertung von Energieverbrauchsdaten, z. B. im Rahmen von Monitoring-Aktivitäten, elementare Bedeutung. Zur Vorgehensweise beim Umgang mit Verbrauchsdaten, etwa zur Ermittlung von Verbrauchskennwerten, steht die VDI-Richtlinie 3807 - Blatt 5 - „Verbrauchskennwerte für Gebäude -Teilkennwerte thermische Energie“ (11/2014) zur Verfügung. Neben umfassenden Informationen zur Struktur und Analyse von thermischen Energieverbräuchen werden auch witterungsabhängige (Heizenergie) und witterungsunabhängige Teilverbräuche (Prozesswärme) charakterisiert. Sofern für diese

Energieverbraucher mindestens monatliche (oder in kleineren Zeitabständen) Verbrauchswerte vorliegen, können diese in Abhängigkeit der mittleren Außentemperatur im Verbrauchszeitraum, also z. B. der Monatsmitteltemperatur, aufgetragen werden. Aufgrund des funktionalen Zusammenhangs von Heizenergieverbrauch und Außentemperatur bedarf es in diesem Fall keiner Witterungsberreinigung nach VDI-Richtlinie 3807 – Blatt 1. Aus der Division des gemessenen Heizenergieverbrauches einer Periode durch die Anzahl der Heizstunden in dieser Periode resultiert eine mittlere Heizleistung, die letztlich über der gemittelten Temperatur der Periode darzustellen ist.

Die grafische Darstellung (Beispiel siehe Abb. 6) des Zusammenhangs zeigt einerseits das Niveau des witterungsunabhängigen Wärmeenergieverbrauches, der sich als horizontale Linie ausprägt (in Abb. 6 $\rightarrow = 0$, da keine Trinkwassererwärmung).

Der Fußpunkt der Regressionsgeraden (in Abb. 6 $\rightarrow 17,5$ °C) stellt die effektive Heizgrenztemperatur dar, während die Verlängerung der Geraden bis zur Normaußentemperatur (DIN SPEC 12831-1 (10/2018) – Nationale Ergänzungen) als reale Heizlast des Objektes (in Abb. 6 $\rightarrow 10$ kW bei -14 °C) zu interpretieren ist. Der Anstieg der Regressionsgeraden gibt Auskunft über den Gesamtwärmeverlust des Objektes, im Beispiel $10 \text{ kW}/31,5 \text{ K} = 0,3175 \text{ kW/K}$, und stellt als spezifischer Wert, d.h., bei Bezugnahme auf die beheizte Grundfläche, ein Maß für die Effizienz des Objektes dar. Je kleiner dieser Wert ist, umso weniger Heizenergie ist aufzubringen.

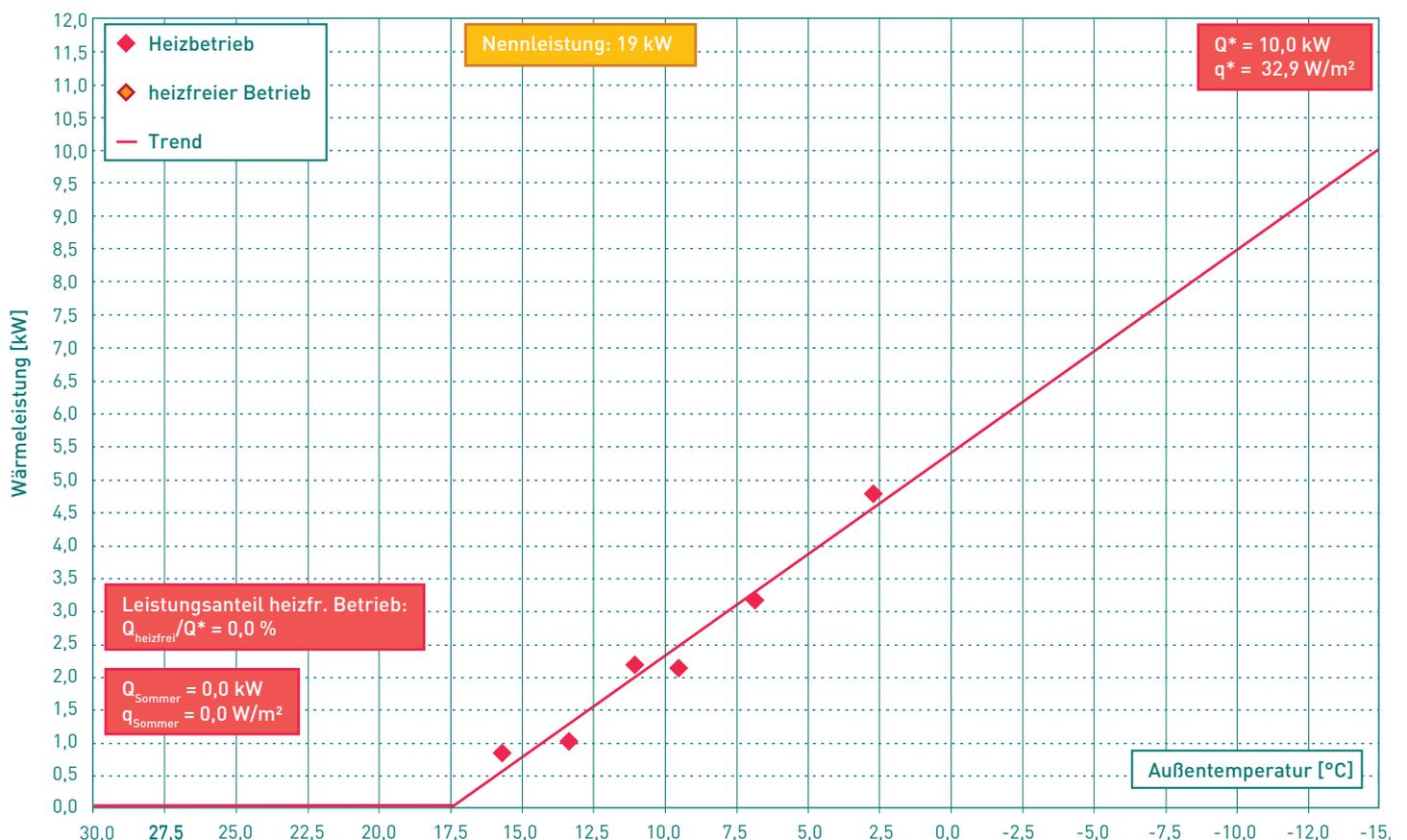


Abb. 6: Beispiel zur Auswertung von Heizwärmeverbräuchen als Funktion der gemittelten Außentemperatur (Quelle: Energieeffizienz Sachsen e. V.; 2017)

1.3 Wärmeübergabe

1.3.1 Unterteilung der Wärmeübergabesysteme

Im Sinne der Europäischen Gebäuderichtlinie (EPBD) wird die Zuführung der Heizwärme in den Raum als Wärmeübergabe bezeichnet. Entsprechend sind die dafür vorgesehenen Wärmeübertrager unter dem Oberbegriff „Wärmeübergabesysteme“ zusammengefasst. Die Wärmeübergabesysteme sind nach unterschiedlichsten Kriterien zu klassifizieren. Grundlegend sind Flächenheizsysteme und Heizkörper zu unterscheiden.

Flächenheizsysteme

Bei Flächenheizungen erfolgt die Wärmeübergabe durch bauteilintegrierte Rohrsysteme in den Raumumschließungsflächen. Diese werden als Fußbodenheizung (Abb. 7), aber auch als Wand- oder Deckenheizung ausgeführt. Diese Wärmeübergabesysteme eignen sich u. U. auch zum Kühlen, wobei das Heizen über den Fußboden und das Kühlen über die Decke am vorteilhaftesten sind.



Abb. 7: Fußbodenaufbau Fußbodenheizung

Flächenheiz- und Kühlsysteme sind vorzugsweise für den Einsatz von Wärmeträger-Betriebstemperaturen geeignet, die nur wenig über bzw. unter der Raumtemperatur liegen, wie z. B. 38 °C/33 °C oder 19 °C/17 °C. Die Wärmeabgabe an den Raum erfolgt durch Strahlungswärmeübertragung und konvektive, also über Luftbewegung realisierte, Wärmeübertragung. Der Strahlungsanteil liegt je nach Fläche und Betriebstemperatur zwischen ca. 60 % (Decke) und ca. 90 % (Fußboden).



Abb. 7: Ventil-Kompaktheizkörper mit Mittenanschluss (COSMO)

Heizkörper

Heizkörper sind normalerweise „körperlich“ sichtbare Wärmeübertrager zur Raumbeheizung und in einer unermesslichen Vielfalt erhältlich. Sie eignen sich vorzugsweise für klassische Wärmeträgertemperaturen in Warmwasserheizungen (< 110 °C), durchaus auch noch bei Auslegungs-Vorlauftemperaturen von 50 °C. Wenngleich die Verwendung von Heizkörpern an Bedeutung verloren hat, existieren nach wie vor vielfältige Einsatzmöglichkeiten, so z. B. in der Sanierung. Als häufigste Vertreter sollen Platten- und Kompaktheizkörper (Abb. 8), Konvektoren (Abb. 9) sowie Radiatoren (Abb. 10) genannt werden.

Die Wärmeabgabe von Heizkörpern erfolgt vorwiegend konvektiv. Der Strahlungsanteil beläuft sich bei Platten- und Kompaktheizkörpern sowie Radiatoren auf ca. 25 % bis 50 % und bei Konvektoren im Mittel auf ca. 10 %.

Eine Sonderform von Heizkörpern, charakterisiert durch den erhöhten Strahlungsanteil von bis zu ca. 80 %, stellen Strahlplatten (Abb. 11) dar, die als Deckenstrahlungsheizungen in Räumen (Hallen) mit mehr als 4 m Raumhöhe bevorzugt Anwendung finden.

Die übertragene Wärmeleistung jedes Wärmeübertragers ist proportional zur wärmeübertragenden Fläche und zur Temperaturdifferenz.

Der Proportionalitätsfaktor k wird als Wärmedurchgangskoeffizient bezeichnet und charakterisiert die wärmetechnischen Randbedingungen des inneren und äußeren Wärmeüberganges sowie der Wärmeleitung im Material der wärmeübertragenden Fläche **A**

$$Q = k \times A \times \Delta\theta_m \quad (4)$$



Abb. 8: Beispiel Unterflurkonvektor (Arbonia)

Das „treibende Gefälle“ jedes Wärmeübertragungsvorganges stellt die Temperaturdifferenz $\Delta\theta_m$ dar, die hier allgemein als mittlere Übertemperaturdifferenz bezeichnet wird.



Abb. 9: Beispiel Stahlröhrenradiator (Arbonia)

Als mittlere logarithmische Übertemperaturdifferenz bestimmt diese sich zu:

$$\Delta\theta_m = (\theta_v - \theta_R) / \{ \ln(\theta_v - \theta_{int}) / (\theta_R - \theta_{int}) \} \quad (5)$$

$\Delta\theta_m$ mittlere logarithmische Übertemperaturdifferenz [K]

θ_v Vorlauftemperatur im Auslegungsfall [°C]

θ_R Rücklauftemperatur im Auslegungsfall [°C]

θ_{int} Raumtemperatur im Auslegungsfall [°C]

Da die Wärmedurchgangsverhältnisse temperatur- und strömungsabhängig, also unter Teillastbedingungen, variieren, verändert sich die übertragene Wärmeleistung nichtlinear.

1.3.2 Auslegung der Wärmeübergabesysteme

Die Auslegung von Flächenheizsystemen erfolgt für die Raumheizlast nach DIN EN 1264-3 (03/2013) auf Grundlage der Basiskennlinie. Die Umrechnung auf beliebig andere Einsatzfälle, z. B. Wandkühlung, wird durch das in DIN EN 1264-5 (01/2009) beschriebene Berechnungsverfahren ermöglicht. Alternativ stehen Auslegungs-Nomogramme der Hersteller zur Verfügung.

Ist die Raumkühllast nach VDI 2078, Blatt 1 (06/2015) für die Dimensionierung von Flächenheiz- und Kühlsystemen repräsentativ, muss zunächst danach ausgelegt werden, da es infolge der geringeren Untertemperaturdifferenz in der Regel zu größeren Rohrlängen bzw. kleineren Rohrabständen führt als die Auslegung nach der Heizlast.

Die Dimensionierung von Heizkörpern auf Grundlage der Raumheizlast ist in der DIN EN 12828 (04/2013) geregelt. Für Heizkörper wird auf Basis der Normwärmeleistung, die nach DIN EN 442-2 (03/2015) bei einer Vorlauftemperatur von 75 °C, einer Rücklauftemperatur von 65 °C und einer Raumtemperatur von 20 °C ermittelt wurde, durch Umrechnung auf den zutreffenden Anwendungsfall nach DIN 4703-3 (10/2000) dimensioniert. Die Umrechnung ist wegen des Heizkörperexponenten ($n > 1,0$) nichtlinear und wird praxisüblich durch heizkörperspezifische, tabellarisch aufbereitete Korrekturfaktoren f_1 (siehe Formel 6) vorgenommen. Der Korrekturfaktor f_2 berücksichtigt die Einbausituation, z. B. bei verkleideten Heizkörpern.

$$Q_{HK,vorh} = Q_{HK,N} \times f_1 \times f_2 \quad (6)$$



Abb. 10: Beispiel Deckenstrahlplatte (Frenger Systemen BV)

Alternativ gibt es herstellereigene Wertetabellen für typische Auslegungstemperaturen, z. B. 55 °C / 45 °C / 20 °C. Für erhöhte Anforderungen an die thermische Behaglichkeit im Raum wird in der VDI-Richtlinie 6030 (07/2002) die Optimierung der Heizkörperdimensionierung nach der Strahlungswärmeabgabe bzw. der Nachweis der thermischen Behaglichkeit ermöglicht.

1.3.3 Leistungsregelung der Wärmeübergabesysteme

Da der Auslegungszustand eines jeden Wärmeübergabesystems nur äußerst selten zu erwarten sein wird, ist die notwendige Teilwärmeleistung gemäß EnEV den Erfordernissen anzupassen. Dafür finden Regeleinrichtungen Verwendung, die durch Handeingriff und selbsttätiges Regeln die Wärmezufuhr beeinflussen.

Zur Leistungsregelung finden Anwendung:

- Thermostatventile mit Thermostatkopf selbsttätig oder elektrisch betrieben
- wie vorher beschrieben, jedoch, jedoch über Bus- oder Funkverbindung in Smart Home-Systeme eingebunden
- Durchgangs-Regelventile, meist mit elektrischem Stellantrieb (bei Zonenregelung)

Durch Handbetätigung des Thermostatkopfes ist die individuelle Vorwahl der Wärmezufuhr beeinflussbar. Die selbsttätige Regelung wird durch die Wirkung des Regelkreises realisiert, indem Abweichungen der Raumtemperatur vom vorgewählten Sollwert durch entsprechende Änderung des Wärmeträgerdurchflusses kompensiert werden. Die zulässige Regelabweichung ist zwischen 0,5 und 2,0 Kelvin anzutreffen, wobei die EnEV die max. zulässige Abweichung von 1,0 K verlangt. Das erfordert eine genaue Lastberechnung und Dimensionierung der Wärmeübergabesysteme einschließlich korrekter Ventilauslegung, um die notwendige Ventilautorität sicher zu stellen. Aus schalltechnischen Gründen können herkömmliche Thermostatventile maximal 200 mbar (20 kPa) Differenzdruck beaufschlagt werden. Bei einem höheren Differenzdruck am Thermostatventil, z. B. infolge der Rohrnetzgestaltung, sind Strangdifferenzdruckregler oder adäquate Drosselarmaturen einzusetzen. Die neueste Generation von Thermostatventilen mit integriertem Durchflußbegrenzer und Differenzdruckregler ermöglicht nunmehr auch die Kompensation größerer Differenzdrücke bis ca. 600 mbar (60 kPa) und eignet sich

vor allem für die Sanierung/Optimierung von bestehenden Heizungssystemen mit unbekanntem oder unvollständigen Informationen zum Rohrnetz.

1.4 Arten und Auslegung von Wärmeverteilungssystemen

1.4.1 Typische Wärmeverteilungssysteme

1.4.1.1 Einrohrheizung

Die Einrohrheizung hat wegen erheblicher Nachteile drastisch an Bedeutung verloren und soll hier nur kurz genannt sein. Das typische Merkmal von Einrohr-Heizungssystemen ist die sich wiederholende Aufteilung der Strangwassermenge in den Kurzschlussmassenstrom und den Bypassmassenstrom, der über den betreffenden Heizkörper zu leiten ist. Die Mischtemperatur der vorangegangenen Aufteilung entspricht der Vorlauftemperatur des folgenden Heizkörpers (Abb. 11).

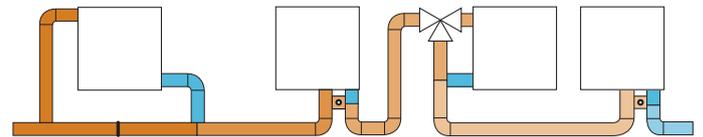


Abb. 11: Prinzipdarstellung Einrohrheizung (horizontal – verschiedene Anschlussarten)

Einrohrheizungen sind mit horizontaler Verteilung, vorwiegend in kleinen Anlagen, sowie mit vertikaler Verteilung anzutreffen.

1.4.1.2 Zweirohrheizung

Die häufigste Ausprägung der Wärmeverteilung von Heizungssystemen ist die Zweirohrheizung, deren charakteristisches Merkmal die eindeutige Zuordnung eines Vorlauf-Strömungsweges und eines Rücklauf-Strömungsweges zwischen Wärmeerzeuger und jeder Wärmeübergabeeinrichtung (z. B. Heizkörper) beinhaltet. Dabei können die Strömungswege mehrerer Wärmeübergabeeinrichtungen in gemeinsamen

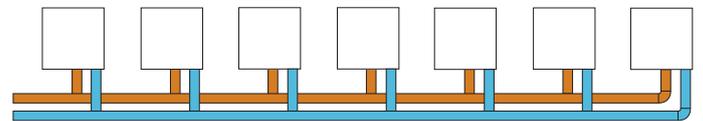


Abb. 12: Prinzip der Zweirohrheizung (horizontal)

Demnach strömt in den Teilstrecken als maximale Durchflussmenge im Auslegungsfall die Summe der Durchflussmengen der nachfolgenden Wärmeübergabeeinrichtungen (z. B. Heizkörper).

Je entfernter eine Wärmeübergabeeinrichtung vom Wärmeerzeuger bzw. von der Heizkreisverteilung angeordnet ist, umso länger wird der vom Wärmeträger zurückzulegende Fließweg sein. Da ein langer Fließweg gegenüber einer kürzeren Anbindung einen größeren Druckverlust aufweist, ist zu schlussfolgern, dass der Wärmeträger jede mögliche „Abkürzung“ des

Fließweges bevorzugt und damit die unerwünschte Umverteilung der Durchflüsse zu Ungunsten der entfernten Wärmeübergabeeinrichtungen zu erwarten ist.

1.4.1.3 Verteilungsprinzipien

Die Gestaltung von Rohrnetzen ist heute durch den bevorzugten Einsatz von Umwälzpumpen entgegen den Freiheitsgraden bei der Auslegung von Schwerkraftheizungen beinahe unbegrenzt. Dabei finden jedoch bestimmte Verteilungsprinzipien Anwendung. Neben der (überwiegend) horizontalen oder vertikalen Gestaltung des Rohrnetzes zur räumlichen Erschließung des Gebäudes, sind vor allem die untere und obere Verteilung zu unterscheiden. Die untere Verteilung ordnet die horizontal angeordneten Haupt-Vorlaufverteilungen unten, i. d. R. im Kellergeschoß an, während bei der oberen Verteilung diese Rohrleitungen im Obergeschoß (Dach, Drempeel o. ä.) angeordnet werden.

Die Unterscheidung in Verästelungsprinzip (Abb. 14) und Gleichlaufprinzip (Abb. 15) gehört insbesondere unter dem Gesichtspunkt des hydraulischen Abgleiches zu den wesentlichsten Unterscheidungsmerkmalen in gebäudetechnischen Anlagen. Beim Verästelungsprinzip erfolgt die Aufteilung der Durchflussmengen in Richtung Wärmeübergabeeinrichtungen analog einer Baumstruktur, also zunehmende Aufteilung mit zunehmender Entfernung von der Wurzel (hier Wärmeerzeuger bzw. Heizkreisverteilung).

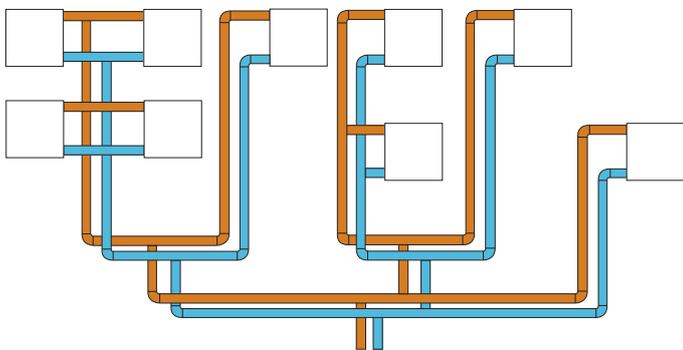


Abb. 13: Zweirohrheizung – Verästelungsprinzip

Das Gleichlaufprinzip nach Tichelmann folgt dem Grundsatz von „Fließwegen gleicher Länge“, was bedeutet, dass die Summe aller Vorlauf- und Rücklauf-Fließwege zwischen Wärmeerzeuger oder Heizkreisverteiler und jeder Wärmeübergabeeinrichtung (z. B. Heizkörper) gleich ist. Sind auch die Wärmeübergabeeinrichtungen in Art und Größe identisch, resultiert daraus die praktische (annähernde) Gleichheit der Druckverluste in jedem Fließweg. Damit erübrigt sich im Idealfall der hydraulische Abgleich in diesem Anlagenabschnitt.

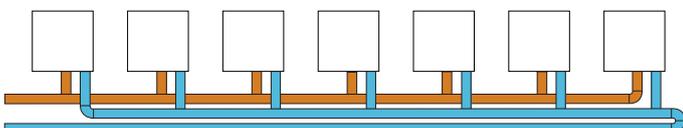


Abb. 14: Zweirohrheizung – Gleichlaufprinzip

Ergänzend sei bemerkt, dass sich Verästelungs- und Gleichlaufprinzip in jeder Verteilungsebene (Hauptverteilung, Strang, Anbindung) anwenden und kombinieren lassen.

Ist die konzeptionelle Struktur des Heizungssystems unter Berücksichtigung der gebäudespezifischen Bedingungen sowie der Gestaltungsgrundsätze erstellt, erfolgt die Dimensionierung der Rohrleitungsabmessungen. Neben der Festlegung des Rohrmaterials bzw. der Materialien sind drei Kriterien für die Bestimmung des Rohrdurchmessers in Abhängigkeit des Summendurchflusses in jeder Teilstrecke maßgebend:

- maximal zulässige Strömungsgeschwindigkeit w_{\max} in m/s
- maximaler spezifischer Rohrleitungsdruckverlust R_{\max} in Pa/m
- kleinste einzusetzende Rohrennenweite (i. d. R. DN 12)

Nach Erarbeitung des Strangschemas und der Zusammenstellung aller geometrischen und hydraulischen Basisdaten kann die eigentliche Rohrnetzrechnung vollzogen werden.

1.4.2 Rohrnetzrechnung

1.4.2.1 Zweck der Rohrnetzrechnung

Mit der heute meist softwarebasierten Rohrnetzrechnung werden sämtliche im Heizungssystem auftretende Druckverluste durch Rohrleitungen, Einzelwiderstände, Armaturen, Aggregate und sonstiger Einbauten erfasst.

Aus der Rohrnetzrechnung resultieren der maximal zu erbringende Gesamtdruckverlust als Grundlage für die Auswahl der erforderlichen Heizungsumwälzpumpe sowie die Einstellwerte für den hydraulischen Abgleich des Gesamtsystems.

1.4.2.2 Verfahren der Rohrnetzrechnung

Jede Rohrnetzrechnung beginnt mit der Ermittlung der „ungünstigsten Wärmeübergabeeinrichtung“. Dabei handelt es sich in den meisten Fällen um den von der Umwälzpumpe am weitesten entfernt liegenden Heizkörper. Weniger entfernte Heizkörper erfüllen immer dann diesen Status, wenn deren größenbedingter Einzeldruckverlust dominant ist. Um diese Wärmeübergabeeinrichtung hinreichend, also mit Nenn-Wärmeträgerdurchfluss, versorgen zu können, muss die zugeordnete Umwälzpumpe den Differenzdruck dieses gesamten Fließweges aufbringen und gleichzeitig den Nenndurchfluss von allen anderen Wärmeübergabeeinrichtungen (Summendurchfluss = Nennvolumenstrom) fördern.

Für jede Teilstrecke des Rohrnetzes sind nachfolgende Werte festzulegen bzw. zu bestimmen (durch Berechnung, Ablesung, Ermittlung):

- Durchfluss
- Mittlere Strömungsgeschwindigkeit
- Rohrmaterial (Rauheit)
- Innendurchmesser
- Temperatur > Dichte

- Rohrlänge
- spezifischer Druckverlust
- Einzelwiderstände (Zeta-Werte)
- Druckverluste von Einbauten, z. B. Heizkörper, Filter, Wärmemengenzähler, etc.

Basierend auf diesen Informationen lässt sich die Berechnung des Druckverlustes in jeder Teilstrecke durchführen, wobei dazu meist die praxisübliche Form der Bernoulli-Gleichung für geschlossene Strömungskreisläufe Anwendung findet:

$$\Delta p_{TS} = R_{TS} \times l_{TS} + \sum Z_{TS} \times S_{TS} + \Delta p_{Einb.} \quad (7)$$

- Δp_{TS} Teilstreckendruckverlust [Pa]
- R_{TS} spezifischer Rohrreibungsdrukverlust [Pa/m]
- l_{TS} Länge der Teilstrecke
- $\sum Z_{TS}$ Summe der Einzeldruckverlustbeiwerte der Teilstrecke
- S_{TS} Staudruck in der Teilstrecke [Pa]
- $\Delta p_{Einb.}$ Druckverlust von sonstigen Einbauteilen [Pa] (Zähler, Filter, Heizkörper, etc.)

Sind alle Teilstreckendruckverluste Δp_{TS} berechnet und summiert, kann die Auslegung der Thermostatventile in den bereits erwähnten Einsatzgrenzen erfolgen und in den Druckverlust ergänzt werden. Schließlich werden noch ggf. die Druckverluste von Regelarmaturen (z. B. Dreiwegemischer) und Strangregelgeräten zum Gesamtdruckverlust addiert.

$$\Delta p_p = \sum \Delta p_{TS} + \Delta p_{THV} + \Delta p_{RV} \quad (8)$$

- Δp_p Gesamtdruckverlust (= Pumpendifferenzdruck)
- $\sum \Delta p_{TS}$ Summe der Teilstreckendruckverluste
- Δp_{THV} Druckverlust des Thermostatventils
- Δp_{RV} Auslegungsdruckverlust der Regelarmatur(-en)

Es sind sämtliche installationsrelevanten Ergebnisse, wie Nennweiten, Armaturentypen, Voreinstellwerte und Pumpentypen in die Dokumentation (Grundrisszeichnungen, Strangschemen) zu übertragen und bei der Ausführung einzubeziehen.

1.4.2.3 Pumpenauslegung

Mit den Ergebnissen der Rohrnetzberechnung wird die Auswahl der erforderlichen Umwälzpumpe für die Heizungsanlage bzw. den jeweiligen Heizkreis möglich. Maßgebliche Eingangsgrößen sind:

- Nennvolumenstrom
- Gesamtdruckverlust

Weiterhin sind die Druckstufe (z. B. PN 6) und ggf. die verfügbaren elektrischen Parameter (z. B. 400 V, 50 Hz) bei der Pumpenauswahl zu berücksichtigen.

In der Praxis zeigt sich, dass der Nennvolumenstrom infolge individueller oder zufälliger Regeleinriffe an den Wärmeübergabeeinrichtungen (z. B. Thermostatventil im Schlafzimmer auf Frostschutz eingestellt) niemals eintritt. Daher kann die Pumpenauslegung meist mit einem um etwa 10 % reduzierten Nennvolumenstrom erfolgen. Die auszuwählende Umwälzpumpe erweist sich hydraulisch als geeignet, wenn der Schnittpunkt (Betriebspunkt im Auslegungsfall) aus Anlagenkennlinie und Pumpenkennlinie zusammenfällt (Abb. 15) bzw. innerhalb des Arbeitsgebietes derselben liegt. Die nach EnEV geforderte Anpassung des Pumpenbetriebspunktes an beliebige Teillastbedingungen wird heute meist durch elektronische Drehzahlregelung ermöglicht, wobei die zwei Betriebsarten

- konstanter Differenzdruck (Δp_c)
- variabler Differenzdruck (Δp_v)

einstellbar und durch die horizontalen bzw. geneigten Parameterlinien im Pumpenschaubild abgebildet sind. Auf ein praxisübliches Phänomen soll noch hingewiesen werden. Es kommt bei mangelhafter Versorgung einzelner Abnehmer oft vor, dass der Pumpenbetriebspunkt durch Erhöhung der einstellbaren Förderhöhe (Pumpendifferenzdruck) beeinflusst wird. Unter Beachtung des Pumpenschaubildes und Funktionalität der Leistungsregelung kann der Nennvolumenstrom dadurch nicht erhöht und somit die Problematik zu Lasten eines erhöhten Energieeinsatzes nicht behoben werden.

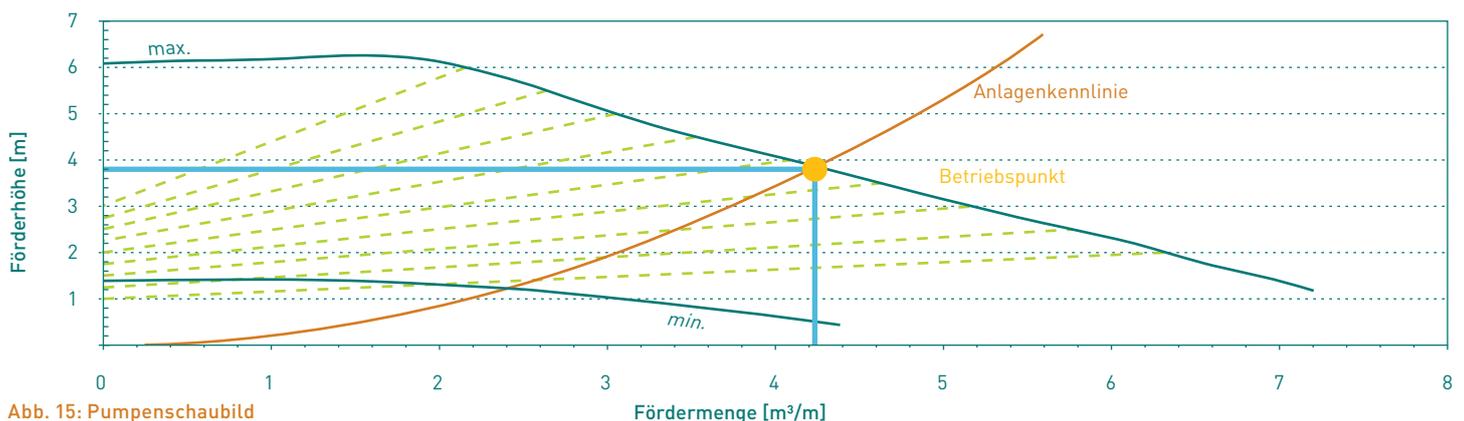


Abb. 15: Pumpenschaubild

1.5 Elektronische Temperatur-/Messwertbasierte Systeme zum hydraulischen Abgleich

1.5.1 Vorbemerkung:

Hintergrund, Ziele und Begriff des hydraulischen Abgleichs

Wie in Kapitel 1.1 (bezieht sich auf Originaltext/ nummerierung) ausgeführt, weisen die in Heizungsanlagen auftretenden parallelen Strömungswege in aller Regel unterschiedliche Strömungswiderstände auf. Diese Unterschiede der Strömungswiderstände stehen erst einmal nicht in Zusammenhang mit den jeweils benötigten und womöglich unterschiedlich hohen Heizmedienvolumenströmen bzw. Leistungsanforderungen, sondern sind unerwünschte Folge der unterschiedlichen Leitungslängen, der hierbei verwendeten Rohrquerschnitte, Formstücke usw.

Aus diesen Unterschieden resultieren – sofern keine regulierenden Maßnahmen ergriffen werden – hydraulische Über-/Unterversorgungen von Übergabesystemen (z. B. Heizkörper). Durch Über-/Unterversorgungen können sich wesentliche Nachteile hinsichtlich des Energieverbrauchs und des Komforts ergeben:

Übersversorgung

- Das Heizmedium fließt zu schnell durch das Übergabesystem und kühlt hierbei nicht ausreichend ab.
 - Die Rücklauftemperatur steigt unnötig an.
 - Die Wärmeverteilverluste nehmen zu.
 - Es ergibt sich eine energetisch ungünstigere Betriebsweise für Wärmeerzeuger (z. B. geringere Brennwertnutzung, geringere Arbeitszahl).
 - Es kann zu Strömungsgeräuschen kommen.
- Durch die ungenügende oder fehlende Vordrosselung/ Vorregelung des Volumenstroms kann die Regelgüte des Thermostatventils abnehmen – bis hin zu einem ausgeprägten „An-Aus-Verhalten“ mit fühlbaren Temperaturschwankungen.
- Da die Wärmeleistung von Wärmeübergabesystemen unterproportional zum Heizmedienvolumenstrom ansteigt, benötigt das hydraulisch übersversorgte Wärmeübergabesystem im Mittel bei gleicher Leistungsabgabe mehr Pumpenarbeit und damit mehr Hilfsenergie.
- Die Übersversorgung mancher Bereiche des Netzes führt bei gleichzeitiger Leistungsanforderung zur Unterversorgung anderer.

Unterversorgung

- Heizkörper werden nicht warm genug und/oder erst stark verzögert warm. Der thermische Komfort sinkt.
- Mittelbarer Einfluss durch resultierenden Eingriff der Nutzer*innen: In der Praxis wird auf lokale Unterversorgungen oft durch Erhöhung der Pumpenleistung (z. B. höherer Soll-Druck bei Konstantdruckregelung, vgl. 2.3.1 (bezieht sich auf Tabelle 1–5 neu)) und durch Anhebung der Vorlauftemperatur am Wärmeerzeuger reagiert. Hierdurch entsteht weiterer zusätzlicher Wärm-

me- und Hilfsenergieaufwand. Darüber hinaus werden die Folgen der Übersversorgung in hydraulisch begünstigten Bereichen verstärkt.

Definitionsansätze und das Begriffsverständnis des hydraulischen Abgleichs haben sich im Kontext der dafür bisher üblicherweise eingesetzten Technologie entwickelt. Ausführungen einschlägiger (Fach-)Literatur gehen daher überwiegend zumindest implizit von einem konventionellen hydraulischen Abgleich mit manuell einzustellenden Drosselelementen nach folgendem Schema aus:

- Rechnerische Ermittlung der Soll-Durchflussmengen für einen definierten Betriebszustand (Auslegungsfall), teils unter Anwendung von Vereinfachungen (vgl. 2.4.3)
- Ggf. Umrechnung in Voreinstellwerte für statische Drosselelemente
- Manuelle Einstellung an der Anlage (Voreinstellwerte an statischen Drosseln, Volumenstromwerte an dynamischen Reglern)

Während das grundsätzliche Verfahren in der Literatur gut beschrieben ist, sind die begrifflichen und inhaltlichen Grenzen zwischen dem eigentlichen Hauptziel (Vermeidung der oben aufgeführten energetischen und komfortmäßigen Nachteile) und den dafür notwendigen Maßnahmen (hydraulische Einregulierung) oft unscharf. Auch hinsichtlich des konkreten Leistungsumfangs eines hydraulischen Abgleichs besteht mindestens Interpretationsspielraum.

Neben den in der Literatur bereits umfänglich beschriebenen Möglichkeiten des konventionellen hydraulischen Abgleichs finden sich zunehmend neuere Systeme am Markt, welche eine vergleichbare Wirkung durch andere Mittel anstreben. Abweichende Vorgehensweisen können hierbei prinzipiell einzelne Aspekte des hydraulischen Abgleichs (z. B. nur Datenermittlung/Berechnung oder nur physische Einregulierung) betreffen oder den gesamten Vorgang. Eine Schwierigkeit in der Beurteilung solcher neueren Ansätze liegt bisher im Fehlen allgemeingültiger, stärker zielorientierter und technologieoffener Definitionen und Festlegungen in den diesbezüglichen technischen Regeln und Normen.

Das Ziel des hydraulischen Abgleichs ist die Vermeidung der oben aufgeführten unerwünschten Effekte, welche sich aus hydraulischer Über-/Unterversorgung gegenüber dem Sollzustand ergeben können. Der konventionelle hydraulische Abgleich auf Basis der Heizlast- und Rohrnetzberechnung durch Einregulierung von Drosselelementen (üblicherweise an Heizungssträngen sowie an jeder Übergabe) ist ein möglicher und erprobter Weg zur Erreichung dieses Ziels – jedoch bestehen auch andere Möglichkeiten hierfür.

1.5.2 Voraussetzungen des hydraulischen Abgleichs

Für die Durchführung eines hydraulischen Abgleichs bestehen – unabhängig vom gewählten Verfahren – unabdingbare Grundvoraussetzungen:

- Alle Übergabesysteme müssen in ihrer Dimensionierung an die Lasten der jeweils zu versorgenden Räume angepasst sein.

- Alle Verteilleitungen müssen für die im planungsgemäßen Betrieb zu transportierenden Medienmassenströme dimensioniert sein.
- Die Anlage muss über Möglichkeiten zur effektiven Begrenzung von Medienmassenströmen über die dafür relevanten Strömungspfade verfügen.

In der einschlägigen Literatur zum hydraulischen Abgleich wird zwischen der Schaffung dieser Voraussetzungen und dem eigentlichen Abgleich nicht immer klar unterschieden. Die nachfolgend beschriebenen Beispielkonzepte zielen auf die hydraulische Einregulierung des Netzes ab – die oben genannten Voraussetzungen müssen gegeben sein.

1.5.3 Beispielkonzepte für einen elektronischen temperatur-/messwertbasierten hydraulischen Abgleich

1.5.3.1 Messsystem zum einmaliger hydraulischer Abgleich ↔ Integration in Heizungs-/Raumtemperaturregelung

Mehrere Ansätze sehen zum Abgleich die vorübergehende Montage eines Messsystems vor, mit dessen Hilfe Voreinstellwerte bestimmt werden, welche dann an der Anlage einzustellen sind. In 1.5.3.2 werden zwei Ansätze, zu denen kommerzielle Systeme verfügbar sind, kurz beschrieben. Für beide Ansätze müssen neben anderen Daten i. d. R. auch die Raumheizlasten der versorgten Räume bekannt sein oder ermittelt werden – teils werden Vereinfachungen bei der nachträglichen Ermittlung oder alternative Schätzverfahren angeboten. Einige vergleichsweise neue elektronische Raumtemperaturregelsysteme beinhalten neben der bloßen Raumtemperaturregelung auch Funktionalitäten zur Vermeidung von Über-/Unterversorgung bzw. Dysbalancen zwischen den versorgten Räumen. Diese Systeme zielen damit auf einen elektronischen hydraulischen Abgleich im laufenden Betrieb ab. Die hierfür notwendigen Informationen werden aus gemessenen und aufgezeichneten Betriebsparametern, insbesondere Temperaturen, gewonnen. Eine Begrenzung von Volumenströmen erfolgt dann, wo notwendig, durch die Stellantriebe der Raumtemperaturregelung. Gegenüber dem einmaligen hydraulischen Abgleich (konventionell oder temperatur-/messwertbasiert) bietet die Integration der Funktionalität in die Regelung die Möglichkeit, die hydraulische Optimierung langfristig fortzuführen und in gewissen Grenzen (siehe 1.5.2) auf Änderungen reagieren zu lassen.

1.5.3.2 Mess-/Auswertungsstrategien

Grundsätzlich ist davon auszugehen, dass die Optimierbarkeit der hydraulischen Versorgungssituation zum einen von den hierfür verfügbaren Informationen und zum anderen vom Reaktionsvermögen des Systems auf die Änderung hydraulischer Parameter des Netzes abhängt. Mit Blick auf den konventionellen hydraulischen Abgleich kann beispielsweise durch dynamische geregelte Durchflussbegrenzung ein besseres Ergebnis erzielt werden als durch eine statische Drosselung, welche nur auf den praktisch kaum auftretenden Auslegungsfall optimiert ist (vgl. statischer und dynamischer hydraulischer Abgleich).

Bei messwertbasierten Ansätzen zum hydraulischen Abgleich werden teils unterschiedliche Auswertungsstrategien auf Basis unterschiedlicher Eingangsdaten verfolgt.

(A) Auswertung der Raumtemperatur und des Aufheiz-/Abkühlverhaltens

Eine Auswertung der Raumtemperatur im Zeitverlauf erlaubt in gewissen Grenzen Rückschlüsse auf die hydraulische Versorgungssituation. Die Auswertung stützt sich hier wesentlich auf folgende Informationen:

- Verlauf der Raumtemperatur und des korrespondierenden Reglersignals bzw. Stellantriebszustands über der Zeit für jeden Raum
- Zeitverhalten der Räume im Vergleich untereinander

Auffällig schnell aufheizende Räume dürften i. d. R. hydraulisch besser versorgt sein als auffällig langsam aufheizende Räume; allerdings wird diese Betrachtung von weiteren wesentlichen Einflüssen überlagert, u. a. der relativen Leistung des Wärmeübergabesystems, inneren und äußeren Wärmelasten sowie der thermischen Trägheit des Raums. Inwieweit eine hydraulische Optimierung allein durch Auswertung der Raumtemperatur (einschließlich Zeitverhalten und Raumvergleich) in ihrer Wirkung dem konventionellen hydraulischen Abgleich nach heutigem Verständnis des Begriffs gleichwertig ist, ist bisher nicht abschließend untersucht und angesichts der teils unscharfen Definitionen zum hydraulischen Abgleich (siehe 2.1) schwierig zu bewerten. Hier müssen bestehende technische Regeln und Normen erst dem praktischen Stand der Technik angepasst werden.

Ein System zur Raumtemperaturregelung mit vernetzten elektronischen Thermostatköpfen/Stellantrieben, welches Funktionalitäten nach oben beschriebenem Prinzip beinhaltet, wird beispielsweise von der Firma blossom-ic (Thermostatköpfe Avalon) angeboten.

(B) Auswertung der lokalen Temperaturspreizungen an allen Wärmeübergaben

Der Ansatz bewertet die hydraulische Versorgungssituation vordergründig anhand der Temperaturspreizung, welche am Wärmeübergabesystem erreicht wird. Zeigt sich beispielsweise bei hoher Vorlauftemperatur eine auffällig kleine Spreizung – d. h. das Heizmedium wird beim Durchfließen der Wärmeübergabe kaum abgekühlt – ist in aller Regel von einer hydraulischen Überversorgung auszugehen. Für eine Bewertung der gemessenen Temperaturspreizung müssen dem System Sollwerte der Spreizung bekannt sein. Diese können zweckmäßig anhand der Art der Wärmeübergabe und des Systemtemperaturniveaus festgelegt werden. So ist beispielsweise bei einer Fußbodenheizung eine kleinere Spreizung sinnvoll als bei einem Heizkörper; ebenso bei kleiner Vorlauftemperatur (Übergangszeit) gegenüber hoher Vorlauftemperatur (kalte Wintertage).

Die Einhaltung einer gewissen Mindesttemperaturspreizung ist eine sehr geeignete Zielgröße für eine Optimierung i. S. d. des hydraulischen Abgleichs. Der Ansatz erfordert hardwareseitig zusätzliche Sensoren zur Messung der lokalen Vor-/Rücklauf-temperaturen an allen Wärmeübergabesystemen.

Das beschriebene Prinzip wird aktuell sowohl für den einmaligen hydraulischen Abgleich mit einem temporär montierten Messsystem als auch bei bestimmten Produkten zur Raumtemperaturregelung genutzt. Beispielhaft können genannt werden:

- Messsystem: hydraulischer Abgleich durch die Firma myWarm als Dienstleistung
- Raumtemperaturregelung: elektronisch geregelte Stellantriebe der Firmen Straub (Produkt/Modellreihe EGO) und Salus (Produkt/Modellreihe THB)

(C) Auswertung der Druckverluste und Volumenströme durch alle Strömungspfade des Netzes

Neben den zuvor beschriebenen Systemen, welche auf Basis von Temperaturmessungen arbeiten, können auch hydraulische Kennwerte des Netzes gemessen und als Grundlage einer Optimierung herangezogen werden.

Eine Möglichkeit besteht in der Messung der Volumenstroms bei einem definierten Druck und einer definierten Kombination aus Ventilstellungen. Werden nun die Ventile an allen Wärmeübergaben des Netzes systematisch geöffnet/geschlossen, kann so das gesamte Netz „hydraulisch kartographiert“ werden. Aus dieser Auswertung – ggf. in Verbindung mit weiteren Informationen (z. B. installierte Heizleistungen) – können die für den hydraulischen Abgleich benötigten Informationen zur Einregulierung gewonnen werden.

Beispielhaft für diese Prinzip kann das für den einmaligen Abgleich temporär zu montierende System VitoFlow der Firma Viessmann genannt werden. Als Messpumpe wird hierbei ggf. die im Wärmeerzeuger integrierte Umwälzpumpe (bei bestimmten Viessmann-Geräten) verwendet.

1.5.4 Einfluss des Stellantriebs bei Raumtemperaturregelung mit integriertem hydraulischen Abgleich

In elektronischen Raumtemperaturregelsystemen kommen heutzutage entweder motorische oder elektrothermische Stellantriebe zum Einsatz.

Motorische Stellantriebe können stetig angesteuert werden und jeden beliebigen Ventilhub zwischen 0 und 100 % realisieren. Eine Drosselung kann hier sehr einfach durch Veränderung des (Hub)Stellbereichs über die Raumtemperaturregelung realisiert werden –

- im einfachsten Fall als statische Begrenzung des maximalen Ventilhubes (Wirkung vergleichbar mit manuell eingestellten Hubbegrenzern) oder
- vorzugsweise mit dynamisch angepasster Hubbegrenzung (z. B. durch Regelung auf vorlauftemperaturabhängige Temperaturspreizung, siehe 1.5.3.2.

Thermische Stellantriebe werden oft mit 2-Punkt-Ansteuerung betrieben. In diesem Fall gibt es nur zwei definierte Ventilzustände: Das Ventil ist entweder vollständig geöffnet oder geschlossen. Das Halten definierter Zwischenpositionen ist in dieser Betriebsweise nicht vorgesehen. Zur Realisierung eines stetig variablen Stellsignals wird der Antrieb wiederholt im Betrieb üblicherweise über ein PWM-Ansteuerung wiederholt geöffnet und geschlossen. Das Stellsignal der Temperaturregelung findet sich dann in der relativen Zeitspanne wieder, in welcher der Antrieb geöffnet ist (Tastgrad, Pulsdauer, Duty Cycle).

Da die Ventile bei dieser Betriebsweise bei jedem Stellsignal oberhalb von 0 % immer wieder vollständig geöffnet werden, erreicht auch der Momentanwert des lokalen Heizmedienvolumenstroms immer wieder 100 %. Eine Begrenzung dieser Momentanwertmaxima des Volumenstroms allein durch den Stellantrieb ist hier nicht möglich.

Inwieweit sich eine dem konventionellen hydraulischen Abgleich vergleichbare Wirkung mit 2-Punkt-Stellantrieben ohne zusätzliche Drosselemente realisieren lässt, ist derzeit noch nicht umfassend untersucht.

Darüber hinaus sind auch thermische Stellantriebe mit stetiger Ansteuerung verfügbar. Wie bei motorischen Stellantrieben kann eine Volumenstrombegrenzung hier durch Hubbegrenzung erfolgen.

1.5.5 Lokale Rechenleistung „ausgelagerte Intelligenz“

Sowohl bei den derzeit verfügbaren Messsystemen für einen computergestützten hydraulischen Abgleich als auch bei Temperaturregelungssystemen mit entsprechenden Funktionen gehen Anbieter derzeit unterschiedliche Wege hinsichtlich der notwendigen Rechen-/Datenverarbeitungsaufgaben.

Eines der hier betrachteten Messsysteme sieht den Betrieb der Berechnungssoftware auf einem PC (Laptop) vor Ort vor, ein anderes arbeitet hingegen cloudbasiert und lässt die Berechnungen auf Servern des Anbieters durchführen.

Ähnlich divers ist die Situation bei Temperaturregelungen mit Funktionen zum hydraulischen Abgleich. Teils ist sämtliche Intelligenz physisch an die vor Ort montierten Komponenten gebunden; teils wird eine zumindest teilzentralisierte Strategie verfolgt, in der bestimmte Berechnungs-/Optimierungsprobleme auf Servern des Anbieters gelöst und Ergebnisse bzw. Betriebsparameter dann an die Anlagentechnik vor Ort übertragen werden können.

Darüber hinaus werden Internetanbindungen bei anlagentechnischen Systemen – unabhängig vom Problem des hydraulischen Abgleichs – auch für andere Aufgaben genutzt, z. B.

- Software-Updates
- Fernsteuerung
- Fernwartung/ diagnose

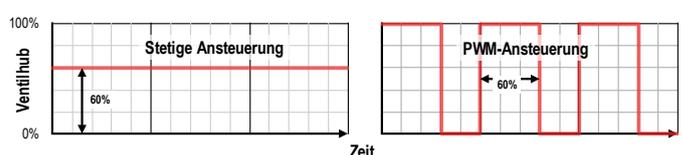


Abb. 1: Vergleich zwischen stetigem Stellsignal und PWM-Signal

1.6 Normative und rechtliche Grundlagen

1.6.1 Heizungsinspektion nach Europäischer Gebäuderichtlinie und DIN EN 15378-1

Die Europäische Gebäuderichtlinie (EPBD ^[6, 7]) schreibt die regelmäßige Überprüfung von Heizungsanlagen mit einer Kesselleistung von größer 70 kW vor. Hierbei sind die Energieeffizienz der Heizungsanlage und die Dimensionierung in Bezug auf den Wärmebedarf des Gebäudes zu überprüfen.

Bei Anlagen mit einer geringeren Kesselleistung ist eine Überprüfung in aller Regel ebenfalls energetisch und wirtschaftlich sinnvoll und zu empfehlen.

In Deutschland wird in diesem Zusammenhang die DIN EN 15378 1 „[...] Inspektion von Kesseln, Heizungsanlagen und Trinkwassererwärmung [...]“ ^[8] angewendet. Sie erläutert die Vorgehensweise bei einer Heizungsinspektion entsprechend den Anforderungen der EPBD und enthält ein Verfahren zur punktemäßigen Bewertung des Zustands der Heizungsanlage. Die Bewertung umfasst auch den Aspekt des hydraulischen Abgleichs. Eine praxisnahe Aufbereitung des Verfahrens erfolgte im „Leitfaden zum Heizungs-Check“ der Vereinigung der deutschen Zentralheizungswirtschaft (VdZ; heute Forum für Energieeffizienz in der Gebäudetechnik e. V.).

1.6.2 Energiebedarfsberechnung nach DIN V 18599

Die DIN V 18599 „Energetische Bewertung von Gebäuden – Berechnung des Nutz-, End- und Primärenergiebedarfs für Heizung, Kühlung, Lüftung, Trinkwarmwasser und Beleuchtung“ [9] ist das durch die EnEV referenzierte und im Rahmen des EnEV-Nachweises weitestgehend allgemeingültig anwendbare Berechnungsverfahren zur Ermittlung von Energiebedarfswerten von Gebäuden.

Das Verfahren berücksichtigt die Möglichkeit eines durchgeführten (oder fehlenden) hydraulischen Abgleichs und erlaubt für Heizungsanlagen darüber hinaus die Unterscheidung zwischen statischem und dynamischem Abgleich. Nach dem Verfahren ergibt sich beispielsweise für Heizungsanlagen – ausgehend vom günstigsten Szenario (dynamischer hydraulischer Abgleich) – bei fehlendem Abgleich eine Erhöhung des Energiebedarfs um 6 % mit Bezug auf den Heizwärmebedarf (Nutzenergie (Raum)Wärme).

1.6.3 Energetische Bewertung nach Energieeinsparverordnung (EnEV 2014)

Die Energieeinsparverordnung [EnEV [10]] formuliert Anforderungen an die energetische Qualität von Gebäuden und setzt diesbezügliche europäische Vorgaben um.

Im Nachweis der Einhaltung der EnEV Anforderungen (Energiebedarfsausweis) wird der rechnerische (Primär)Energiebedarf des zu errichtenden/sanierenden Gebäudes mit dem des sogenannten Referenzgebäudes verglichen. Das Referenzgebäude ist mit dem zu errichtenden/sanierenden Gebäude hinsichtlich Nutzung und Größe/Geometrie identisch, weist jedoch eine nach EnEV weitestgehend festgelegte Ausführung des baulichen Wärmeschutzes und der Anlagentechnik auf. Zusätzlich zur primärenergetischen Bewertung müssen für den EnEV-Nachweis separate Anforderungen an den baulichen

Wärmeschutz sowie an bestimmte technische Details des zu errichtenden/sanierenden Gebäudes (technische Nebenanforderungen) eingehalten werden.

Die Heizungsanlage des Referenzgebäudes ist hydraulisch abgeglichen. Die Durchführung eines hydraulischen Abgleichs wird durch die EnEV jedoch nicht explizit gefordert – etwa als technische Nebenanforderung. In der Fachwelt wird z. T. die Auffassung vertreten, dass das Referenzgebäude den Stand der Technik repräsentiere und aus dessen Ausführung somit Anforderungen an die Ausführung realer Gebäude ableitbar wären – diese Auffassung widerspricht jedoch dem technologieoffenen Ansatz der primärenergetischen Bewertung nach EnEV, aus welchem sich ergibt, dass energetisch ungünstigere Detaillösungen an einer Stelle durch energetisch günstigere Details an anderer Stelle kompensiert werden können. Insofern ist aus dem hydraulischen Abgleich des Referenzgebäudes nach gegenwärtiger Lesart keine implizite Verpflichtung seitens EnEV zur Durchführung eines hydraulischen Abgleichs abzuleiten.

Unabhängig hiervon können die Bundesländer – denen der Vollzug der EnEV unterliegt – diesbezügliche Vorgaben treffen.

1.6.4 Allgemeine Technische Vertragsbedingungen (ATV / VOB C), DIN 18380

Die „Vergabe- und Vertragsordnung für Bauleistungen“ (VOB) ist ein dreiteiliges Regelwerk, welches bei der Ausgestaltung und Vergabe von Verträgen über Bauleistungen Anwendung findet. In den Teilen B (Allgemeine Vertragsbedingungen für die Ausführung von Bauleistungen) und C (Allgemeine Technische Vertragsbedingungen für Bauleistungen) der VOB werden Vertragsbedingungen für Bauleistungen formuliert. Diese Bedingungen können durch Bezug auf die VOB zum Vertragsbestandteil gemacht werden. Bei Vergaben der öffentlichen Hand ist die Anwendung der VOB vorgeschrieben; jedoch wird sie auch im privaten Bereich angewendet. Darüber hinaus wird in Fachkreisen z. T. die Auffassung vertreten, dass die in den VOB enthaltenen technischen Anforderungen den Status allgemein anerkannter Regeln der Technik innehaben und somit auch bei Verträgen ohne expliziten Bezug auf die VOB geschuldete Leistung seien.

Die „Allgemeinen Technischen Vertragsbedingungen“ (VOB C) werden in Form von DIN-Normen umgesetzt. Hiervon fordert die DIN 18380 „[...] Allgemeine Technische Vertragsbedingungen (ATV) – Heizungsanlagen und zentrale Wassererwärmungsanlagen“ ^[10] im Abschnitt 3.5 explizit die Durchführung eines hydraulischen Abgleichs:

1.6.5 Einstellen der Anlage

Der Auftragnehmer hat die Anlagenteile so einzustellen, dass die geplanten Funktionen und Leistungen erbracht und die gesetzlichen Bestimmungen erfüllt werden. Der hydraulische Abgleich ist mit den rechnerisch ermittelten Einstellwerten so vorzunehmen, dass bei bestimmungsgemäßem Betrieb, also z. B. auch nach Raumtemperaturabsenkung oder Betriebspausen der Heizanlage, alle Wärmeverbraucher entsprechend ihrer Heizlast mit Heizwasser versorgt werden.

Die Anforderungen der Norm gelten „für das Herstellen von Heizanlagen mit zentraler Wärmeerzeugung sowie von zentralen Wassererwärmungsanlagen [und] [...] von Wärmeverteilan-

lagen (Heiz- und Kühlanlagen), bei denen Wasser oder Wassergemische als Energieträger verwendet werden“. Darunter ist mindestens die Errichtung von wasserführenden (Zentral) Heizungsanlagen sowie von Wärmeverteilnetzen in Gebäuden zu verstehen. Aus technischer Sicht erscheint die Maßnahme zusätzlich dann angebracht, wenn sich die hydraulische Situation der Heizungsanlage oder der Leistungsbedarf durch anderweitige Maßnahmen wesentlich geändert hat (z. B. nachträgliche Dämmung, Einbau zusätzlicher Heizkörper, Austausch von Heizkörpern gegen Geräte anderer Größe/Leistung usw.).

1.6.6 Hydraulischer Abgleich als Voraussetzung für Fördermaßnahmen

Einschlägige Förderprogramme zur Modernisierung/Erneuerung von Heizungsanlagen fordern i. d. R. einen hydraulischen Abgleich.

So setzt beispielsweise die Förderung von KfW-Effizienzhäusern eine hydraulischen Abgleich zwingend voraus; auch mehrere der durch die KfW grundsätzlich förderbaren Einzelmaßnahmen oder Maßnahmenpakete werden erst bei Durchführung eines hydraulischen Abgleichs tatsächlich förderfähig [11, 12, 13] – betroffen sind Maßnahmen/ pakete, welche eine der folgenden Arbeiten beinhalten:

- Austausch von Heizungsanlagen
- Ersatz oder erstmaliger Einbau von Umwälzpumpen
- wärmeschutztechnische Verbesserung von mehr als 50 % der Umfassungsfläche

Die Durchführung des hydraulischen Abgleichs ist im Kontext von KfW-Förderungen anhand des jeweiligen VdZ-Formblatts nachzuweisen. Von den beiden durch die VdZ-Fachregel (→ 1.6.7) zum hydraulischen Abgleich beschriebenen Verfahren ist das i. d. R. ausführlichere Verfahren B (Premiumleistung) immer zulässig, das Verfahren A (vertraglich geschuldete Regelleistung i. S. d. VOB C) hingegen nur eingeschränkt bzw. nur für bestimmte Einzelmaßnahmen.

1.6.7 VdZ-Fachregel „Optimierung von Heizungsanlagen Bestand“

Die Fachregel [3] beschreibt Maßnahmen zur Optimierung von Heizungsanlagen; der hydraulische Abgleich ist Bestandteil dieser Maßnahmen. Während die Fachregel zwar dem Namen nach auf Bestandsanlagen abzielt, wird sie über weite Teile auch im Neubaubereich als technische Regel referenziert und angewendet. So wird sie u. a. durch die KfW und durch die VdZ-Formblätter zum Nachweis des hydraulischen Abgleichs bei der Errichtung von KfW-Effizienzhäusern in Bezug genommen. Zur Optimierung von Heizungsanlagen beschreibt die Fachregel zwei alternative Verfahren – ein z. T. vereinfachtes Verfahren A und ein demgegenüber etwas ausführlicheres Verfahren B. Verfahren A stellt nach gegenwärtiger Lesart das i. S. d. VOB C vertraglich geschuldete Regelverfahren dar, während Verfahren B als separat zu beauftragende Premiumleistung verstanden wird. Die beiden Verfahren unterscheiden sich teils wesentlich in Aufwand und erzielbarer Genauigkeit hinsichtlich der Datenerhebung und der Berechnungen zum hydraulischen Abgleich. U. a. setzt das ausführlichere Verfahren B üblicher-

weise eine raumweise Heizlastberechnung voraus, während nach Verfahren A hier starke Vereinfachungen/Pauschalierungen zur Anwendung kommen dürfen.

Bei der Errichtung von Gebäuden ist die Datenlage zum Gebäude i. d. R. deutlich besser als im Gebäudebestand – u. a. liegen eine aktuelle Heizlastberechnung sowie Unterlagen zur Anlagendimensionierung vor. Hier würde sich für das Verfahren B gegenüber dem Verfahren A üblicherweise kein Mehraufwand ergeben. Im Falle einer Beauftragung zur Durchführung eines hydraulischen Abgleichs sollte dennoch unbedingt das anzuwendende Verfahren spezifiziert werden.

1.6.8 Hinweis zur aktualisierten Heizlastberechnung/ Heizlastnorm

Maßnahmen des hydraulischen Abgleichs setzen die korrekte Dimensionierung des Heizungsnetzes bzw. seiner Komponenten und damit eine Heizlastberechnung voraus. Hierfür wird in Deutschland die „Heizlastnorm“ DIN EN 12831 angewendet. Die europäische Norm wurde in den letzten Jahren umfangreich überarbeitet und 2017 als deutsche Fassung veröffentlicht [1]; der zugehörige nationale Anhang zu dieser Normfassung, welcher für ihre nationale Anwendung zwingend notwendig ist, erschien im September 2019. Bisherige Literatur zu Voraussetzungen und Durchführung des hydraulischen Abgleichs sowie diesbezügliche Anforderungen beziehen sich noch auf die nunmehr zurückgezogene Fassung der Heizlastberechnungsnorm [2003 [14]].

Wurde bisher im Kontext des hydraulischen Abgleichs von einer Heizlastberechnung gesprochen, so war i. d. R. die ausführliche Heizlastberechnung gemeint, sofern nicht explizit Abweichungen/Vereinfachungen (vgl. auch Verfahren A nach VdZ-Fachregel, 2.1.6 (bezieht sich auf diese Tabelle)) erwähnt sind. Die Neufassung der Norm bietet zusätzlich zum ausführlichen Standardverfahren zwei vereinfachte Berechnungsverfahren, welche sich auf einen geringeren Datenumfang stützen und/oder hinsichtlich des Berechnungsgangs vereinfacht wurden und insbesondere auf einzelne Maßnahmen an Heizungsanlagen in Bestandsgebäuden abzielen:

- Vereinfachte Berechnung der Raumheizlast
- Vereinfachte Berechnung der Gebäudeheizlast (Hüllflächenverfahren)

2. Praktische Umsetzung

2.1 Hydraulischer Abgleich von Neuanlagen

2.1.1 Grundsätze der Konzeption und Planung

Bei der Konzeption von Neuanlagen existieren die meisten Freiheitsgrade hinsichtlich der Anordnung und Gestaltung des Rohrnetzes, wengleich bauliche Randbedingungen zu berücksichtigen bleiben.

Eine Reihe von Leitgedanken mit unterschiedlichem Optimierungshintergrund stehen bei der Anlagenkonzeption im Fokus der Betrachtungen, wie:

- Einsatz von gleichartigen Wärmeübergabesystemen, vorzugsweise nach Heizkreisen getrennt (z. B. Heizkreis Fußbodenheizung + Heizkreis Radiatoren)
- Verwendung gleicher Thermostatventile und Thermostatköpfe
- möglichst symmetrische Strangaufteilung und Hauptverteilung
- Vermeidung von Strangarmaturen, z. B. durch Anwendung des Tichelmannprinzips, ansonsten Strangarmaturen gleichen Typs
- Minimierung des Rohreinsatzes
- Gute Zugänglichkeit der Armaturen für Einregulierung und Wartung
- keine Manipulationsmöglichkeit (Veränderung der Voreinstellung)

Es werden in der Praxis immer Kompromisse erforderlich sein, wie z. B. der Umstand, dass das Tichelmannprinzip meist zu erhöhtem Rohrmaterialeinsatz führt, weshalb eine Abwägung im Einzelfall stets notwendig erscheint.

Die Planung, d.h. die notwendigen Dimensionierungsberechnungen sind mit hinreichender Sorgfalt durchzuführen und in den Planungsunterlagen nachvollziehbar zu dokumentieren. Alternative Überlegungen in der Realisierungsphase sind bei der Montageplanung zu berücksichtigen und ggf. neu nachzurechnen.

2.1.2 Durchführung des hydraulischen Abgleiches

Mit der Fertigstellung, ggf. Teilbetriebnahme, von Neuanlagen sind zur Durchführung eines konventionellen/manuellen hydraulischen Abgleiches folgende Voraussetzungen bzw. Vorleistungen erforderlich (s. a. VdZ-Fachregel zum hydraulischen Abgleich^[3], VDMA-Einheitsblatt 24199^[4] und DIN EN 14336^[5]):

- Anlage gespült und frei von Verunreinigungen
- Anlage gefüllt und entlüftet
- Sicherstellung der vollständigen Durchströmung der Anlage durch Öffnen sämtlicher Absperr- und Regelarmaturen
- Entfernung (bzw. noch nicht aufgesetzte) Thermostatköpfe an Heizkörpern
- Geöffnete Rücklaufverschraubungen bzw. Heizkörperanschlussverschraubungen
- Schließen eventuell vorhandener Bypassleitungen oder -ventile (Überströmventile)
- Gereinigte Schmutzfänger/ filter
- Einstellung der Umwälzpumpe auf Sollwert und Betriebsart

Sofern nicht bereits bei der Installation erfolgt, werden dann die Voreinstellungen der Thermostatventile und/oder einstellbaren Rücklaufverschraubungen bzw. bei Flächenheizungen die Regulierventile am Heizkreisverteiler auf den angegebenen Wert vorgenommen. Nachfolgend sind, beginnend an den von der Umwälzpumpe entferntesten Strangreguliereinrichtungen, die Voreinstellungen vorzunehmen und vorzugsweise mit geeigneten Durchflussmessgeräten zu überprüfen. Sind sämtliche Einstellungen und eventuelle Korrekturen vollzogen, ist das Ergebnis der Einregulierung zu protokollieren und in die Revisionsunterlagen einzutragen.

Die Vorgehensweise bei Einsatz von elektronischen temperatur-/messwertbasierten Systemen zum hydraulischen Abgleich hängt vom spezifischen System ab (siehe 2.3).

Darüber hinaus enthält der nationale Anhang einen Ansatz zur Schätzung der Heizlast auf Basis von Verbrauchsdaten. Inwieweit im Kontext des hydraulischen Abgleiches auch die vereinfachten Ansätze der neuen Normfassung bzw. des neuen nationalen Anhangs angewendet werden dürfen, ist derzeit noch nicht gewiss – hierfür müssen entsprechende Anforderungen (z. B. KfW-Förderbedingungen) erst noch aktualisiert und an den neuen Normstand angepasst werden. Zumindest für den nachträglichen bzw. erneuten hydraulischen Abgleich im Bestand erscheint die Anwendung der vereinfachten Berechnungsverfahren in gewissen Grenzen sinnvoll.

2.2 Hydraulischer Abgleich im Bestand

2.2.1 Positive Effekte

Mit dem hydraulischen Abgleich sind folgende positive Effekte für die Heizungsanlage erreichbar:

Erhöhung der Energieeffizienz der Anlage

Die nutzerseitige Verschwendung von Heizenergie wird durch eine bedarfsgerechte Versorgung der Heizflächen begrenzt. Eine anlagengerechte Einstellung der Pumpenleistung und verbesserte Ausnutzung der Vorlauftemperatur reduziert den Heizenergiebedarf.

Optimale Wärmeverteilung

Der hydraulischen Abgleich passt den Volumenstrom an die Anforderungen der jeweiligen Heizfläche an. Dies führt zu einer gleichmäßigen Verteilung der Wärme im gesamten Gebäude und eine Über-/Unterversorgung von einzelnen Räumen mit Wärme wird vermieden.

Vermeidung von Geräuschen in der Heizungsanlage

Die Begrenzung des Volumenstroms und Anpassung der Pumpenleistung reduziert die Fließgeschwindigkeit des Heizungswassers in der Anlage. In Verbindung mit geringeren Drucksprüngen über dem Thermostatregelventil reduziert sich die Geräuschbelastung bzw. wird vermieden.

Die theoretischen Grundlagen der beschriebenen positiven Effekten des hydraulischen Abgleiches werden im Teil I beschrieben.

Da in der Praxis als Verteilsysteme überwiegend Zweirohrsysteme anzutreffen sind (vgl. 1.4.1.2 Zweirohrheizung), werden in den folgenden Kapiteln praktische Lösungen anhand dieser Art der hydraulischen Verteilung erläutert.

2.2.2 Wann ist ein hydraulischer Abgleich erforderlich?

Der hydraulischer Abgleich ist im Regelfall durchzuführen bei:

- nicht abgeglichenen Bestandsanlagen
- Heizlaständerung des Gebäudes
- Änderung des Wärmeerzeugers/der Anlagentechnik

2.2.2.1 Nicht abgeglichene Bestandsanlagen

Nach Schätzung von Experten und Fachverbänden sind mehr als 80 % der Heizungsanlagen im Bestand nicht oder nur mangelhaft hydraulisch abgeglichen.

Indizien für nicht abgeglichene Anlagen:

- ungleichmäßige Wärmeverteilung im Heizungsnetz
- starke Strömungsgeräusche in den Rohrleitungen und an den Thermostatregelventilen
- auf Maximalleistung eingestellte Heizkreispumpen
- von der Anlagenauslegung abweichende Systemtemperaturen

Anlagentechnik:

- keine einstellbaren Thermostatventileinsätze vorhanden
- alle Thermostatventileinsätze befinden sich in der gleichen Einstellung
- bei größeren Anlagen sind keine Strangreguliertventile und/oder Differenzdruckregler eingebaut

Mit einem nachträglichen Abgleich der Anlagen wird das vorhandene Potential zur Verbesserung der Energieeffizienz nutzbar. In der Regel können Pumpenleistungen und/oder Auslegungstemperaturen reduziert werden. Gleichzeitig verbessern sich Regelverhalten und Komfort, Anlagengeräusche werden vermieden.

Entscheidend für den Aufwand eines nachträglichen Anlagenabgleichs sind die Komplexität der Anlage und die Qualität der Bestandsunterlagen. Für große verzweigte Anlagen mit unvollständigen Bestandsunterlagen ist dieser natürlich ungleich höher, als für die überschaubare Heizungsanlage im Einfamilienhaus. Da jedoch davon ausgegangen werden kann, dass auch das Einsparpotential bei komplexen Anlagen höher ist, werden sich die Kosten in der Regel mittelfristig aus der Energieeinsparung amortisieren.

2.2.2.2 Änderung der Heizlast

Eine Änderung der Heizlast, gleich ob Reduzierung oder Erhöhung, erfordert eine Prüfung und ggf. den hydraulischen Abgleich des Systems.

Mit baulichen Maßnahmen am Gebäude reduzieren sich durch höhere Bauteildämmwerte und/oder bessere Gebäudedichtheit in der Regel die Transmissions- und Lüftungswärmeverluste und damit die Heizlast, z. B. bei:

- Komplettsanierung Gebäude nach EnEV
- energetische Ertüchtigung einzelner Bauteile der thermischen Hülle
- Austausch der Fenster
- Ausbau und Dämmung des Dachgeschosses
- Erweiterung des Gebäudes (Anbau)

Bei einer Heizlaständerung sind die Änderungen der raumweisen Heizlasten nicht gleichverteilt. Dies bedeutet, dass neben der Änderung der Auslegungstemperaturen auch geprüft wird, inwiefern die Volumenströme und damit der hydraulische Abgleich angepasst werden müssen. (siehe Beispiel Abschnitt 1.4.5)

Zur Bestimmung der Auslegungstemperatur nach einer Reduzierung der Gebäudeheizlast werden in Tabelle 5 der DIN V 18599-5 [9], in Abhängigkeit der Heizlasten vor und nach der Sanierung folgende Empfehlungen gegeben:

| alt \ neu | 70/55 °C | 55/45 °C | 35/28 °C |
|-----------|----------|----------|----------|
| 90/70 °C | 63,8% | 40,6% | 11,3% |
| 70/55 °C | | 63,7% | 17,8% |
| 55/45 °C | | | 27,9% |

Tab. 1: Anpassung der Auslegungstemperaturen bei reduzierter Heizlast nach DIN V 18599

Die Prozentangaben berechnen sich nach

$$\frac{\text{Heizlast neu}}{\text{Heizlast alt}} \times 100 = \text{Prozentwert}$$

Eine Änderung der Heizlast liegt vor bei:

- Sanierung der Fenster mit geringerem U-Wert
- energetischer Sanierung der Gebäudehülle (Dämmung)
- Dämmung der obersten Geschossdecke
- Ausbau und Dämmung des Dachgeschosses
- Erweiterung des Gebäudes (Anbau)

2.2.2.3 Änderung des Wärmeerzeugers

Die Änderung des Wärmeerzeugers geht zumeist mit einer Reduzierung der Vor-/Rücklauf­temperatur einher (z. B. Brennwertnutzung bei Brennwertkesseln oder System­temperat­uren der Wärmepumpe). Anhand der neuen Auslegungs­rand­bedin­gungen sind die Volumen­ströme durch die Heizkörper nachzu­rechnen und gegebenenfalls neu einzustellen.

Besonders bei Wärmepumpen muss die Wärmeerzeuger­leistung sehr genau auf die Heizlast des Gebäudes ausgelegt werden.

Nur wenn alle Volumen­ströme in den Heizflächen durch einen hydraulischen Abgleich den jeweiligen Lasten der Räume angepasst sind, kann das System mit der ausgelegten Vor­lauf­temperatur betrieben werden. Andernfalls ist zum Bei­spiel bei einer Wärmepumpe mit einer Verschlechterung der COP-Werte zu rechnen und der Nutzer wird stark überhöhte Stromkosten zu tragen haben. Oftmals ist nicht „die schlechte Wärmepumpe“ oder „der schlechte Wärmeerzeuger“ sondern die unzureichende und fachlich mangelhafte Anpassung des restlichen Heizsystems die Ursache für unplanmäßige Betriebskosten.

2.3 Bausteine zum hydraulischen Abgleich

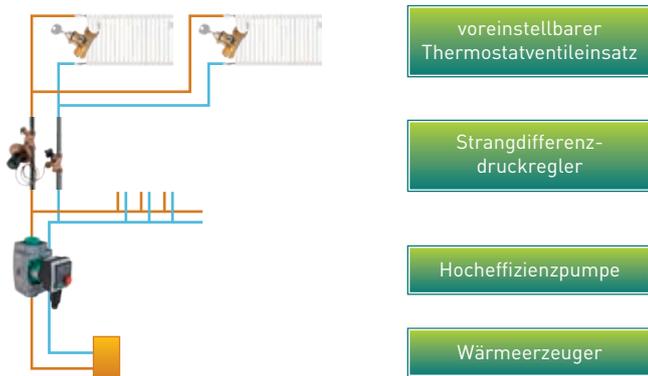


Abb. 16: Position der Bauteile im System

2.3.1 Heizungspumpen

2.3.1.1 Allgemeines

Elektrisch angetriebene Umwälzpumpen in Heizungsanlagen erzeugen den notwendigen Druckunterschied, um das Heizmedium gegen die Druckverluste des hydraulischen Netzes zwischen Wärmeerzeuger und Verbraucher zu transportieren. Für das Heizungsnetz ergibt sich in jedem Betriebszustand ein Gesamtdruckverlust. Die Pumpe muss diesen Druckverlust überwinden und dabei den notwendigen Volumenstrom bereitstellen können. Üblicherweise wird mit Bezug auf den Pumpendifferenzdruck von der Förderhöhe der Pumpe gesprochen. Die Pumpe wird so gewählt und eingestellt, dass die Förderhöhe genau ausreicht, um das Heizwasser im Vollastfall durch das vorhandene Rohrnetz mit allen seinen Verengungen zu pumpen und dabei auch den Verbraucher (Heizkörper, Fußbodenheizkreis usw.) mit dem höchsten Druckverlust im Rohrnetz noch ausreichend zu versorgen.

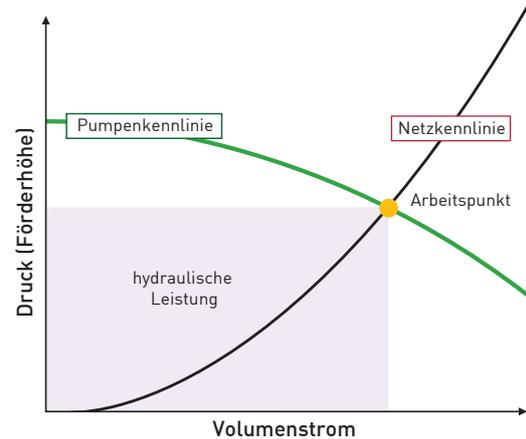


Abb. 17: Pumpen- und Netzkennlinie, Arbeitspunkt, hydraulischer Aufwand

Die hydraulische Leistung einer Pumpe ergibt sich als Produkt aus dem Pumpendruck und dem Volumenstrom; ihre elektrische Leistung hängt darüber hinaus noch vom innerhalb des Kennfelds variablen Wirkungsgrad der Pumpe ab. Der Energiebedarf der Pumpe ergibt sich integral aus Pumpenleistung im Zeitverlauf. Zur Minimierung des Pumpenenergiebedarfs sollte eine Betriebsweise angestrebt werden, in welcher die notwendigen Volumenströme über alle Betriebszustände des Netzes mit einem möglichst geringen Pumpendruck bereitgestellt werden können.

2.3.1.2 Ungeregelte Pumpen

Bei ungeregelten Pumpen kann die Leistung üblicherweise manuell in drei Stufen eingestellt werden. Einmal eingestellt, folgen sie ihrer charakteristischen Kennlinie: Bei netzseitig verringertem hydraulischem Widerstand (z. B. Öffnen von Thermostatventilen) steigt der Volumenstrom, während die Förderhöhe sinkt – bei Drosselung wiederum sinkt der Volumenstrom, während die Förderhöhe steigt. Der hydraulische Aufwand – das Produkt aus Druck und Volumenstrom – und mit ihm der Energieverbrauch der Pumpe nimmt somit bei einer Verringerung des Volumenstroms kaum ab und ist in den

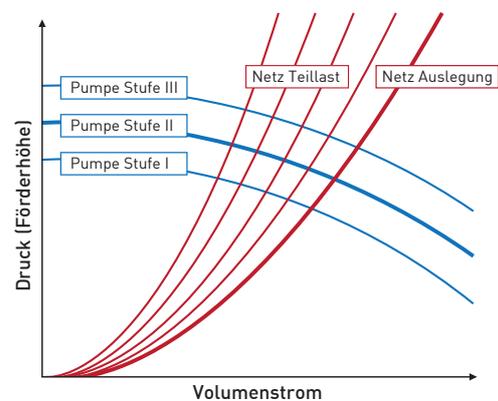


Abb. 18: Kennlinien einer ungeregelten 3stufig einstellbaren Pumpe

allermeisten Betriebszuständen höher als notwendig. Zusätzlich kann diese Betriebsweise den Verschleiß der Pumpe erhöhen.

Gemäß EG-Verordnung 641/2009 [16], welche Anforderungen an Nassläufer-Umwälzpumpen zum Einsatz in Heizungsanlagen formuliert, dürfen im Bereich von 1 bis 2.500 W hydraulischer Leistung heutzutage faktisch keine ungeregelten

Heizungsumwälzpumpen mehr eingebaut werden. Es ist zu beachten, dass die Anforderungen der EG-Richtlinie ein Niveau beschreiben, welches i. d. R. über die diesbezügliche Anforderungen der Energieeinsparverordnung (u. a. § 14 Absatz 3 EnEV 2014 [10]) hinausgeht. Insbesondere muss die in der



Abb. 19: Ungeregelte Pumpen: links Grundfos UPS [Quelle Grundfos], rechts Wilo Top S [Quelle Wilo]

EnEV implizit formulierte Ausnahme, dass für Zentralheizungen bis 25 kW Nennleistung auch eine unregelte Heizungsumwälzpumpe zum Einsatz kommen dürfe, als obsolet betrachtet werden. Ungeregelte Heizungspumpen sollten daher, wenn überhaupt, nur noch im Bestand vorzufinden sein.

2.3.1.3 Elektronisch geregelte Pumpen

Bei elektronisch geregelten Pumpen wird die Drehzahl nach einer i. d. R. an der Pumpe einstellbaren Regelcharakteristik in Abhängigkeit vom Differenzdruck der Pumpe gestellt. Üblicherweise können elektronisch geregelte Pumpen auf Konstantdruck und auf Proportionaldruck (variablen Druck)

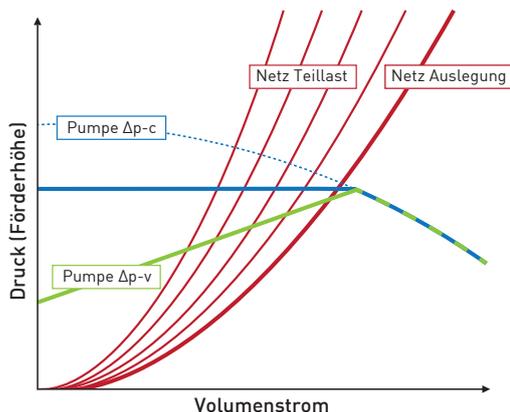


Abb. 20: Kennlinien einer geregelten Pumpe

eingestellt werden – ggf. sind weitere Parameter für die Regelung festzulegen, z. B. die Höhe des Pumpensolldrucks bei Konstantdruckregelung. Moderne elektronisch geregelte Pumpen (siehe auch Hocheffizienzpumpen) können z. T. auch selbstlernend arbeiten – d. h. sie legen die Parametrisierung der Pumpenregelung nach einer gewissen Betriebszeit (z. B. Höhe und/oder Anstieg der Proportionaldruck-Kurve) selbst fest.

Elektronisch geregelte Pumpen können sich dem tatsächlich benötigten Massenstrom gegenüber einer unregulierten Pumpe besser anpassen und die benötigten Volumenströme im Teillastbereich mit geringeren Förderhöhen bereitstellen. Dadurch sind sie universeller einsetzbar als unregulierte Pumpen und arbeiten in aller Regel mit geringeren bis deutlich geringeren Leistungen. Im Jahresverlauf, der durch Teillastzustände dominiert wird, ergibt sich eine entsprechende Energieeinsparung – Hersteller nennen Werte von bis zu 50 %.

Hocheffizienzpumpen

Für die Pumpengenerationen, die gegenüber den ersten elektronisch geregelten Pumpen, weitere energetische Optimierungen erfahren haben, hat sich der Begriff der Hocheffizienzpumpe eingebürgert. Der Begriff ist nicht allgemeingültig definiert, wird jedoch fachsprachlich verwendet; nach heutigem Verständnis vereint er zwei Aspekte:

- Hocheffizienzpumpen sind elektronisch geregelte Pumpen, die durch energieeffizientere regelbare Antriebe (üblicherweise EC-Motoren) und weitere konstruktive Optimierungen (geringe Spaltmaße, z. T. optimierte Laufradgeometrie usw.) unter gleichen Betriebsbedingungen eine nochmals geringere Stromaufnahme haben. Hiermit kann die Pumpenleistung und damit der Energieverbrauch weiter reduziert
- werden – Hersteller nennen Energieeinsparungen von bis zu 80 % gegenüber unregulierten Pumpen.
- Hocheffizienzpumpen sind Pumpen, welche die jetzigen Anforderungen der EG-Verordnung 641/2009 [16] (siehe auch 2.3.1.2) einhalten.
- Hocheffiziente Pumpen können wesentlich zur Betriebskostenreduzierung (Hilfsenergie) einer Heizungsanlage beitragen. Im Bestand wird der Austausch alter Pumpen gegen Hocheffizienzpumpen z. T. durch Förderungen unterstützt.



Abb. 21: Elektronisch geregelte (Hocheffizienz) Pumpen, von links nach rechts: Wilo Stratos Maxo [Quelle Wilo], KSB Calio/Calio S [Quelle KSB], Grundfos Alpha [Quelle Grundfos]

2.3.1.4 Dezentrale Heizungspumpen

Das Konzept dezentraler Heizungspumpen sieht die Deckung des hydraulischen Aufwands zum Antrieb des Heizmediums lokal an jedem einzelnen Wärmeübergabesystem vor – jeder Heizkörper bzw. Flächenheizkreis bekommt eine eigene kleine Pumpe. Die dezentralen Pumpen vereinen in Verbindung mit einer entsprechenden Regelung mehrere Aufgaben, welche in konventionelleren Heizungsnetzen i. d. R. separaten Komponenten zukommen würden:

- Antrieb des Heizmediums (Ersatz der zentralen Heizungs- bzw. Heizkreispumpe(n))

- Raumtemperaturregelung (Ersatz der Thermostatregelventile)
- integrierter hydraulischer Abgleich (u. a. Ersatz der entsprechenden Drosselemente/Durchflussregler)
- Ein System aus dezentralen Heizungspumpen nebst zugehöriger Vernetzung/Regelungstechnik wurde 2009 unter der Bezeichnung GeniAx von der Firma WILO eingeführt. Das System wird aktuell von der Firma EMPUR vertrieben.



Abb. 22: Dezentrale Pumpen Empur GeniAx [Quelle Empur], von links nach rechts: Pumpe, Pumpenelektronik zum Einbau in Gerätedose, GeniAx-Server

2.3.2 Wärmeübergabe

Die Wärmeübergabe an den jeweiligen Raum erfolgt über verschiedene Heizkörperarten und Flächenheizsysteme, wie im Abschnitt 1.3 beschrieben.

Die übertragene Wärmeleistung jedes Wärmeübertragers ist proportional zur wärmeübertragenden Fläche und zur mittleren Temperaturdifferenz. Diese ändert sich in Abhängigkeit vom Volumenstrom. Der hydraulische Abgleich bildet die Grundlage für eine ständige bedarfsgerechte Wärmeversorgung der einzelnen Räume.

2.3.2.1 Thermostatregelventil (TRV)

Die Hauptaufgabe des Thermostatregelventils ist die Sicherstellung der erforderlichen Raumtemperatur durch Regelung der Wärmezufuhr zum Heizkörper unter Berücksichtigung möglicher zusätzlichen Wärmequellen (z. B. innere und solare Wärmeeinträge).

Durch eine falsche Auslegung des Heizsystems ist diese Funktion oftmals nicht gegeben und das Thermostatregelventil wird durch den Nutzer als Auf-/Zu-Ventil missbraucht. Dies ist darin begründet, dass sich bei z. B. zu hohem Druck der Umwälzpumpe selbst bei gering öffnendem Thermostatregelventil ein zu hoher Massenstrom (Wärmestrom) einstellt, die Raumtemperatur steigt sehr stark an, das Ventil reagiert darauf und schließt voll, die Temperatur im Raum fällt wieder stark ab. Das Öffnen und Schließen des Ventils wiederholt sich zyklisch und führt zu stark schwankenden Raumtemperaturen und zur Unzufriedenheit des Nutzers.

Abhilfe schaffen Thermostatregelventile mit Begrenzung des Volumenstroms durch voreinstellbare Ventileinsätze.

Hinweise: Bei den in Abbildung 23 und Abbildung 24 dargestellten Ventileinsätzen kann eine Einstellung nur mit ganzzahligen Einstellwerten erfolgen. Eine Einstellung mit Zwischenwerten führt zum Verschluss des Strömungsquerschnitts (siehe Abb. 25).

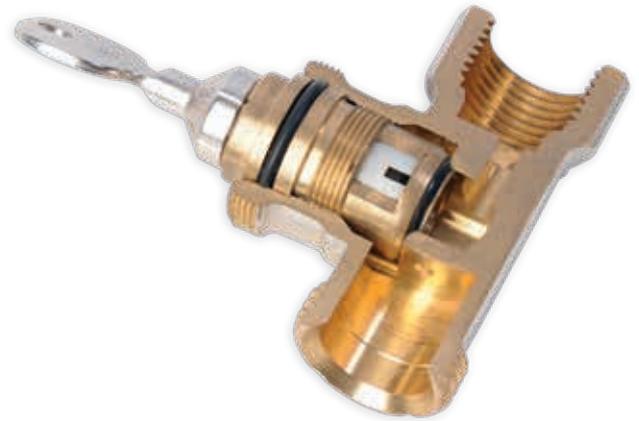


Abb. 23: Querschnitt am voreinstellbaren Thermostatventileinsatz bei Voreinstellung Stufe 3



Abb. 24: Querschnitt am voreinstellbaren Thermostatventileinsatz bei Voreinstellung Stufe 5



Abb. 25: Voreinstellbarer Ventileinsatz falsch eingestellte (in Zwischenstellung 3-4)

Bei Ventileinsätzen mit einem abgeschrägten Verstellechieber ist auch die Einstellung von Zwischenwerten möglich (siehe Abbildung 26).

Für ein gutes Regelverhalten muss das Thermostatregelventil an den Auslegungsvolumenstrom des Heizkörpers angepasst werden. Nur bei einer korrekten Auslegung mit einem Differenzdruck über dem Ventil von 40 bis 140 mbar ergeben sich mit geringen Ventilhuben auch nur geringe Massenstromänderungen und somit eine genaue Anpassung der Raumtemperatur ohne Sollwertüber-/unterschreitungen. So wird auch gewährleistet, dass bei zusätzlichen Wärmequellen im Raum

(Personen, Wärmeabgabe durch elektrische Geräte, Sonneneinstrahlung usw.) die Wärmezufuhr über den Heizkörper angepasst werden kann und die Raumtemperatur konstant gehalten wird.



Abb. 26: Voreinstellbarer Ventileinsatz (Beispiel für Ventilheizkörper)

Ein Thermostatregelventil am Heizkörpervorlauf besteht aus dem Ventilkörper und dem Thermostatkopf. Der Ventilkörper ist als nicht voreinstellbare und voreinstellbare Variante erhältlich. Auf Grund der EnEV und den anerkannten Regeln der Technik sind heute voreinstellbare Ventilkörper einzusetzen. Der hydraulische Abgleich erfolgt über die jeweils am Ventilkörper voreingestellte Stufe. Ein Thermostatventil regelt, abhängig von Raumtemperatur und manuell gewählter Stellung, den Volumenstrom durch Querschnittsverengung.

Der Thermostatkopf regelt die Raumtemperatur über eine Temperaturvorwahl bei folgenden Stellungen:

- **Stellung 0:** Ventil bleibt ständig geschlossen
- **Stellung *:** Ventil öffnet nur unterhalb von ca. 4 °C (Frostschutz)
- **Stellung 1:** Schließt bei Raumtemperatur ca. 12 °C
- **Stellung 2:** Schließt bei Raumtemperatur ca. 16 °C
- **Stellung 3:** Schließt bei Raumtemperatur ca. **20 °C**
- **Stellung 4:** Schließt bei Raumtemperatur ca. 24 °C
- **Stellung 5:** Schließt bei Raumtemperatur ca. 28 °C

Zwischentemperaturen sind stufenlos einstellbar.

2.3.2.2 Thermostatregelventil mit Differenzdruckregler

Insbesondere bei unbekanntem und/oder hydraulisch nicht abgeglichenen Rohrnetzen oder bei Problemen mit Strömungsgeräuschen in konventionellen Thermostatventilen bzw. fehlenden Strangdifferenzdruckreglern kann durch die neue Generation von Thermostatventilen mit integriertem Differenzdruckregler u.U. Abhilfe geschaffen werden. Da die Ventilunterteile die gleichen Einbaumasse wie Standard-Thermostatventile aufweisen, ist der Austausch recht einfach vorzunehmen.

Bevor der klassische Thermostatkopf wieder aufgesetzt wird, muss lediglich noch der (vorher bestimmte) Nenndurchfluss des betreffenden Heizkörpers (z. B. 90 l/h) eingestellt werden. Anschließend ist das Thermostatventil in der Lage den maximalen Durchfluss zu begrenzen und überschüssige bzw. schwankende Differenzdrücke (i. A. bis max. 60 kPa) praktisch geräuschfrei abzubauen.

Hinweis: Im konkreten Einzelfall sollte die Schutzempfindlichkeit bzw. Schmutzpartikeldurchlässigkeit der Thermostatventile beachtet werden.

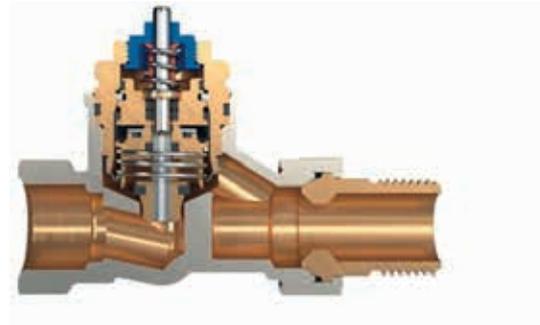


Abb. 27: Schnittdarstellung eines Thermostatregelventils mit Differenzdruckregler (Honeywell)

2.3.2.3 Heizkörper mit voreingestellten Ventileinsätzen

Diese Heizkörper bieten dem Installateur eine Hilfestellung, beachten aber nicht die Gebäude und anlagenseitige Situation am Installationsort. Es wird von typischen Werten für Pumpendruck, Vorlauftemperaturen/Spreizungen und Verhältnis von Heizkörpergröße und Heizlast des Raumes ausgegangen. Eine Überprüfung der Werte und Nachjustierung ist unbedingt durchzuführen.

2.3.2.4 Fein justierbare Rücklaufverschraubungen

Die einstell- und absperzbare Rücklaufverschraubung am Heizkörper ermöglicht zusätzlich zur Absperrung in gewissen Grenzen auch eine Feinjustierung. Damit erfolgen Mengeregulierung und ein zusätzlicher Abbau von Überdrücken. Aufgrund deutlich besserer Einstellmöglichkeiten ist ein voreinstellbarer Ventileinsatz einer fein justierbaren Rücklaufverschraubung vorzuziehen.

Nicht einstellbare Rücklaufverschraubungen sind für den hydraulischen Abgleich nicht geeignet.

2.3.2.4 Einstellventile Flächenheizung

Bei Flächenheizungen werden die Heizkreise über eine Verteiler-/Sammelkombination angeschlossen. Jeder einzelne Heizkreis hat neben der Möglichkeit zur Absperrung einen voreinstellbaren Ventileinsatz, vergleichbar mit dem Heizkörperventil, oder einem Drosselventil mit direkter Volumenstromanzeige. Damit sind die Volumenströme für die einzelnen Flächenheizkreise abgleichbar.

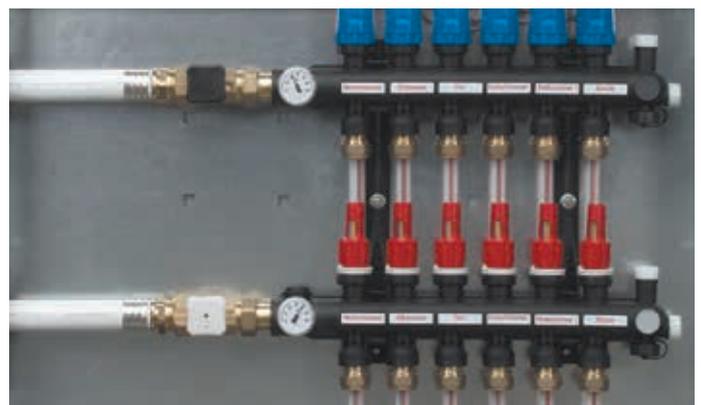


Abb. 28: Fußbodenheizungsverteiler

2.3.6 Wärmeerzeuger

Wärmeerzeuger haben mittelbaren Einfluss auf den hydraulischen Abgleich der Anlagen.

Anlagentechnik, Energieträger und Anlageneinbindung bedingen z. B. unterschiedliche Systemtemperaturen und Mindestvolumenströme. Beide Kriterien bilden mit der Heizlast die Grundlage für die Auslegung des hydraulischen Systems. Ohne Berücksichtigung der spezifischen, durch die Wärmeerzeuger vorgegebenen Bedingungen, ist ein korrekter hydraulischer Abgleich nicht realisierbar.

2.4 Praktische Vorgehensweise bei unterschiedlichen Gebäudetypen

2.4.1 Grundlagen

Grundlagen für die Durchführung des hydraulischen Abgleichs sind folgende Daten zum Gebäude und zur Anlagentechnik:

- spezifische Heizlast aller Räume
- Anlagenkonfiguration mit Wärmeerzeugung, Wärmeverteilung, Wärmeübergabe

Im Idealfall sind alle Daten aus den Planungs- und Ausführungsunterlagen zu entnehmen. Im Regelfall werden diese Unterlagen nicht oder nur unvollständig vorliegen.

Im Bestand sind die folgenden Ausgangsdaten des Gebäudes zu ermitteln:

- Grundfläche jedes beheizten Raumes
- Anzahl, Abmessung und Art der Wärmeübertrager (Heizkörper) raumweise
- Auslegungstemperaturen Vor-/Rücklauf
- Anlagenschema mit Rohrlängen, Dimensionierung und Einbauten

2.4.2 Grundsätzliche Vorgehensweise

1. Raumweise Bestimmung der Heizlast (siehe Abschnitt 1.2)
2. Berechnung der Volumenströme für jeden Heizkörper
3. Berechnung der Förderhöhe der Pumpe
4. Prüfung Einsatz und ggf. Auslegung zusätzlicher Abgleichventile
5. Bestimmung der Voreinstellwerte des Thermostatventileinsatzes
6. Einstellung aller Thermostatventileinsätze mit der Voreinstellung komplett geöffnet (je nach Hersteller, Stellung N; 9; 7)
7. Spülen der kompletten Heizungsanlage
8. Einstellung der Ventileinsätze nach Berechnung aus Schritt 5
9. Anpassung der Heizkurve
10. Überprüfung der eingestellten Förderhöhe der Heizkreispumpe

2.4.3 Vorstellung verschiedener Verfahren

2.4.3.1 Datenschieber

Benötigte Daten:

- geometrische Abmessungen und Art der Heizkörper
- Leitungsschema der Anlage zur Bestimmung der Leitungslängen

Der Datenschieber bietet die Möglichkeit mit geringem rechnerischem Aufwand die Voreinstellwerte der Thermostatventileinsätze für bestehende Heizkörper zu bestimmen. Es wird davon ausgegangen, dass die bestehenden Heizkörper der Heizlast des Raumes entsprechend ausgelegt sind. Diese Annahme ist im Bestand nicht immer tragbar und muss bei der Anwendung des Datenschiebers beachtet werden. Es ist zu empfehlen, eine vereinfachte Heizlastberechnung zur Kontrolle der Heizflächenauslegung durchzuführen. Der Datenschieber kann auch direkt mit den Ergebnissen der Heizlastberechnung (Heizkörperleistung) verwendet werden.

Stärken

- sehr einfache Anwendung
- kein Rechenaufwand
- leicht verständlich
- schnell

Schwächen

- ohne Heizlastbestimmung
- es wird von zur Raumheizlast passenden Heizkörpern ausgegangen
- nur für feste Auslegungstemperaturen (z. B. 70/55/20 °C) verwendbar

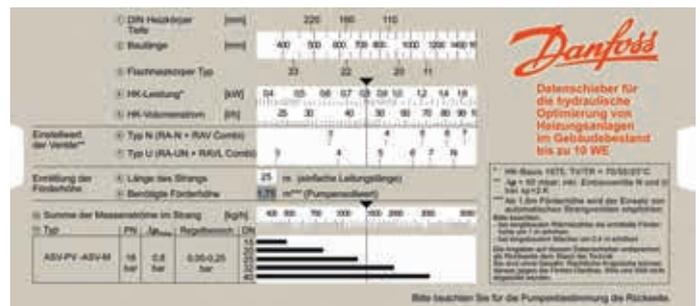


Abb. 29: Datenschieber, Beispiel

2.4.3.2 Vereinfachte Planung mit Softwaretools

Benötigte Daten:

- Grundriss des Gebäudes
- Baujahr des Gebäudes
- Fenstergrößen
- U-Werte der Bauteile (Abschätzung siehe Anhang Tab. 11, S. 32)
- Geometrische Abmessungen und Art der Heizkörper
- Leitungsschema der Anlage zur Bestimmung der Leitungslängen
- Vor- und Rücklauftemperaturen im Auslegungsfall

Die Bestimmung der Voreinstellwerte mit Hilfe von einfachen Softwaretools erhöht die Genauigkeit gegenüber dem Datenschieber. Sie bietet eine einfache, integrierte, raumweise Heizlastberechnung, als Grundlage für die Bestimmung der Voreinstellwerte. Die im Objekt gesammelten Kenngrößen werden durch die Software übernommen. Eine raumweise Auswertung der Voreinstellwerte der Thermostatventileinsätze kann ausgegeben werden. Die eindeutige Menüführung ermöglicht es auch Anwendern ohne spezielles EDV-Wissen die Programme zu verwenden.

Stärken

- einfache Anwendung
- integrierte raumweise Heizlastberechnung
- erhöhte Genauigkeit
- anwendbar bei unterschiedlichen Auslegungstemperaturen

Schwächen

- erhöhter Bearbeitungsaufwand
- hoher Fehlereinfluss durch Abschätzung der U-Werte
- teilweise sind fest eingestellte Differenzdrücke pro Steigstrang notwendig (dies bedingt die Verwendung von Strangdifferenzdruckreglern)

2.4.3.3 Vollständige Nachrechnung des hydraulischen Systems

Benötigte Daten:

- detailliertes Aufmaß des Gebäudes
- energetische Kenndaten aller Bauteile der Gebäudehülle
- Leitungsschema der Anlage zur Bestimmung der Leitungslängen
- geometrische Abmessungen und Art der Heizkörper
- Vor- und Rücklauftemperatur im Auslegungsfall

Die vollständige ingenieurmäßige Nachrechnung des hydraulischen Systems ist die Methode mit der höchsten Genauigkeit. Mit der Durchführung der kompletten Nachrechnung ist ein Ingenieur oder Fachplaner zu beauftragen. Die Softwarelösungen sind komplex und nicht ohne Einarbeitung anwendbar. Diese Methode ist vor allem bei großen, komplexen Heizsystemen anzuwenden.

Stärken

- höchste Genauigkeit
- auf beliebige Randbedingungen anwendbar
- auch komplexe Systeme genau abbildbar
- kein höherer Zeitaufwand da Arbeit vom Fachplaner parallel durchgeführt werden kann

Schwächen

- deutlicher Mehraufwand
- Zusatzkosten durch Unterbeauftragung von Ingenieur oder Fachplaner
- nicht vom Fachhandwerker selbst durchführbar

- Schwierigkeit im Bestand genaue energetische Kennwerte der Gebäudehülle zu bestimmen

2.4.4 Ein-/Zweifamilienhaus

Bei einfachen Heizsystemen wie im Ein-/Zweifamilienhaus ist der Datenschieber zur Bestimmung der Voreinstellwerte des Thermostatventileinsatzes zu empfehlen. Die Anwendung des Schiebers kann direkt am einzustellenden Heizkörper im Objekt geschehen und bedarf keiner Vorplanung.

Anwendung Datenschieber:

Hinweis: Der Anwendungsbereich des Datenschiebers ist auf eine feste Temperaturpaarung (meist 70/55/20 °C) begrenzt. Exemplarisch wird die Anwendung an einem Datenschieber der Firma Danfoss/Wilo demonstriert. Datenschieber anderer Anbieter sind analog zu benutzen.

Die Einstellung der Werte geschieht auf dem Datenschieber anhand der Schrittnummerierung.

Schritt 1: Einstellung der Baulänge des Heizkörpers in Abhängigkeit der Heizkörperbauart. Besitzt der abzugleichende Heizkörper eine Tiefe von 110 mm und eine Baulänge von 850 mm zeigt die Abbildung die Einstellung auf dem Datenschieber.

In der Beispielgrafik sind folgende Heizkörper eingestellt:

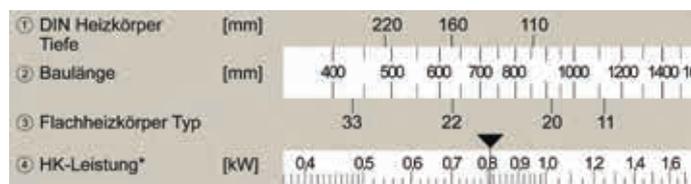


Abb. 30: Beispiel Heizkörpereinstellung

Schritt 2 + 3: Mit dieser Einstellung sind die Heizkörperleistung und der dafür notwendige Volumenstrom ablesbar.

Die Heizkörperleistung beträgt 0,8 kW. Der dafür benötigte Volumenstrom liegt bei 45 l/h.

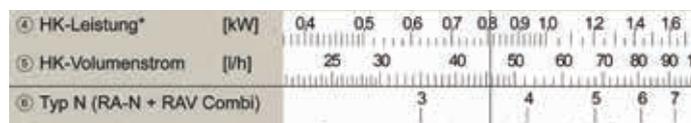


Abb. 31: HK-Leistung und Volumenstrom

Der Volumenstrom ist für die spätere Berechnung des Gesamt-/Strangvolumenstroms zu notieren.

Schritt 4: Anschließend kann der Voreinstellwert des Ventileinsatzes abgelesen werden. Der Voreinstellwert von 4 ist für den Ventiltyp N zu wählen. Handelt es sich um ein Ventil des Typs U ist der Voreinstellwert 5 zu wählen.

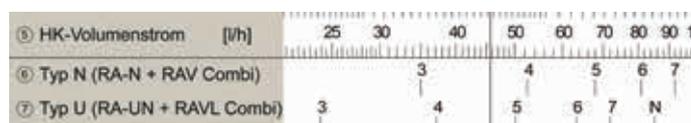


Abb. 32: Voreinstellwerte des Ventileinsatzes

Schritt 5: Dieses Vorgehen ist für jede Wärmeübergabefläche der Heizungsanlage zu wiederholen.

Schritt 6: Anhand des längsten Strangs ist der benötigte Pumpendruck (unter Annahme keiner weiteren druckreduzierenden Bauteile im Strang) zu ermitteln. Im dargestellten Fall ist bei einer Stranglänge von 16 m ein Pumpendruck von 0,148 bar an der Heizkreispumpe einzustellen.

| | |
|------------------------|--|
| ⊙ Länge des Strangs | 16 m (einfache Leitungslänge) |
| ⊙ Benötigte Förderhöhe | 1,48 m ^{***} (Pumpensollwert) |

Abb. 33: Bestimmung des Pumpendrucks

Schritt 7: Mittels der aufsummierten Volumenströme des Stranges kann die Nennweite des Strangdifferenzdruckreglers abgelesen werden (sofern ein Regler erforderlich ist). Im Beispiel ist ein Volumenstrom von 450 l/h gewählt. Ein Differenzdruckregler mit Nennmaß DN 15 wäre möglich, ist allerdings sehr dicht an seiner Einsatzgrenze. Ebenso ist die Verwendung von Differenzdruckreglern mit den Nennmaßen DN 20 bis DN 40 möglich.

| Summe der Massenströme im Strang [kg/h] | | 150 | 200 | 300 | 400 | 500 | 700 |
|---|--------|------------------|---------------|-----|-------|-----|-----|
| Typ | PN | Δp_{max} | Regelbereich | DN | | | |
| ASV-PV -ASV-M | 16 bar | 0,8 bar | 0,05-0,25 bar | 15 | [Bar] | | |
| | | | | 20 | [Bar] | | |
| | | | | 25 | [Bar] | | |
| | | | | 32 | [Bar] | | |
| | | | | 40 | [Bar] | | |

Abb. 34: Bestimmung der Nennweite Differenzdruckregler

Schritt 8: Zum Abschluss der Arbeiten ist die Heizkreispumpe auf die Auslegungsbedingungen einzustellen. Die Rückseite des Datenschiebers bietet hierzu eine Arbeitshilfe. Im Beispiel werden ein spezifischer Wärmebedarf von 100 W/m² und eine beheizte Fläche von 200 m² angenommen. Das Gebäude hat somit einen Wärmebedarf von 20 kW. Dies entspricht bei einer Spreizung von 15 °C einem Volumenstrom von 1150 l/h.

| | | | | | | |
|---|-----|-----|------|-----|------|-----|
| Spez. Wärmebedarf [W/m ²] | 150 | 100 | 80 | 60 | 50 | 40 |
| Beheizte Nutzfläche A [m ²] | 80 | 90 | 100 | 150 | 200 | 250 |
| Wärmebedarf Q [kW] | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
| Temperatur-Differenz ΔT [K] | 30 | 25 | 20 | 15 | 10 | |
| Förderstrom Q [m ³ /h] | 2,5 | 0,3 | 0,35 | 0,4 | 0,45 | 0,5 |

Abb. 35: Bestimmung des Volumenstroms

Für den Fall einer eingebauten Hocheffizienzpumpe ist der Pumpeneinstellwert dem Pumpendiagramm zu entnehmen. Der benötigte Pumpendruck wird aus dem Schritt 6 (0,148 bar) übernommen.

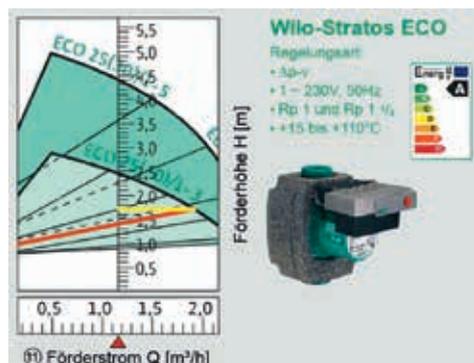


Abb. 36: Pumpeneinstellung

Zur Anwendung kommt eine Pumpe vom Typ Eco 25 1-3. Die Pumpenauslegung erfolgt am rechten Rand des Kennfeldes. Anhand der roten Geraden ist der Schnittpunkt mit der Pumpenkennlinie zu ermitteln. Über eine waagerechte Linie (gelb) vom Schnittpunkt zur Druckskala ist die einzustellende Förderhöhe, von im Beispiel 0,185 bar, abzulesen.

Dem Datenschieber liegen meist vereinfachte Rohrnetzpläne zur Eintragung der einzelnen Heizkörperkennwerte und Volumenströme bei. Dies erleichtert die Arbeit und die abschließende, strangweise Summation der Volumenströme.

Beispiel Datenschieber:

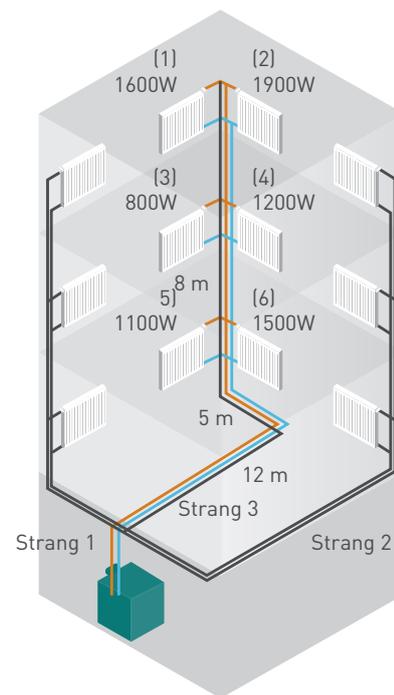


Abb. 37: Strangschema Heizung

Die Raumheizlast kann anhand der geometrischen Abmessungen und der Art der Heizkörper mit dem Datenschieber bestimmt werden. Es wird dabei von einer Heizkörperhöhe von 600 mm ausgegangen. In der nachfolgenden Tabelle sind die Einstellwerte des verstellbaren Thermostatventileinsatzes und die mit dem Datenschieber ermittelten Zwischenergebnisse angegeben.

| Nr. | Heizkörper | | | | Voreinstellung z. B. Ventiltyp N |
|-----|------------|-------|----------|--------------|-------------------------------------|
| | Typ | Länge | Leistung | Volumenstrom | |
| 1 | 33 | 1100 | 2000 | 0,113 | N |
| 2 | 22 | 1200 | 1550 | 0,088 | 7 |
| 3 | 20 | 1200 | 1050 | 0,06 | 5 |
| 4 | 20 | 1000 | 880 | 0,05 | 4 |
| 5 | 22 | 1000 | 1300 | 0,072 | 6 |
| 6 | 33 | 900 | 1700 | 0,096 | N |

Tab. 2: Einstellwerte der Ventileinsätze

Die Heizlast wird bei der Benutzung des Datenschiebers aus den Abmessungen des Heizkörpers bestimmt. Dies setzt voraus, dass die Heizkörper entsprechend der Raumheizlast definiert sind. Dieser Sachverhalt ist mit Hilfe von baualters- und flächenspezifischen Heizlastangaben zu überprüfen.

Im Beispiel handelt es sich um ein Gebäude der Baualtersklasse ab 1984. Der Tabelle 4 ist eine flächenspezifische Heizlast von 99 W/m^2 zu entnehmen. Die überschlägige Raumheizlast berechnet sich zu:

$$\text{Raumheizlast} = \text{Raumfläche} \times \text{spezifische Heizlast}$$

Für Raum 1 bedeutet dies:
 $1980 \text{ W} = 20 \text{ m}^2 \times 99 \text{ W/m}^2$

Baualterklasse ab 1984, spez. Heizlast ca. 99 W/m^2

| HK-Nr. | Heizlast Datenschieber [W] | Raumfläche [m ²] | überschlägige Heizlast [W] |
|--------|----------------------------|------------------------------|----------------------------|
| 1 | 2000 | 20 | 1980 |
| 2 | 1550 | 15 | 1485 |
| 3 | 1050 | 10 | 990 |
| 4 | 880 | 9 | 891 |
| 5 | 1300 | 15 | 1485 |
| 6 | 1700 | 16 | 1584 |

Tab. 3: Kontrolle der raumweisen Heizlast

Wie in Tabelle 3 ersichtlich, sind die Heizkörper entsprechend den Heizlasten der Räume dimensioniert. Lediglich der Heizkörper 5 ist leicht unterdimensioniert. Bei einer starken Überdimensionierung ist die überschlägig berechnete Heizleistung als Eingangsgröße für den Datenschieber zu wählen. Die Bestimmung der Voreinstellwerte der Thermostatventileinsätze erfolgt dann ab dem Schritt 2.

Wird im Ein-/Zweifamilienhaus eine Ertüchtigung der Gebäudehülle vorgenommen (Dämmung) so ist von einer deutlichen Reduzierung der Heizlast auszugehen. In diesem Fall ist eine überschlägige Berechnung der Raumheizlasten vorzunehmen. Mit den neu berechneten Heizlasten kann der Datenschieber ab dem Schritt 2 verwendet werden. In diesem Fall entfällt die Bestimmung der Heizkörperleistung anhand der Baugröße des Heizkörpers. Es ist zu beachten, dass der Datenschieber auf eine feste Auslegungstemperatur des Heizsystems angepasst ist [Datenschieber in der Regel $70/55/20 \text{ °C}$].

| Baualterklasse | Baujahr | Heizlast [W/m ²] |
|---|----------|------------------------------|
| Außenwände ungedämmt, einfach verglaste Fenster | bis 1977 | ca. 163 |
| Außenwände ungedämmt, Isolierglas oder doppelte verglaste Fenster | ab 1978 | ca. 115 |
| nachträgliche Außenwanddämmung, $\leq 6 \text{ cm}$, Isolierglas oder doppelte Verglasung | ab 1984 | ca. 99 |
| nachträgliche Außenwanddämmung, $\geq 6 \text{ cm}$, Dachdämmung, neue Fenster mit Wärmeschutzverglasung | ab 1995 | ca. 67 |
| | ab 2002 | ca. 45 |

Tab. 4: Heizlast nach Baualterklasse

2.4.5 Mehrfamilienhaus bis 6 Wohneinheiten

Die Heizungsanlagen in Mehrfamilienhäusern sind oftmals verzweigt und in mehrere Stränge unterteilt. Ist die Netzstruktur ersichtlich, sollte die Bestimmung der Voreinstellwerte des Thermostatventileinsatzes mit einfachen Softwaretools erfolgen (z. B. ZVPLAN, Easyplan, DanBasic).

Die Aufnahme des Grundrisses, der Raumhöhen, der Heizkörpergrößen, der Fensterflächen und die Abschätzung der energetischen Güte der Bauteile (z. B. über geeignete Tabellenwerte anhand des Wandaufbaus, Tab. 11 im Anhang, S. 31) müssen als Vorleistung im Objekt durchgeführt werden. Alternativ kann auch eine Abschätzung der Raumheizlast über die Grundfläche erfolgen (siehe hierzu Tab. 4). Eine Übernahme der Daten in das Softwaretool geschieht im Büro. Die Ausgabe der jeweiligen Voreinstellwerte erfolgt in einer übersichtlichen Tabelle. Der ausführende Monteur kann anhand dieser Tabelle die Voreinstellung der Ventileinsätze und der Strangdifferenzdruckregler vornehmen.

Die Softwaretools unterscheiden sich bei der Auslegung des Strangdifferenzdruckreglers. Es wird mit einer festen Annahme oder einem frei einstellbarem Differenzdruck gearbeitet. Eine hohe Genauigkeit bei erhöhtem Planungsaufwand ist mit dem Softwaretool des Optimus Forschungsprojektes der Deutschen Bundesstiftung Umwelt (www.optimus-online.de) zu erreichen.

Benutzungsbeispiel Softwaretool

Das prinzipielle Vorgehen wird anhand der Software ZVPLAN dargestellt. Softwaretools weiterer Hersteller sind am Markt erhältlich und in ihrer Anwendungsweise ähnlich. Die Programme bieten die Möglichkeit, die Planung des hydraulischen Abgleichs, wie vom Gesetz- bzw. Fördermittelgeber gefordert, zu dokumentieren.



Abb. 38: ZVPLAN Programmübersicht

Die Arbeitsschritte sind dabei wie folgt gegliedert:

- Aufnahme der U-Werte der Gebäudebauteile
- einfache Erstellung des Gebäude- und Raummodells in 3-D
- Definition der Auslegungstemperaturen
- automatische Berechnung der Heizlast der Räume
- Auslegung der Heizflächen
- Erstellung des Rohrnetzes, Einbau von Strangdifferenzdruckreglern, Definition der Thermostatventile und weiterer Bauteile
- automatische Berechnung des Rohrnetzes, der Einstellwerte der Strangdifferenzdruckregler sowie der Voreinstellwerte der Ventileinsätze
- übersichtliche Ausgabe der Grundrisse und der Voreinstellwerte der Ventileinsätze

Anhand eines Beispiels (Abb. 38) ist der Einfluss einer energetischen Sanierung eines Gebäudes der Baualtersklasse 1949–57 auf die Abstimmung des hydraulischen Systems dargestellt.

Als Beispielgebäude wurde ein drei geschossiges Mehrfamilienhaus mit 6 Wohneinheiten gewählt. Die Wohnfläche beträgt ca. 500 m² und auf jeder Etage befinden sich zwei Wohneinheiten. Die Raumaufteilung ist in jeder Etage identisch.

Im Rahmen der energetischen Sanierung werden die Kennzahlen (U-Werte) der Bauteile auf das Referenzniveau der EnEV 2009 angehoben. Die vorhandenen Heizflächen bleiben bestehen. Der Wärmeerezeuger wird dem Stand der Technik angepasst und es erfolgt eine Neubestimmung der Auslegungstemperaturen. Die Änderungen an der hydraulischen Anlage werden in den nachfolgenden Tabellen dargestellt.



Abb. 39: Grundriss Beispielgebäude

| Bauteil | Baualtersklasse 1949–1957 U-Wert [W/(m ² K)] | Vorgaben EnEV 2009 U-Wert [W/(m ² K)] |
|-------------------------|---|--|
| Außenwand, massiv | 1,4 | 0,24 |
| Außenfenster | 2,7 | 1,3 |
| Außentür | 3,5 | 1,8 |
| Dach | 2,1 | 0,2 |
| Decke, massiv | 2,1 | 0,2 |
| Kellerwand | 1,5 | 0,4 |
| Innenwand 1 (120 mm) | 2,3 | 2,3 |
| Innenwand 2 (240 mm) | 1,8 | 1,8 |

Tab. 5: Charakterisierung Beispielgebäude

| Eigenschaft | Beispielgebäude 1949–1957 | Beispielgebäude EnEV 2009 |
|---|------------------------------|------------------------------|
| Norm-Heizlast | ca. 47 kW | ca. 16 kW |
| Transmissions- wärmeverluste (nach außen) | ca. 43 kW | ca. 12 kW |
| Lüftungswärme- verluste ¹ | ca. 4 kW | ca. 4 kW |

Tab. 6: Wärmebedarf Beispielgebäude

¹ Annahme: Mindestluftwechsel 0,5

| Eigenschaft | Beispielgebäude 1949–1957 | Beispielgebäude EnEV 2009 |
|-----------------------------|------------------------------|------------------------------|
| Auslegungsdruck Pumpe | 164 mbar | 152 mbar |
| Auslegungsvolu- menstrom | 2,643 m ³ /h | 0,967 m ³ /h |
| Auslegungstem- peraturen | 86/70/20 °C | 55/40/20 °C |

Tab. 7: Kennwerte des hydraulischen Systems

Da es insbesondere bei Bestandsgebäuden sehr aufwändig wäre, die bauphysikalischen Eigenschaften der Außenbauteile (Außenwände, Außenfenster und Türen, Dächer etc.) messtechnisch bzw. rechnerisch zu ermitteln, wurden zur übersichtlichen Bestimmung der U-Werte durch das Bundesministerium für Verkehr, Bau und Technologie (BMVBT) der Begriff der Baualtersklassen eingeführt. Mit Hilfe dieser Baualtersklassen kann nun, ausgehend vom Baualter der Immobilie, eine Abschätzung der Wärmedurchgangskoeffizienten oder auch U-Werte vorgenommen werden. In diesem Beispiel wurde das Gebäude in einem Zeitraum von 1949 bis 1957 errichtet. Für diese Baualtersklasse werden als U-Werte für die Außenbauteile die in Tabelle 5 stehenden Werte angenommen. Nach einer Sanierung auf EnEV-Niveau müssen die Außenbauteile die U-Wert Vorgaben der Tabelle 1, Anlage 3 der EnEV erfüllen. Diese sind ebenso in Tabelle 5 festgehalten.



Abb. 40: 3-D-Modell des Gebäudes in ZV Plan

Mit diesen Vorgaben wurde die Normheizlast vor und nach der Sanierung ermittelt. Die Ergebnisse dieser Berechnung sind in Tabelle 6 ersichtlich.

Durch die Verbesserung der Qualität der baulichen Hülle mindert sich die Heizlast im Beispiel um 31 kW oder um ca. 65 %. In Tabelle 7 sind die Veränderungen am hydraulischen System erkennbar, die sich aus dieser erheblich geminderten Heizlast ergeben. Für das berechnete Beispiel ergibt sich, dass eine Absenkung der Systemtemperaturen nicht ausreichend ist, um das System nach Durchführung der Dämmmaßnahmen hydraulisch abzugleichen. Parallel dazu müssen an allen Heizkörpern des Heizungssystems die Voreinstellwerte der Thermostatventile überprüft und angepasst werden. Im Ergebnis dieser Maßnahmen ist der Arbeitspunkt der Umwälzpumpe auf die veränderten hydraulischen Bedingungen anzupassen. In Tabelle 7 und 8 sind die entsprechenden Daten aufgelistet.

| | | | Kennwerte | | | | | | | | | |
|----------------|-----------|----------|--------------|-------|---------------------|-------|------------------------------------|------|----------------------------------|------|------------------------|------|
| | | | Heizlast [W] | | Volumenstrom [m³/h] | | Druckabfall über dem Ventil [mbar] | | Auslegungsproportionalbereich xp | | Ventil Voreinstellwert | |
| Etage | Wohnung | Raum | 1949-57 | EnEV | 1949-57 | EnEV | 1949-57 | EnEV | 1949-57 | EnEV | 1949-57 | EnEV |
| Erdgeschoss | Wohnung 1 | Bad | 1.168 | 535 | 0,082 | 0,042 | 74,1 | 84,5 | 1,6 | 0,7 | 3 | 3 |
| | | Flur | 399 | 131 | 0,025 | 0,004 | 76,3 | 87,1 | 0,6 | 0,2 | 2 | 1 |
| | | Kind | 1.779 | 625 | 0,107 | 0,022 | 79,8 | 87,6 | 1,6 | 0,5 | 4 | 2 |
| | | Küche | 840 | 324 | 0,066 | 0,014 | 76,4 | 86,4 | 1,1 | 0,6 | 3 | 1 |
| | | Schlafen | 2.028 | 687 | 0,097 | 0,023 | 74 | 39,2 | 1,5 | 0,8 | 4 | 2 |
| | | Wohnen | 2.026 | 754 | 0,160 | 0,031 | 67,9 | 38 | 2 | 0,7 | 6 | 3 |
| | Wohnung 2 | Bad | 816 | 410 | 0,035 | 0,031 | 64 | 48 | 1 | 1 | 2 | 2 |
| | | Flur | 458 | 167 | 0,026 | 0,006 | 63,9 | 49,3 | 0,7 | 0,3 | 2 | 1 |
| | | Kind 1 | 1.081 | 411 | 0,056 | 0,016 | 110,9 | 52,9 | 1,4 | 0,3 | 2 | 3 |
| | | Kind 2 | 1.879 | 616 | 0,147 | 0,021 | 98,6 | 53,2 | 1,7 | 0,7 | 5 | 2 |
| | | Küche | 845 | 275 | 0,070 | 0,010 | 57,3 | 50,2 | 1,5 | 0,5 | 3 | 1 |
| | | Schlafen | 1.718 | 577 | 0,087 | 0,019 | 63,8 | 50,7 | 1,4 | 0,6 | 4 | 2 |
| Wohnen | 2.217 | 842 | 0,132 | 0,033 | 113,4 | 53 | 1,6 | 0,7 | 4 | 3 | | |
| Obergeschoss 1 | Wohnung 1 | Bad | 944 | 504 | 0,056 | 0,079 | 64,7 | 61,1 | 1 | 1 | 3 | 6 |
| | | Kind | 1.337 | 565 | 0,047 | 0,022 | 70,8 | 70,2 | 0,8 | 0,6 | 3 | 2 |
| | | Küche | 569 | 287 | 0,040 | 0,025 | 65,8 | 63,7 | 1,1 | 0,7 | 2 | 2 |
| | | Schlafen | 1.457 | 610 | 0,122 | 0,032 | 50,1 | 31,3 | 1,7 | 0,8 | 6 | 3 |
| | | Wohnen | 1.179 | 638 | 0,053 | 0,053 | 56,3 | 28,1 | 1 | 1 | 3 | 6 |
| | Wohnung 2 | Bad | 674 | 391 | 0,028 | 0,060 | 48,1 | 34,7 | 0,9 | 1 | 2 | 6 |
| | | Kind 1 | 625 | 349 | 0,024 | 0,027 | 113,7 | 36,9 | 0,5 | 1 | 2 | 2 |
| | | Kind 2 | 1.377 | 548 | 0,079 | 0,023 | 106,7 | 38,6 | 1,1 | 0,8 | 3 | 2 |
| | | Küche | 545 | 234 | 0,029 | 0,011 | 44,5 | 38,7 | 1 | 0,4 | 2 | 2 |
| | | Schlafen | 1.274 | 516 | 0,086 | 0,024 | 43,5 | 39,3 | 1,8 | 0,8 | 4 | 2 |
| Wohnen | 1.288 | 715 | 0,055 | 0,061 | 112 | 36,4 | 1,3 | 1 | 2 | 6 | | |
| Obergeschoss 2 | Wohnung 1 | Bad | 1.282 | 566 | 0,072 | 0,035 | 46,6 | 63,5 | 1,4 | 1 | 4 | 2 |
| | | Flur | 535 | 183 | 0,023 | 0,006 | 48 | 69,7 | 0,7 | 0,3 | 2 | 1 |
| | | Kind | 1.982 | 708 | 0,132 | 0,026 | 46,6 | 68,3 | 2 | 0,7 | 6 | 2 |
| | | Küche | 979 | 389 | 0,063 | 0,017 | 48,7 | 67,3 | 1,4 | 0,3 | 3 | 3 |
| | | Schlafen | 2.241 | 746 | 0,085 | 0,023 | 47,7 | 35 | 1,6 | 0,9 | 4 | 2 |
| | | Wohnen | 2.344 | 841 | 0,104 | 0,029 | 41,5 | 34,7 | 1,9 | 0,7 | 5 | 3 |
| | Wohnung 2 | Bad | 888 | 430 | 0,040 | 0,030 | 23,3 | 34,8 | 1,2 | 0,7 | 3 | 3 |
| | | Flur | 605 | 222 | 0,050 | 0,009 | 18 | 38,1 | 1,5 | 0,6 | 4 | 1 |
| | | Kind 1 | 1.253 | 458 | 0,076 | 0,017 | 88,4 | 38 | 1,2 | 0,6 | 3 | 2 |
| | | Kind 2 | 2.068 | 668 | 0,108 | 0,021 | 81,7 | 40 | 1,6 | 0,8 | 4 | 2 |
| | | Küche | 958 | 306 | 0,054 | 0,010 | 22 | 40,8 | 1,5 | 0,6 | 4 | 1 |
| | | Schlafen | 1.885 | 622 | 0,096 | 0,020 | 24,4 | 41,3 | 2 | 0,7 | 6 | 2 |
| | | Wohnen | 2.566 | 937 | 0,181 | 0,037 | 87,4 | 38 | 2 | 0,8 | 6 | 3 |

Tabelle 8: Vergleich der Voreinstellwerte der Thermostatventileinsätze (Randbedingungen siehe Tabelle 7)

Der Wärmeerzeuger befindet sich im unbeheizten Kellergeschoss des Gebäudes. Das Heizungsnetz ist aus vier Steigsträngen mit einer zentralen Verteilung im Keller aufgebaut. Die raumweise Zuordnung ist in jeder Etage identisch. Die Lage der Steigstränge ist in der Abb. 38 auf S. 25 dargestellt.

| | Strang 1 | Strang 2 | Strang 3 | Strang 4 |
|------|-----------------------|--------------------|-----------------------|---------------------|
| Raum | Wohnung 1 Wohnen | Wohnung 1 Küche | Wohnung 2 Küche | Wohnung 2 Kind 1 |
| | Wohnung 1 Schlafen | Wohnung 1 Bad | Wohnung 2 Bad | Wohnung 2 Kind 2 |
| | | Wohnung 1 Kind | Wohnung 2 Schlafen | Wohnung 2 Wohnen |
| | | Wohnung 1 Flur | Wohnung 2 Flur | |

Tab. 9: Raumzuordnung zu den Steigsträngen

| Strang | Baualtersklasse 1949-1957 | | | Baualtersklasse EnEV | | |
|--------|----------------------------------|----------------------------|---------------------------|----------------------------------|----------------------------|---------------------------|
| | Ein- stell- wert [mbar] | Druck- abfall [mbar] | Durch- fluss [m³/h] | Ein- stell- wert [mbar] | Druck- abfall [mbar] | Durch- fluss [m³/h] |
| 1 | 116 | 39 | 0,584 | ohne | ohne | 0,189 |
| 2 | 99 | 60 | 0,668 | 122 | 14 | 0,293 |
| 3 | 68 | 86 | 0,576 | 64 | 70 | 0,229 |
| 4 | ohne | ohne | 0,815 | 87 | 54 | 0,256 |

Tab. 10: Übersicht Strangdifferenzdruckregler

Nach der energetischen Sanierung des Beispielgebäudes ist im Strang 1 der Strangdifferenzdruckregler nicht mehr notwendig, wird dafür aber im Strang 4 benötigt (siehe Tab. 10).

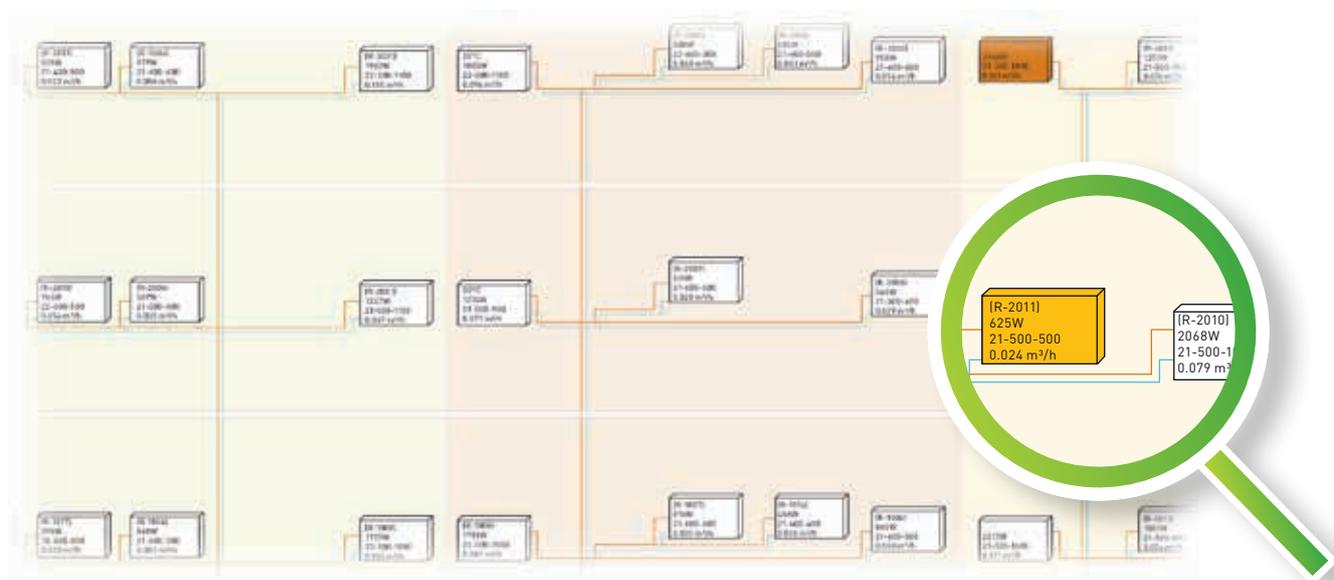
Dass eine pauschale Reduktion der Vorlauftemperatur nach der Sanierung nicht ausreichend ist, verdeutlichen die Tabelle 8 und Tabelle 10. Es ist ersichtlich, dass sowohl die Voreinstellungen der Thermostatventileinsätze, der Strangdifferenzdruckregler sowie die Förderhöhe der Pumpe neu justiert werden müssen.

Wie das Beispiel zeigt, sind die Einflüsse einer Heizlastveränderung auf die Hydraulik des Heizsystems nicht mehr mit einfachen pauschalen Ansätzen zu beschreiben und eine Nachrechnung des hydraulischen Systems ist notwendig. Die Softwaretools bieten die Möglichkeit eine Berechnungsübersicht auszugeben, welche für die Dokumentation des hydraulischen Abgleichs verwendet werden kann.

Empfehlung hydraulischer Abgleich im Mehrfamilienhaus: Bei übersichtlichen Netzen im Bestand kann der Datenschieber verwendet werden, bei einer Heizlastreduktion bzw. Systemänderung ist eine fachgerechte Druckverlustberechnung für den hydraulischen Abgleich mit einfachen Softwaretools durchzuführen. Die Anwendung der Softwaretools ermöglicht einen höheren Freiheitsgrad bei der Pumpenauslegung.

2.4.6 Komplexe Objekte

Bei einer sehr komplexen Netzstruktur ist eine fachgerechte Planung durchzuführen. Diese kann sich auf die vorhandene Planung aus der Zeit der Gebäudeerstellung stützen. Wurden nachträgliche Änderungen der Heizlast oder der Anlagentechnik vorgenommen, ist die gesamte hydraulische Auslegung des



Die vergrößerte Darstellung des Strangschemas finden Sie im Anhang auf der Doppelseite 31/32.

Abb. 41: Strangschema des Beispielgebäudes

Heizsystems mit den neuen Randbedingungen nachzurechnen. Hier empfiehlt es sich auf einen Fachplaner bzw. ein Ingenieurbüro zurückzugreifen.

Empfehlung hydraulischer Abgleich in komplexen Objekten: Bei komplexen Gebäuden ist immer eine fachgerechte Druckverlustberechnung für den hydraulischen Abgleich durchzuführen.

2.4.7 Sanierung mit erheblicher Reduktion der Heizlast (Passivhauskomponenten)

Wird ein Gebäude auf Passivhausniveau saniert, ist mit einer erheblichen Minderung der Heizlast zu rechnen.

Üblicherweise liegen die erreichbaren Werte für den spezifischen jährlichen Heizwärmeverbrauch nach der Sanierung mit Passivhauskomponenten zwischen 30 und 40 kWh/m² Energiebezugsfläche.

Bei einer Altbausanierung von Gebäuden der Baualtersklasse vor 1977 entspricht dies einer Größenordnung in der Verringerung des Heizenergiebedarfs von mehr als 80 %. Bei dieser Sanierungsgüte muss davon ausgegangen werden, dass das vorhandene Heizsystem völlig überdimensioniert ist und auch mit einem hydraulischen Abgleich nicht auf die neuen Anforderungen angepasst werden kann.

Durch die besondere Spezifik des Passivhauskonzeptes wird neben einer hohen energetischen Güte der baulichen Hülle auf die maximale Verringerung der Lüftungswärmeverluste besonderes Augenmerk gelegt. Die ist nur durch den Einsatz einer hocheffizienten Lüftungsanlage mit hohen Wärmerückgewinnungsgraden erreichbar, weshalb diese Lüftungsanlage untrennbarer Bestandteil des Wärmeversorgungssystems eines Passivhauses ist.

Hieraus ergibt sich die Notwendigkeit der Integration der Lüftungsanlage in das Versorgungssystem. Ohne erhebliche auf die zu erwartenden Verbräuche angepasste Veränderungen an der Heizungsanlage wird sich der Jahresnutzungsgrad des Wärmeerzeugers und das Regelverhalten der Heizungsanlage deutlich verschlechtern und mit den überdimensionierten Anlagen erhöhen sich zusätzlich die Bereitschafts- und Verteilungsverluste.

Den hohen energetischen Anspruch bei einer Gebäudesanierung mit Passivhauskomponenten können Bestandsanlagen in der Regel nicht erfüllen. Hier muss aus energetischen, aber auch aus wirtschaftlichen Erwägungen bereits bei der Planung der Gebäudesanierung geprüft werden, mit welcher effizienten Wärmeerzeugungsanlage und welchem Energieträger die Anforderungen an die Wärmeenergie gedeckt werden können.

Da die spezifische Raumheizlast sehr gering ist, muss bei Wohngebäuden dieser hohen energetischen Qualität der deutlich höhere prozentuale Anteil des Energiebedarfs für die Warmwasserbereitung hinsichtlich der Systemauswahl besonders beachtet werden.

Dabei kann auf Techniken alternativer Energiegewinnung zurückgegriffen werden. Es sind unter anderem solarthermische Kollektoren, Biomasse sowie Luft- und Erdwärme zu berücksichtigen.

2.4.8 Typische Fehler

Bei der Durchführung des hydraulischen Abgleiches besteht die Gefahr folgender typischer Fehler:

Spülen der Anlage

Die Einstellung des Druckverlustes über dem Thermostatventil erfolgt durch eine Querschnittsverringering (siehe Abb. 22 und Abb. 23 auf S. 18). Sind die Ventile bereits beim Spülen der Anlage in der voreingestellten Stellung, kann es zu Verstopfungen des Zulaufs zum Heizkörper kommen. Daher ist die Voreinstellung des Heizkörperventileinsatzes (nicht mit dem Thermostatkopf zu verwechseln) immer auf ganz offen zu wählen, wenn die Anlage gespült wird. Die jeweiligen heizkörper-spezifischen Einstellwerte des hydraulischen Abgleiches dürfen erst NACH dem Spülvorgang eingestellt werden.

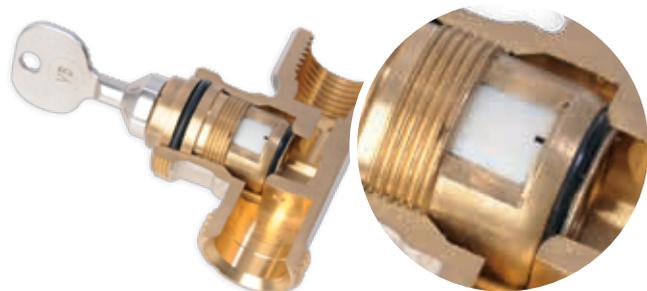


Abb. 42: voreinstellbarer Thermostatventileinsatz in Stellung 1

Nachträgliche Änderung des Pumpendruckes

Erfolgt nach der Durchführung eines hydraulischen Abgleiches eine Veränderung des Pumpendruckes der Heizungsumwälzpumpe, verstellen sich die definierten Zuordnungen der Druckverluste über den einzelnen Heizkörpern und der hydraulische Abgleich ist zerstört. Sollte sich an einem entfernten Heizkörper eine zu geringe Heizleistung nach dem hydraulischen Abgleich einstellen, so ist es zuerst empfehlenswert den Voreinstellwert des Ventileinsatzes anzupassen, anstatt pauschal den Pumpendruck zu erhöhen.

Einstellung der Heizungsregelung

Erfolgt nach der Durchführung des hydraulischen Abgleiches keine Anpassung der Heizungsregelung (Wahl der Heizkurve anhand der Berechnungen) kann das Energiesparpotential der Anlage nicht ausgenutzt werden. Die berechneten Temperaturen am Heizkörper werden sich in diesem Fall nicht einstellen und eine Über-/Unterversorgung einzelner Heizkörper ist die Folge. Die Durchführung des hydraulischen Abgleiches ist somit unvollständig und fehlerhaft.

2.5 Grenzen des hydraulischen Abgleichs

Nicht jede Heizungsanlage ist mit dem hydraulischen Abgleich so zu optimieren, dass alle bestehenden Probleme der Wärmeverteilung beseitigt und das Energieeinsparpotential vollkommen ausgeschöpft wird. Die Grenzen des hydraulischen Abgleichs sollen nachfolgend umrissen werden.

2.5.1 Überdimensionierung des Wärmeerzeugers

Probleme, die mit einer Überdimensionierung des Heizkessels einhergehen, wie z. B. häufiges Takten des Brenners, sind auch mit dem hydraulischen Abgleich nicht zu beseitigen. Der schlechte Jahresnutzungsgrad und die hohen Abgasverluste werden nicht reduziert. Hier hilft nur ein Ersatz des Wärmeerzeugers, der auf die Anforderungen des Gebäudes besser abgestimmt ist. Die bisher übliche Praxis der Überdimensionierung (meist um den „Angst“-Faktor 1,5) ist zur Erreichung eines hohen Jahresnutzungsgrades sowie der Nutzung des Brennwerteffekts bei Brennwertgeräten schädlich und nicht mehr zeitgemäß. Bei der Umrüstung auf eine Wärmepumpe sind die Hinweise aus Abschnitt 1.2.2.3 zu beachten.

2.5.2 Heizkörpergrößen

Über die Heizkörpergrößen und die gewählte Vorlauftemperatur bestimmen sich der Volumenstrom und die Rücklauftemperatur des Heizkörpers. Wurde die Gebäudehülle seit der Installation der Heizungsanlage gedämmt und liegen normale Nutzungsbedingungen vor (Raumtemperatur 21 °C) kann davon ausgegangen werden, dass die Heizkörper ausreichend überdimensioniert sind und eine Absenkung der Vorlauftemperatur bei einem Kesseltausch bzw. im Rahmen des hydraulischen Abgleichs vorgenommen werden kann. Es kann auch der Fall eintreten, dass ein Heizkörper so stark überdimensioniert ist, dass mit dem eingestellten Umwälzpumpendruck keine sinnvolle Volumenstromauslegung (-begrenzung) möglich ist. Hier ist ein Tausch des Heizkörpers notwendig. Ein Voreinstellwert von 1 des Ventileinsatzes bedeutet eine erhöhte Verschmutzungs- und Verstopfungsgefahr und sollte vermieden werden (siehe Abb. 41).

Im Rahmen des hydraulischen Abgleichs kann sich in ungünstigen Fällen anhand der überschlägigen Heizlastberechnung eines Raumes allerdings auch ergeben, dass ein Heizkörper bei abgesenkter Vorlauftemperatur zu klein ist, um den Wärmebedarf zu decken. In diesem Fall muss eine höhere Vorlauftemperatur gewählt oder der Heizkörper getauscht werden.

2.5.3 Ergänzende Hinweise zur weiteren Systemoptimierung

Zur Erhöhung der thermischen Behaglichkeit kann die Position der Heizkörper überprüft werden. Ein Einbau unterhalb von Fensterflächen ist im Allgemeinen die zu favorisierende Lösung. Dabei ist die Anordnung hinter Einbauten (Holzvertäfelungen, -abdeckungen) zu vermeiden.

Die Anlageneffizienz kann bei der Verwendung eines geschichteten Pufferspeichers gegenüber einem ungeschichteten Pufferspeichers erhöht werden.

Die Anpassung der Heizung an die Anwesenheitszeit von Personen im Gebäude (Einschalten des Absenkbetriebs bei Wochenend- oder Urlaubsreisen) birgt ebenfalls Energieeinsparpotential.

2.6 Zusammenfassung

Vorteile für den Nutzer der Anlage

- Anlagenoptimierung zur Energie- und Kosteneinsparung
- Verbesserung der thermischen Behaglichkeit durch erhöhten Regelungskomfort
- Reduktion der Fließ- und Pfeifgeräusche in der Anlage
- Beitrag zum Klimaschutz, CO₂-Reduktion
- Voraussetzung für die Gewährung von Fördermitteln

Aufwand am Beispiel Ein- und Zweifamilienhaus

- Beratungsgespräch beim Kunden
- Begehung des Gebäudes und Aufnahme der Heizkörpergrößen und des Rohrnetzplanes (ca. 1–2 h)
- Überschlägige Kontrolle der Heizleistung der Wärmeübertragerflächen mit dem Wärmebedarf im Gebäude (ca. 30 min)
- Bestimmung der Voreinstellwerte der Thermostatventileinsätze (ca. 2 h)
- Einbau von voreinstellbaren Thermostatventileinsätzen (sofern nicht vorhanden)
- Einstellen der Thermostatventileinsätze auf die zuvor berechneten Einstellwerte
- Einstellen der Heizkreispumpe
- Anpassung der Kesselregelung

Nutzen für den Heizungsfachbetrieb

- Erhöhte Kundenzufriedenheit
- Kundenbindung durch Kompetenzbeweis

3. Hydraulischer Abgleich von Warmwasserzirkulationssystemen

3.1 Warmwasserzirkulationssysteme, Zweck und Anforderungen

3.1.1 Zweck und Anforderungen

Ergänzend zum hydraulischen Abgleich in Heizungsanlagen ist in Gebäuden auch der hydraulische Abgleich im Verteilsystem des erwärmten Trinkwassers zwingend notwendig. Bei Rohrleitungsinhalten zu einer Zapfstelle von > 3 l sind nach den allgemein anerkannten Regeln der Technik (DIN 1988-200 und DVGW W 551) Zirkulationsleitungen oder selbstregelnde Temperaturbänder einzubauen. Bei Rohrleitungsinhalten zu einer Zapfstelle von < 3 l (z. B. in einem Einfamilienhaus) müssen noch keine Zirkulationsleitungen oder selbstregelnde Temperaturbänder vorgesehen werden.

Zirkulationssysteme sorgen für eine schnelle Bereitstellung von warmem Wasser an allen Entnahmestellen. Dies ist einerseits aus Komfortgründen notwendig um möglichst kurze Ausstoßzeiten (Wartezeit bis warmes Wasser austritt) gemäß VDI 6003 oder DIN 1988-200 zu gewährleisten. Dieser Komfortanspruch führt zumeist zu weit verzweigten, komplexen Rohrleitungsnetzen in Gebäuden. Andererseits ist zu beachten, dass hier kein Heizungs-wasser, sondern mit Trinkwasser ein Lebensmittel über das Leitungssystem zu den Entnahmestellen verteilt wird.

Trinkwasser ist nicht steril, sondern enthält in geringen Mengen auch Mikroorganismen und Keime. Trinkwasser kann wie jedes andere Lebensmittel verderben. Besonders großen Einfluss darauf hat die Trinkwasserinstallation. Sie ist die „Verpackung“, die das Wasser vom Hausanschluss zu den einzelnen Entnahmestellen führt – hygienisch rein und genusstauglich, gemäß Trinkwasserverordnung. Fehler bei Planung, Installation und Betrieb können zu Risiken für die Trinkwasser-güte führen.

Damit Wasser als Lebensmittel für den menschlichen Gebrauch bedenkenlos an den Nutzer abgegeben werden darf, ist es u.a. wichtig, auf die Einhaltung der nach den vorgenannten Normen und Richtlinien vorgeschriebenen Mindestsystemtemperaturen im gesamten Verteilsystem von Trinkwasser warm zu achten. Zentrale Trinkwassererwärmer müssen so geplant, gebaut und betrieben werden, dass am Austritt die Trinkwassertemperatur $\geq 60\text{ °C}$ beträgt. Kurzzeitige Absenkungen im Minutenbereich der Temperatur am Austritt des Trinkwassererwärmers sind tolerierbar. Systematische Unterschreitungen von 60 °C sind nicht akzeptabel.

In einem Warmwasserverteilsystem mit Zirkulation wird in einem Kreis über die Warmwasserleitung (rot im u.a. Bild 1) das Trinkwasser aus dem Speicher zur Zapfstelle geführt. Über die Zirkulationsleitung (violett) wird das Warmwasser von der Zirkulationspumpe zurück in den Speicher transportiert. Über den Fließweg kühlt sich trotz gedämmter Leitungen zwangsläufig das Warmwasser ab und muss deshalb im Speicher erneut erwärmt werden. Im gesamten zirkulierenden System darf nach den vorgenannten allgemein anerkannten Regeln der Technik (a.a.R.d.T.) aus hygienischen Gründen ein Temperaturabfall von 5 K nicht überschritten werden.

Durch ein geeignetes Zirkulationssystem kann gewährleistet werden, dass bei einer Austrittstemperatur aus der Trinkwassererwärmungsanlage von 60 °C die Temperatur in allen Leitungen, in denen das erwärmte Trinkwasser zirkuliert, 55 °C nicht unterschreitet. Das $\Delta\Phi\text{ TWE}$ wird somit max. 5 K betragen (Bild 2). So werden Verkeimungen vermieden, bzw. das Wachstum verhindert oder die Keime abgetötet.

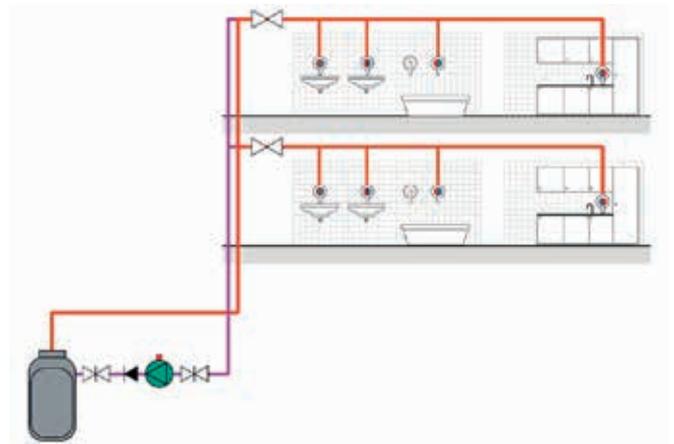


Abb. 43: Warmwasserverteilsystem mit Zirkulation (Quelle: Wilo)

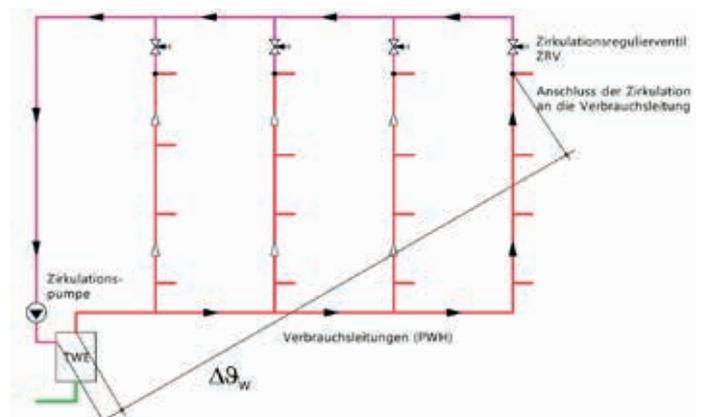


Abb. 44: Das $\Delta\Phi\text{ TWE}$ soll max. 5 K betragen

Da die einzelnen Leitungen bzw. Stränge zu den verschiedenen Zapfstellen in der Regel jeweils unterschiedliche Längen und Rohrleitungsdimensionen aufweisen, sind auch die Druckverluste der einzelnen Zirkulationsstränge unterschiedlich. Bild 3 zeigt beispielhaft den Verlauf der Speicheraustrittstemperaturen und der aus dem Zirkulationssystem zurückkehrenden Temperaturen des zirkulierenden Wassers in Abhängigkeit von der Warmwasserentnahme in einem nicht abgeglichenen System.

Die hydraulisch ungünstigsten Zirkulationsstränge mit den größten Druckverlusten, zumeist am weitesten entfernt von der Zirkulationspumpe, werden nicht ausreichend durchströmt. Die Wärmeabgabe über die Rohroberfläche kann nicht ausgeglichen werden, da nicht ausreichend Warmwasser in diesen Kreisen zirkuliert, die Systemtemperatur im Warmwasserverzirkulationskreislauf sinkt ab. (siehe Bild 4)

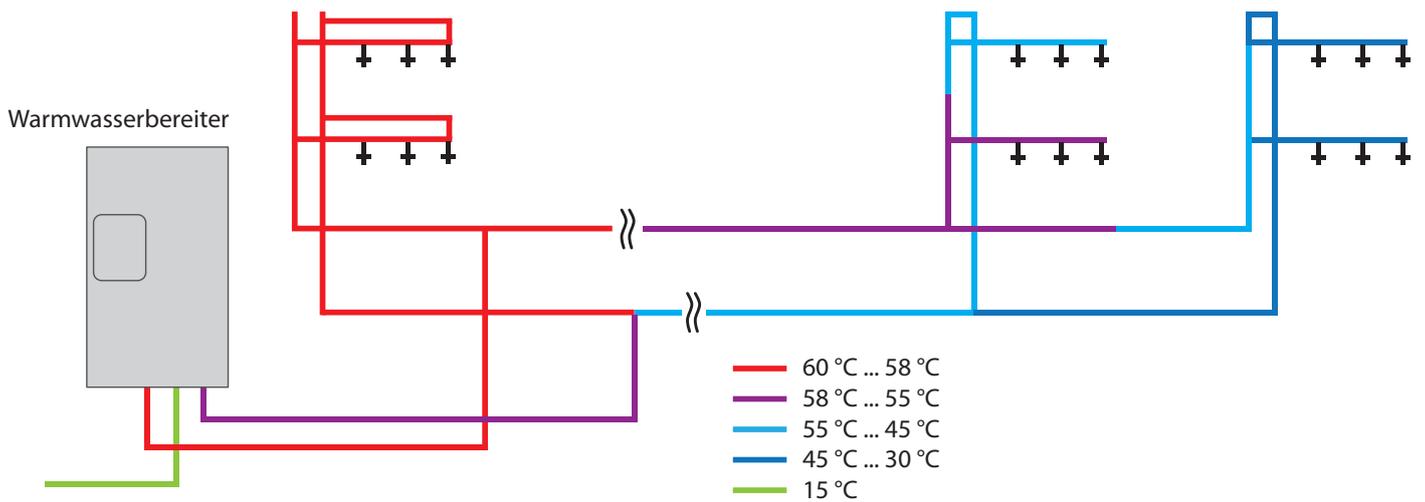


Abb. 45: Temperatur von nur 25,1°C in einem pumpenfernen Zirkulationsstrang (Quelle: Gutachterbüro Auerbach) eines nicht ausreichend abgeglichenen Systems



Abb. 46: Temperatur von nur 25,1°C in einem pumpenfernen Zirkulationsstrang (Quelle: Gutachterbüro Auerbach) eines nicht ausreichend abgeglichenen Systems

3.1.2 Konstruktiver Aufbau eines Zirkulationssystems

Je nach Größe, Nutzung und Typ des Gebäudes werden unterschiedliche Konzepte für die Versorgung mit Trinkwasser und damit auch für das integrierte Zirkulationssystem realisiert. Im Grunde wird nach Verteilungskonzepten für Wohn- und Zweckgebäude mit horizontal oder vertikal ausgerichteten Leitungssystemen unterschieden. In Wohngebäuden überwiegen vertikal ausgerichtete Systeme, während in hochinstallierten Zweckgebäuden, wie z. B. Krankenhäusern, Hotels, etc. häufig horizontale Konzepte umgesetzt werden. Ebenso existieren Mischformen von horizontalen und vertikalen Verteilungssystemen. Eine mittige Einspeisung des Trinkwassers in eine Rohrleitungsstruktur reduziert die Längenunterschiede zwischen den Strängen, die auftretenden Druckdifferenzen und ist somit wirtschaftlicher und günstiger.

Übliche Verteilungskonzepte für Wohngebäude:

- Vertikal ausgerichtete Zirkulationssysteme, mit unterer oder oberer Verteilung
- bei weit verzweigten Systemen ggf. mit Zirkulationsverteilern

In einem hydraulisch abgeglichenen System sind die unterschiedlichen Widerstände zwischen den hydraulisch günstigen pumpennahen und hydraulisch ungünstigen pumpenfernen Strängen durch technische Maßnahmen ausgeglichen worden. In allen Teilstrecken kann somit der zur Temperaturhaltung notwendige Volumenstrom fließen. (siehe Bild 5)

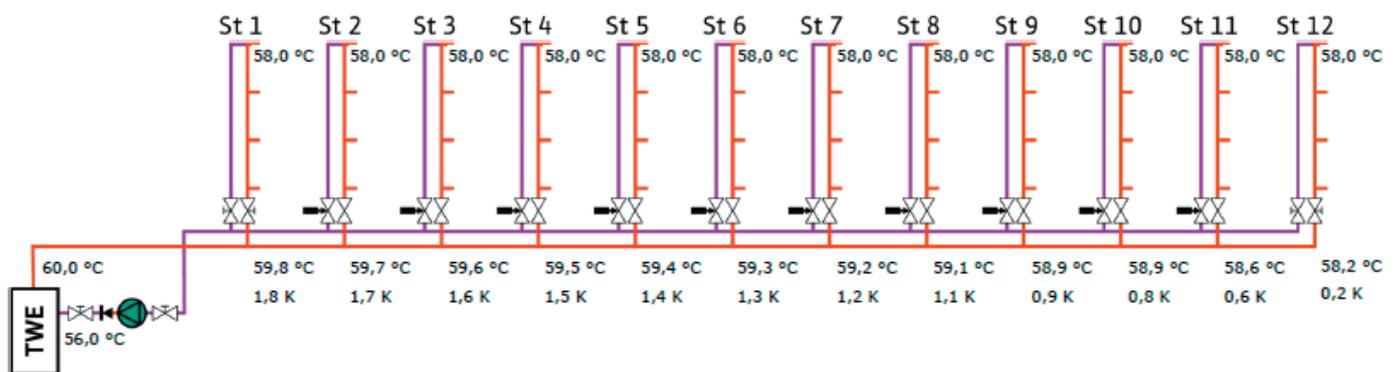


Abb. 47: Temperaturverlauf in einem abgeglichenen System ohne unerwünschte Temperaturabsenkungen in den hintersten pumpenfernen Strängen (Quelle: Wilo)

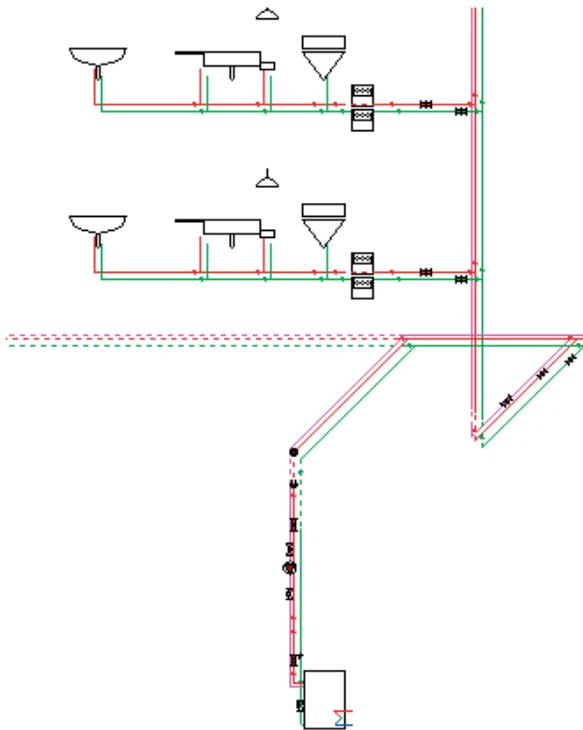


Abb. 48: vertikale untere Verteilung ohne Stockwerkszirkulation

Übliche Verteilungskonzepte für Zweckgebäude

Vertikal ausgerichtete Zirkulationssysteme: mit untere oder obere Verteilung und Stockwerkszirkulation mit konventioneller Stockwerkszirkulation oder über Strömungsteiler und ggf. mit oberem oder unterem Zirkulationsverteiler

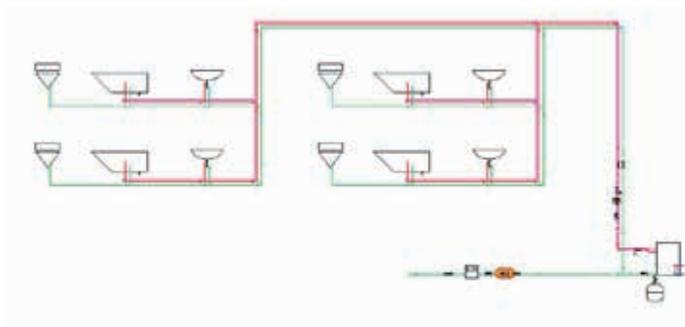


Abb. 49: vertikale obere Verteilung mit konventioneller Stockwerkszirkulation und einseitiger Einspeisung

Horizontal ausgerichtete Zirkulationssysteme

- mit konventioneller Stockwerkszirkulation (Zweirohrsystem)
- Stockwerkszirkulation über Strömungsteiler (Einrohrsystem)

3.2 Hauptkomponenten eines Zirkulationssystems

Basiskomponenten für einen Zirkulationssystem sind

- Zirkulationsregulierventile statisch oder thermostatisch geregelt
- Stockwerksregulierventile
- Drosselventile in Sammelleitungen an Zirkulationsverteilern
- Zirkulationspumpen

Moderne busbasierte Steuerungs- und Regeleinheiten können vollautomatisch einen dynamischen hydraulischen Abgleich realisieren wie z. B. Lösungen von Oventrop, JRG, etc. und sind häufig in Großanlagen anzutreffen.

Statische Strangregulierventile (SSR)

Statische Strangregulierventile (SSR) werden zur statischen hydraulischen Einregulierung in Zirkulationsleitungen von Trinkwasseranlagen eingebaut. Werden SSR verwendet, erfolgt zunächst eine Berechnung des Zirkulationssystems nach DIN 1988-300. Eine Ventildimensionierung erfolgt über den kv-Wert bzw. über die geforderten Ventildaten (erforderlicher Zirkulationsvolumenstrom und erforderliche Druckdifferenz über dem Ventil für den jeweiligen Strang). Anhand dieser Daten wird dann der erforderliche Armatureneinstellwert aus dem jeweiligen Ventil-Drosseldiagramm ermittelt und eingestellt.

SSR werden in Fließrichtung als zweite Regulierstufe auch nach einem thermostatisch geregelten Regulierventil eingesetzt, wenn bei ausgedehnten Leistungssystemen die Druckdifferenz über dem Regulierventil über den Herstellervorgaben liegt (z. B. 400 mbar) und somit aus Schallschutzgründen mehrstufige Einregulierungen notwendig werden.

Pumpennahe SSR müssen jedoch stark eingedrosselt werden und können sich je nach Wasserqualität durch Kalkablagerungen und Schwebstoffe zusetzen, welche die Funktion beeinträchtigen können. Erfahrungen haben gezeigt, dass pumpennahe statische Zirkulationsregulierventile mehr oder weniger kurzfristig festsetzen können und dadurch die Zirkulation unterbrochen wird. Die Temperaturhaltung bricht zusammen. Zudem wird bei Nachjustieren an einem SSR nicht selten die Hydraulik des gesamten Systems stark beeinflusst.



Abb. 50: statisches Strangregulierventil mit Temperaturanzeiger (Foto Oventrop)

Multi-Fix-Plus (Beispiel)

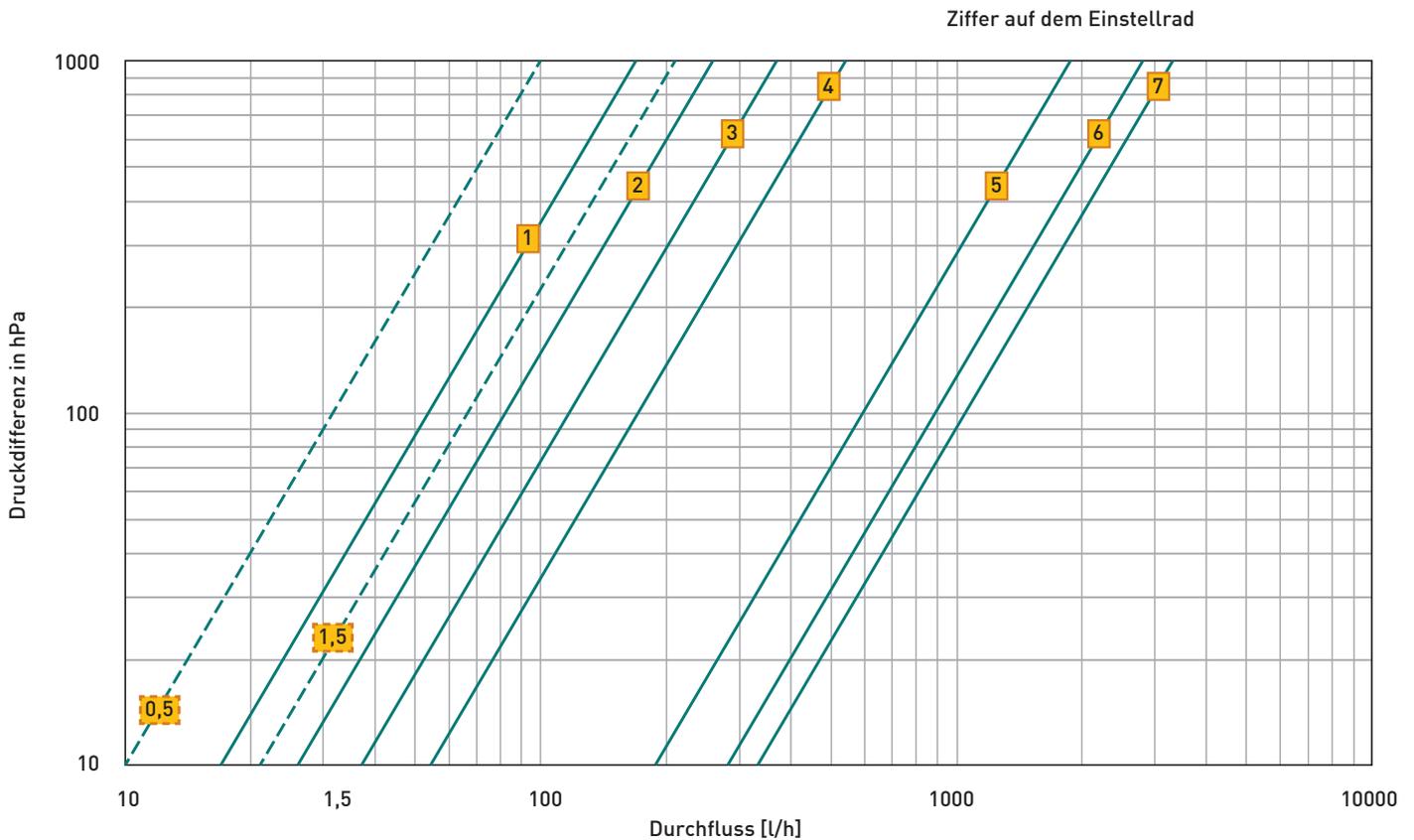


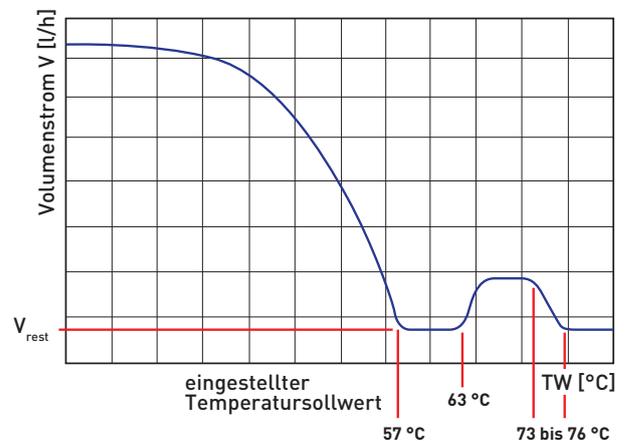
Abb. 51: Ventildrosseldiagramm für ein SSR (Quelle Kemper)

Thermostatisch geregelte Zirkulationsventile

Diese Thermostatventile wurden entwickelt, damit sich mit dem Einschalten der Pumpe das fachgerecht ausgelegte Zirkulationssystem über die Temperatur des zirkulierenden Wassers automatisch einreguliert. Bei einer Speicheraustrittstemperatur von 60 °C soll sich damit eine Temperaturhaltung in allen Teilstrecken oberhalb von 55 °C ergeben. Weiterhin soll bei einer Speicheraustrittstemperatur ≥ 75 °C ohne weiteren Eingriff eine thermische Desinfektion bei Temperaturen oberhalb von 70 °C ermöglicht werden. Für eine automatische Einregulierung bei Werkseinstellung (zumeist 57°C Drosseltemperatur) müssen thermostatische Zirkulationsregulierventile über Ventilkennlinien verfügen, die in den unterschiedlich aufgebauten Zirkulationssystemen, den hydraulischen Abgleich nur über die Temperatur des zirkulierenden Warmwassers sicherstellen können. Die Anforderungen an thermostatische Zirkulationsregulierventile werden über das DVGW Arbeitsblatt W 554 (P) geregelt. Mit einer Bemessung des Zirkulationssystems nach DIN 1988-300 und additiv einer softwaregestützten Rohrnetzsimulation müssen üblicherweise thermostatische Regulierventile nach W 554 nicht manuell einreguliert werden.



Abb. 52: thermostatisches Regulierventil mit Temperaturanzeiger (Foto Kemper)



V_{rest} = Restvolumenstrom nach DVGW VP 554

Abb. 53: beispielhafte Temperatur-Volumenstromkennlinie (Quelle Oventrop)

Stockwerksregulierventile

Besteht aufgrund erhöhter Anforderungen an die Trinkwasserqualität oder aus Komfortkriterien die Notwendigkeit, direkt nach dem Öffnen einer Zapfstelle heißes Wasser zu entnehmen, wird zusätzlich zum Regulierventil im Zirkulationsstrang ein automatisches Regulierventil für den hydraulischen Abgleich der Stockwerkszirkulationsleitung benötigt.

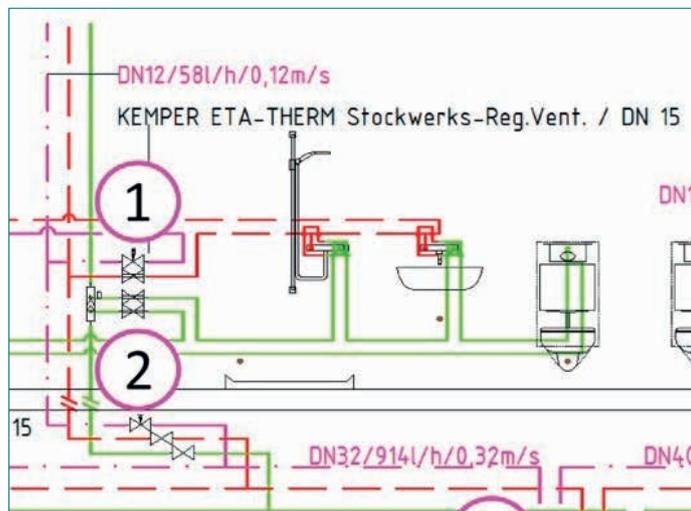


Abb. 54: mehrstufige Einregulierung



Abb. 55: Stockwerksregulierventil (Foto Kemper)

Busbasierte Steuerungs- und Regeleinheiten

Die zentrale Steuer- und Regeleinheiten sind zumeist busbasierte Systeme für den automatischen thermischen Abgleich und die thermische Desinfektion in Trinkwasser-Zirkulationsanlagen gemäß DVGW Arbeitsblatt W 551 und W 553. Bei der Lösung von Oventrop werden beispielsweise die Regelarmaturen mit elektro-motorischen Stellantrieben und Temperaturfühlern über die busfähigen Feldmodule an einen C-Bus angeschlossen. Der integrierte Webserver ermöglicht mittels PC und Standard-Webbrowser den Zugriff auf das System.

Die Vorteile sind u.a.

- der vollautomatische thermischer Abgleich von Trinkwasserzirkulationssträngen sowie die Regelung der thermischen Desinfektion
- Regelung der Volumenströme über die Medientemperatur, hohe Volumenströme sind auch im Auslegungsbetrieb möglich
- Protokollfunktion über Einstellwerte, Temperaturen und Fehlermeldungen, einfaches Monitoring der Betriebsparameter bei Problemen
- Warnmeldungen über das LAN bzw. Einbindung in ein Gebäudeleitsystem anderer Anbieter (z. B. Honeywell, Kieback & Peter, Internet oder Mobilfunknetz sind absetzbar.

Zirkulationspumpen

Zirkulationspumpen bestehen im Gegensatz zu Umwälzpumpen für Heizungs- und Brauchwasseranlagen nur aus für Trinkwasseranlagen geeigneten Materialien.

In Bestandsanlagen sind häufig noch einstufige oder mehrstufige Nassläufer-Standard-pumpen als Zirkulationspumpen zu finden.



Abb. 56: Nassläufer-Standardpumpe (Quelle Wilo)



Abb. 57: Nassläufer-Hocheffizienzpumpe (Quelle Wilo)

Moderne elektronisch regelnde Nassläufer-Hocheffizienzpumpen sind leise, weisen einen wesentlich geringeren Stromverbrauch (Einsparpotential ca. 75%) und eine vergleichsweise lange Lebensdauer auf. Voraussetzung ist wiederum eine korrekte Auslegung und Einstellung der Pumpe.

In Verbindung von thermostatischen Regulierventilen mit elektronisch geregelten Pumpen wird eine optimale Anlagenfunktion mit den Betriebsarten Differenzdruck konstant ($\Delta p-c$) oder variabel ($\Delta p-v$) erzielt.

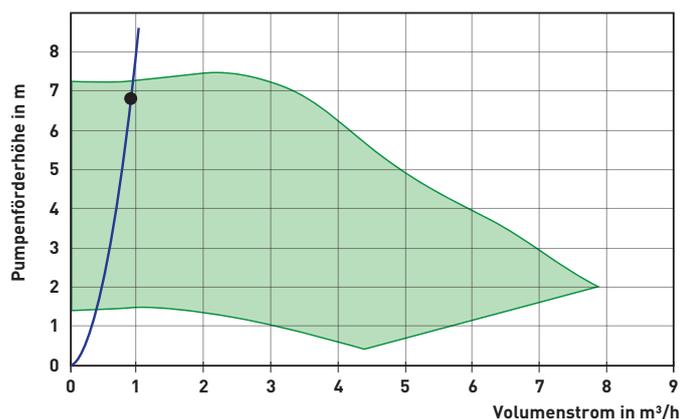


Abb. 58: Pumpendiagramm (Wilco) mit eingetragenem Betriebspunkt im Schnittpunkt der Rohrnetz- mit der Pumpenkennlinie

Die Unterschiede der Strom- und Betriebskosten fallen im Vergleich zwischen Standard- und Hocheffizienzpumpen jeweils deutlich zu Gunsten der Hocheffizienzpumpe aus.

Strom- und Betriebskostenvergleich für ein MFH bis ca. 8 WE Wilco-Star-Z 25/2 Wilco-Stratos PICO-Z 25/1-4

| | | |
|----------------------------------|------------------------------------|---|
| Betriebsdauer 8.760 h/Jahr | Wilco-Star-Z 25/2 Standardpumpe | Wilco-Stratos PICO-Z 25/1-4 Hocheffizienzpumpe |
| Leistung | 46 W | 12 W |
| Energieverbrauch/Jahr | 403 kWh | 105 kWh |
| Stromkosten/ Jahr (25 ct/kWh) | 120,90 Euro | 31,50 Euro |
| Ersparnis: 88,50 Euro/Jahr | | |

3.3 Hydraulischer Abgleich/ Bemessung

Die Bemessung von Trinkwassererwärmungs-, Verteilungs- und Zirkulationsanlagen ist unter Berücksichtigung trinkwasserhygienischer Gesichtspunkte auszulegen. Dies erfolgt nach der DIN 1988 Teil 300 und den DVGW-Arbeitsblätter W 551 und W 553 per Kurzverfahren oder dem differenzierten Verfahren. Die Dimensionierung von Zirkulationsanlagen hat daher nicht nur unter Berücksichtigung von funktionalen und wirtschaftlichen, sondern auch unter trinkwasserhygienischen Gesichtspunkten zu erfolgen.

Die Auswahl der Zirkulationsnennweiten in den jeweiligen Teilstrecken sollte aus hydraulischen Gründen so erfolgen, dass die Fließgeschwindigkeiten im Zirkulationskreis – beginnend bei ca. 0,3 m/s – in Richtung Zirkulationspumpe kontinuierlich zunimmt. In pumpennahen Teilstrecken kann die Geschwindigkeit bis $v_{max} = 1,0$ m/s betragen. Die Bemessung aller Zirkulationsleitungen in der Nähe der zulässigen Maximalgeschwindigkeit führt gerade bei größeren Trinkwasserinstallationen zu einer hohen Pumpendruckdifferenz, die einen unwirtschaftlichen Rohrleitungsbetrieb nach sich zieht und die Einregulierung erheblich erschwert bzw. unmöglich macht! Es gilt die Regel, dass die pumpenfernen Leitungen mit geringeren Fließgeschwindigkeiten bis ca. 0,3 m/s auszulegen sind. Die Beachtung dieser Bemessungsregel ist eine der Grundvoraussetzungen für die „automatische“ Einregulierung eines Zirkulationssystems durch thermostatische Zirkulationsregulierventile.

Ein typisches Ergebnis dieser Bemessungsstrategie besteht darin, dass in größeren vertikal orientierten Zirkulationssystemen die letzte(n) Steigleitung(en) größere Nennweiten aufweisen, z. B. DN 15 oder gelegentlich auch DN 20, als die pumpennäheren, die fast ausschließlich in DN 12 bemessen werden. Somit können in den pumpennahen Zirkulationskreisen kleine und in den pumpenfernen Kreisen verhältnismäßig große Zirkulationsvolumenströme fließen.

Die Druckdifferenz (der Förderdruck) der Zirkulationspumpe ist durch eine Druckverlustberechnung für den hydraulisch ungünstigsten Zirkulationskreis zu ermitteln.

Die Berechnungen ermitteln u. a. den Zirkulationsvolumenstrom, die Rohrdimensionen, Auslegungsdaten für die Zirkulationspumpe und Einstellwerte bei statischen Regulierventilen. Softwarelösungen wie z.B. Dendrit können die Zirkulationssimulationen erstellen und hieraus Optimierungen an der Drosseltemperatureinstellung von thermostatisch geregelten Regulierventilen vorschlagen.

Auszug aus einer Einstellliste für Strangarmaturen aus der Software ZVPLAN nach DIN 1988-300

Strangarmaturen:

| Modul | ID | dp | kvs | DN | Einst. | tat. Einst |
|--|----|----|------|----|--------|------------|
| „Aquaström T Plus“ Thermostatisches Regelventil | 1 | | 0,30 | 15 | offen | |
| „Aquaström T Plus“ Thermostatisches Regelventil | 2 | | 0,30 | 15 | 2,00 | |
| „Aquaström C Plus“ Strangregulierungsventil mit Isolierung | 3 | | 2,30 | 15 | 2,60 | |
| „Aquaström T Plus“ Thermostatisches Regelventil | 4 | | 0,30 | 15 | 2,00 | |
| „Aquaström T Plus“ Thermostatisches Regelventil | 5 | | 0,30 | 15 | 2,00 | |
| „Aquaström T Plus“ Thermostatisches Regelventil | 6 | | 0,30 | 15 | offen | |
| „Aquaström C Plus“ Strangregulierungsventil mit Isolierung | 7 | | 2,30 | 15 | offen | |
| „Aquaström T Plus“ Thermostatisches Regelventil | 8 | | 0,30 | 15 | 2,00 | |
| „Aquaström T Plus“ Thermostatisches Regelventil | 9 | | 0,30 | 15 | 2,00 | |
| „Aquaström T Plus“ Thermostatisches Regelventil | 10 | | 0,30 | 15 | offen | |

Auszug aus einer Druckbilanz für zwei Entnahmestellen aus der Software ZVPLAN nach DIN 1988-300

Druckbilanz Trinkwasser warm:

| Nr. | Bezeichnung | Zeichen | Einheit | Armaturen | |
|-----|--|--------------------------|---------|-------------------|-----------------|
| | | | | 88 MB Küchenspüle | 89 MB Badewanne |
| 1a | Mindestversorgungsdruck | $P_{\min V}$ | mbar | 5000.0 | 5000.0 |
| 1b | Druckerhöhungsanlagenndruck | P_{DEA} | mbar | | |
| 2 | dp geodätischer Höhenunterschied | ΔP_{geo} | mbar | 2420.1 | 2420.1 |
| 3a | dp in Apparaten (Widerständen) | ΔP_{ap} | mbar | 353.9 | 353.9 |
| 3b | dp in Trinkwassererwärmern | ΔP_{TWE} | mbar | | |
| 4 | Mindestfließdruck | $\Delta P_{\min FI}$ | mbar | 1000.0 | 1000.0 |
| 5 | dp in Zuleitungen (bis T-Stück vor A.) | ΔP_{st} | mbar | 879.8 | 879.8 |
| 6 | Summe der Druckverluste (2-5) | $\Sigma \Delta P$ | mbar | 4653.8 | 4653.8 |
| 7 | verfügbare Druckverlust | ΔP_{verf} | mbar | 346.2 | 346.2 |
| 10 | Leitungspläne (von T-Stück bis A.) | I_{ges} | m | 0.50 | 2.22 |
| 11 | verfügbares dp für Rohrreibung | R_{verf} | mbar/m | 692.45 | 155.96 |
| | tatsächlicher Druckverlust | ΔP_{tat} | mbar | 8.8 | 82.3 |
| | Drucküberschuss | | mbar | 337.4 | 263.9 |

Die Berechnungsergebnisse müssen nach den a.a.R.d.T. lückenlos für Dritte gem. DIN 1988-300 nachvollziehbar sein. Diese Anforderung besteht auch nach VOB DIN 18381.

3.4 Sachverständige Hinweise nach Bestandsbegutachtungen

Die Begutachtung vieler ausgeführter Anlagen mit unzureichender Temperaturhaltung hat gezeigt, dass die Fehlfunktionen u.a. durch

- Zirkulationspumpen mit zu geringer Leistung
- fehlende oder fehlerhafte Planung und Auslegung der Zirkulationsanlage
- fehlende Dämmung der Leitungen
- fehlende Regulierventile oder falsche Positionierung
- zusätzliche noch unbekannte Druckverlusteureger wie Schmutzfänger, überflüssige Strangarmaturen, etc.
- zu geringe Nennweiten und zu starke Eindrosselungen in pumpenfernen Teilstrecken
- in Großanlagen maßgeblich auch auf fehlbemessene Reguliertechnik (z. B. zu große kV min-Werte bei SSR)
- nicht abgegliche Mehrpumpenanlagen
- mangelhafte Instandhaltung (Inkrustationen, defekte Regeleinsätze, etc.)
- unsachgemäße „Optimierungen“ von Dritten wie Hausmeistern, etc.

zu erklären sind.

Sofern thermostatische Zirkulationsregulierventile eingesetzt werden, die nach DVGW W 554 geprüft wurden und damit über einen kV-Wert $\leq 0,1 \text{ m}^3/\text{h}$ verfügen, ist der hydraulische Abgleich auch im pumpennahen Bereichen in der Regel ausreichend sichergestellt.

Bei festgestellten Fehlfunktionen sollte zunächst immer die Aufnahme und Bemessung des Rohrnetzes zu Anfang aller Maßnahmen erfolgen. Dabei sind auch die pumpenfernen Nennweiten in hydraulisch ungünstigen Zirkulationskreisen und die Eignung der dort angeordneten Zirkulationsregulierventile zu überprüfen. Häufig sind nach Sanierungen „aus dem Bauch heraus“ unter Einsatz von thermostatisch geregelten Regulierventilen die Förderhöhen der Zirkulationspumpen nicht mehr ausreichend.

2.7 Checkliste

2.7.1 Checkliste für den Nutzer

Werden ein oder mehrere Punkte mit „nein“ beantwortet, kann dies ein Indiz für eine nicht abgeglichene Hydraulik sein.

2.7.2 Checkliste für die Durchführung nach der Berechnung

| Merkmal/Symptom | ja | nein |
|---|--------------------------|--------------------------|
| Alle Räume werden gleichmäßig warm. | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> |
| Die Raumtemperaturen entsprechen den Einstellungen der Thermostatventile. | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> |

| Merkmal/Symptom | ja | nein |
|---|--------------------------|--------------------------|
| Die Temperaturdifferenz Vor- und Rücklauf am Heizkreis entspricht der Auslegung. | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> |
| Die Anlage läuft ohne Strömungsgeräusche. | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> |
| Vor- und Rücklauftemperaturen entsprechen den Auslegungstemperaturen. | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> |
| Die Rücklauftemperaturen an den Heizkörpern entsprechen den Temperaturen im unteren Bereich der Heizflächen. | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> |
| Nach Dämmmaßnahmen am Gebäude wurde die Heizung neu eingestellt. | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> |
| Nach Maßnahmen zur Verbesserung der Energieeffizienz des Gebäudes wurden die berechneten oder prognostizierten Verbrauchsminderungen erzielt. | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> |

2.7.2 Checkliste für die Durchführung nach der Berechnung

| Merkmal | ja | nein |
|--|--------------------------|--------------------------|
| Vordruck am MAG und Betriebsdruck bedarfsgerecht für Anlage eingestellt | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> |
| Schmutzfänger gereinigt | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> |
| Anlage entlüftet | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> |
| Pumpe auf Funktion geprüft und Anlagenkennlinie eingestellt | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> |
| Überströmventil vorhanden und eingestellt | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> |
| Strangregulierventile bzw. Differenzdruckregler nach Berechnung eingestellt | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> |
| Heizkörperthermostatventile geprüft auf <ul style="list-style-type: none"> • Möglichkeit der Voreinstellung • genaue Voreinstellung am Unterteil • Gangbarkeit des Regelstiftes | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> |
| Thermostatfunktion geprüft | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> |
| Heizkörperperrücklaufverschraubung auf Gangbarkeit und Einstellung geprüft | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> |
| Heizkurve und Steilheit richtig einstellt | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> |
| Strangabgleich durchgeführt | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> |

Anhang

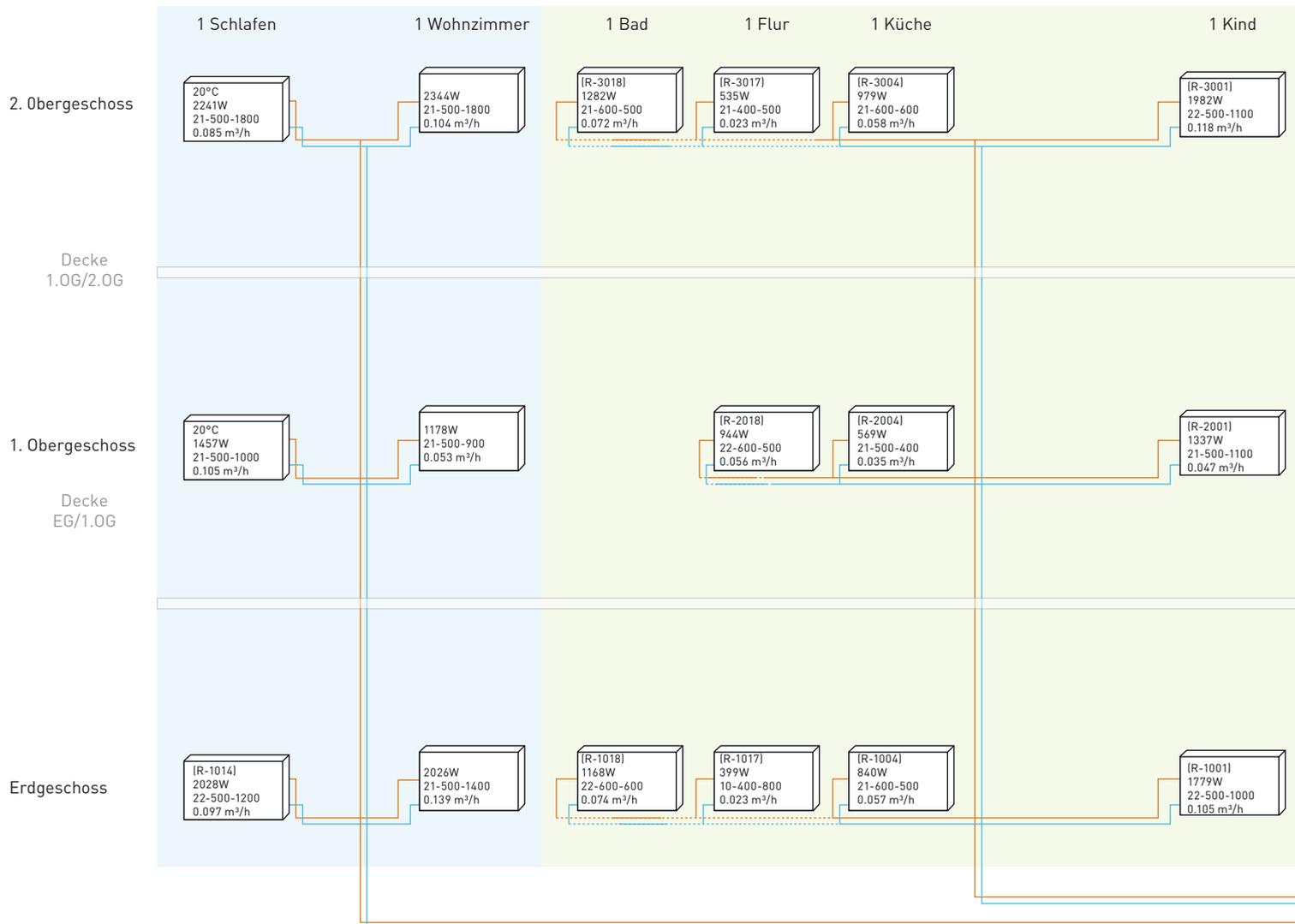
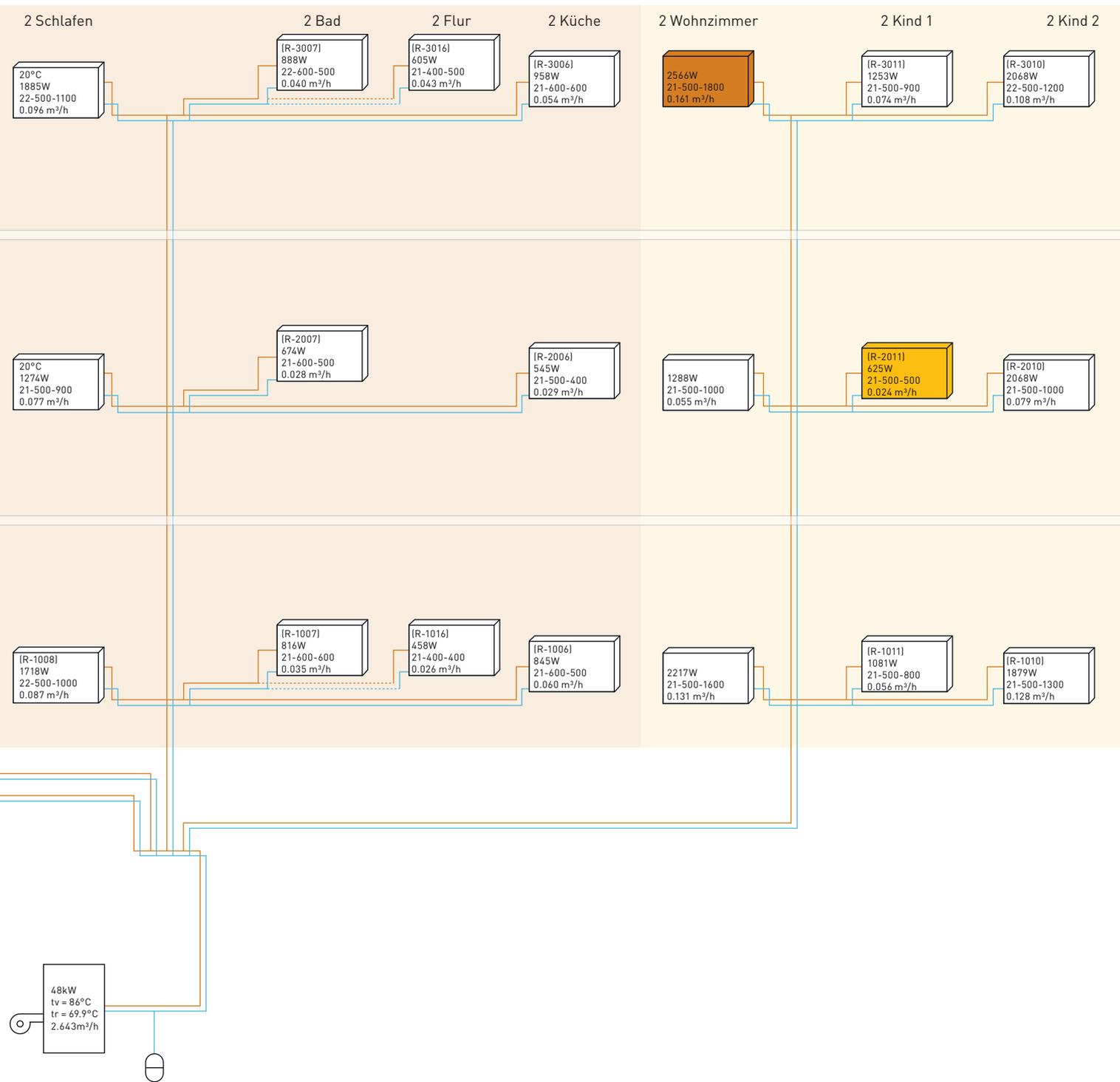


Abb. 59: Strangenschema des Beispielgebäudes



| Bauteil | Konstruktion | Baualtersklasse | | | | | | | | |
|---|---|-----------------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|-----------|
| | | bis 1918 | 1919–48 | 1949–57 | 1958–68 | 1969–78 | 1979–83 | 1984–94 | ab 1995 | EnEV 2009 |
| Dach | Massive Konstruktion (Flachdach) | 2,1 | 2,1 | 2,1 | 2,1 | 0,6 | 0,5 | 0,4 | 0,3 | 0,2 |
| | Holzkonstruktion (Steildach) | 2,6 | 1,4 | 1,4 | 1,4 | 0,8 | 0,5 | 0,4 | 0,3 | 0,2 |
| oberste Geschossdecke | Massive Decke | 2,1 | 2,1 | 2,1 | 2,1 | 0,6 | 0,5 | 0,4 | 0,3 | 0,2 |
| | Holzbalkendecke | 1,0 | 0,8 | 0,8 | 0,8 | 0,6 | 0,4 | 0,3 | 0,3 | 0,2 |
| Außenwand gegen Außenwand | Massive Konstruktion (Mauerwerk, Beton o. ä.) | 1,7 | 1,7 | 1,4 | 1,4 | 1,0 | 0,8 | 0,6 | 0,5 | 0,3 |
| | Holzkonstruktion (Fachwerk, Fertighaus o. ä.) | 2,0 | 2,0 | 1,4 | 1,4 | 0,6 | 0,5 | 0,4 | 0,4 | 0,3 |
| Außenwand zum Erdreich (und zum unbeheizten Keller) | Massive Konstruktion (Mauerwerk, Beton o. ä.) | 1,7 | 1,7 | 1,4 | 1,4 | 1,0 | 0,5 | 0,8 | 0,5 | 0,4 |
| | Holzkonstruktion (Fachwerk, Fertighaus o. ä.) | 2,0 | 2,0 | 1,4 | 1,4 | 0,6 | 0,5 | 0,4 | 0,4 | 0,4 |
| Fenster | Holzfenster, einfach verglast | 5,0 | 5,0 | 5,0 | 5,0 | 5,0 | 5,0 | - | - | - |
| | Holzfenster, zwei Scheiben | 2,7 | 2,7 | 2,7 | 2,7 | 2,7 | 2,7 | 2,7 | 1,8 | - |
| | Kunststofffenster, Isolierverglasung | - | - | - | 3,0 | 3,0 | 3,0 | 3,0 | 1,8 | 1,3 |
| | Alu-/Stahlfenster, Isolierverglasung | - | - | - | 4,3 | 4,3 | 4,3 | 4,3 | 1,8 | 1,3 |
| Türen | | 3,5 | 3,5 | 3,5 | 3,5 | 3,5 | 3,5 | 3,5 | 3,5 | 1,8 |

Tab. 11: U-Werte nach Baualtersklasse (Quelle: EnEV 2009)

Quellen

- [1] DIN Deutsches Institut für Normung e. V., DIN EN 12831-1:2017-09 Energetische Bewertung von Gebäuden – Verfahren zur Berechnung der Norm-Heizlast – Teil 1: Raumheizlast, Modul M3-3; Deutsche Fassung EN 12831-1:2017, 09/2017.
- [2] DIN Deutsches Institut für Normung e. V., DIN SPEC 12831-1:2019-09 Verfahren zur Berechnung der Raumheizlast – Teil 1: Nationale Ergänzung zur DIN EN 12831-1, 09/2019.
- [3] VdZ – Forum für Energieeffizienz in der Gebäudetechnik e. V., VdZ-Fachregel Optimierung von Heizungsanlagen im Bestand, Stand Juli 2016 – Version 1.2, 07/2016.
- [4] VDMA Verband Deutscher Maschinen- und Anlagenbau e. V., VDMA 24199:2005-05 Regelungstechnische Anforderungen an die Hydraulik bei Planung und Ausführung von Heizungs-, Kälte-, Trinkwasser- und Raumlufthtechnischen Anlagen, 05/2005.
- [5] DIN Deutsches Institut für Normung e. V., DIN EN 14336:2005-01 Heizungsanlagen in Gebäuden – Installation und Abnahme der Warmwasser-Heizungsanlagen; Deutsche Fassung EN 14336:2004, 01/2005.
- [6] EPBD 2010: Richtlinie 2010/31/EU des Europäischen Parlaments und des Rates vom 19. Mai 2010 über die Gesamtenergieeffizienz von Gebäuden, DE, 14.11.2012.
- [7] EPBD 2018: Richtlinie (EU) 2018/844 des Europäischen Parlaments und des Rates vom 30. Mai 2018 zur Änderung der Richtlinie 2010/31/EU über die Gesamtenergieeffizienz von Gebäuden und der Richtlinie 2012/27/EU über Energieeffizienz, 30.05.2018.
- [8] DIN Deutsches Institut für Normung e. V., DIN EN 15378-1:2017-09 Energetische Bewertung von Gebäuden – Heizungsanlagen und Trinkwasserwärmung in Gebäuden – Teil 1: Inspektion von Kesseln, Heizungsanlagen und Trinkwassererwärmung, Module M3-11, M8-11; Deutsche Fassung EN 15378-1:2017, 09/2017.
- [9] DIN Deutsches Institut für Normung e. V., DIN V 18599:2011-12 Energetische Bewertung von Gebäuden – Berechnung des Nutz-, End- und Primärenergiebedarfs für Heizung, Kühlung, Lüftung, Trinkwarmwasser und Beleuchtung – Teile 1 bis 11, 2011.
- [10] DIN Deutsches Institut für Normung e. V., DIN 18380:2016-09 Vergabe- und Vertragsordnung für Bauleistungen (ATV) – Teil C: Allgemeine Technische Vertragsbedingungen für Bauleistungen – Heizungsanlagen und zentrale Warmwasseranlagen, Berlin, 09/2016.
- [11] KfW Kreditanstalt für Wiederaufbau AöR, Anlage zu den Merkblättern Energieeffizient Sanieren – Kredit und Investitionszuschuss [151/152/430]; Technische Mindestanforderungen; Gültig ab 17.04.2018, 04/2018.
- [12] KfW Kreditanstalt für Wiederaufbau AöR, Anlage zum Merkblatt Energieeffizient Bauen [153]; Technische Mindestanforderungen; Gültig ab 17.04.2018, 2018.
- [13] KfW Kreditanstalt für Wiederaufbau AöR, Infoblatt 600 000 4242 Energieeffizient Bauen und Sanieren – Wohngebäude, Liste der Technischen FAQ, 10/2018.
- [14] DIN Deutsches Institut für Normung e.V., DIN EN 12831:2003-08 Heizungsanlagen in Gebäuden, Verfahren zur Berechnung der Norm-Heizlast, August 2003.
- [15] EG 641/2009 Verordnung (EG) [...] zur Durchführung der Richtlinie 2005/32/EG [...] im Hinblick auf die Festlegung von Anforderungen an die umweltgerechte Gestaltung von externen Nassläuder-Umwälzpumpen und in Produkte integrierte Nassläufer-Umwälzpumpen, 2009.
- [16] EnEV 2014: Verordnung über energiesparenden Wärmeschutz und energiesparende Anlagentechnik bei Gebäuden (...) vom 27. Juli 2007 (...), zuletzt geändert durch Artikel 1 der Verordnung vom 18. November 2013 (BGBl. I S. 3951).

Impressum

Herausgeber

Sächsische Energieagentur - SAENA GmbH
Pirnaische Str. 9
01069 Dresden

Telefon: 0351 4910-3179
Telefax: 0351 4910-3155

E-Mail: info@saena.de
Internet: www.saena.de

Redaktion

Sächsische Energieagentur - SAENA GmbH

Fachverband Sanitär-Heizung-Klima Sachsen
Bereich Technik

ITG Institut für Technische Gebäudeausrüstung Dresden
Forschung und Anwendung GmbH

Prof. Dr.-Ing. Mario Reichel

Lehrgebiet Technische Gebäudeausrüstung
Fakultät Maschinenbau/ Verfahrenstechnik
Hochschule für Technik und Wirtschaft Dresden

Layout

media project GmbH creative network
Glashütter Str. 101
01277 Dresden

Telefon: 0351 34060-33
Telefax: 0351 34060-31

E-Mail: agentur@mediaproject.de
Internet: www.mediaproject.de



Ingenieurbüro für Haustechnik
+ Energetik Prof. Reichel GmbH
**Innovative Gebäude- und
Umwelttechnik**

Die Sächsische Energieagentur - SAENA GmbH ist das unabhängige Kompetenz- und Beratungszentrum zu den Themen erneuerbare Energien, zukunftsfähige Energieversorgung und Energieeffizienz. Gesellschafter sind der Freistaat Sachsen und die Sächsische Aufbaubank – Förderbank –.

Bild- und Quellenachweis

Abb. 6: © VIEGA, Abb.: 7: © Vogel & Noot, Abb. 8: © Kampmann, Abb. 9: © Arbonia, Abb. 10: Frenger Systemen BV, Abb. 15: © Wilo-Select 3, Abb. 26: © velta Uponor

Sächsische Energieagentur - SAENA GmbH
Pirnaische Straße 9, 01069 Dresden, info@saena.de
www.saena.de