

Optimierung von Heizungsanlagen im Bestand

Die vorliegende mehrteilige Serie befasst sich mit dem Thema Energieeinsparung im Gebäudebestand durch Optimierung der vorhandenen Heizungsanlagen. Dabei wird die Anlagentechnik als Gesamtsystem betrachtet, es sollen nicht nur "einzelne Komponenten" verbessert werden. Neben der Erläuterung des Zusammenspiels einzelner Anlagenbestandteile steht die zeit- und kostensparende Umsetzung durch Einsatz von Softwarelösungen im Zentrum der Ausführungen.

Teil 1: Die Notwendigkeit einer Optimierung	Seite 1
Teil 2: Einflüsse der Anlagentechnik auf die Optimierung	Seite 9
Teil 3: Optimierung der Hydraulik	Seite 20
Teil 4: Softwarelösung und Praxisbeispiel	Seite 32
Teil 5: Wertanalyse für Detailprobleme	Seite 44

Teil 1: Die Notwendigkeit einer Optimierung

Energieeinsparung im Bestand

Im Zusammenhang mit der EnEV wird viel über neue Technologien in neuen Gebäuden philosophiert: vor allem zur Schonung der Primärenergiereserven und zur Verminderung des CO₂-Ausstoßes. Dabei darf man eines nicht aus den Augen verlieren: das größte Energieeinsparpotential liegt im Gebäude- und Anlagenbestand. 92 % aller Wohn- und Nutzflächen in Deutschland entfallen auf Gebäude, die noch vor dem Inkrafttreten der Wärmeschutzverordnung von 1995 errichtet worden sind. Diese Gebäude verbrauchen 97 % der Energiemenge, die für die Gebäudebeheizung aufgewendet wird (vgl. Abbildung 1).

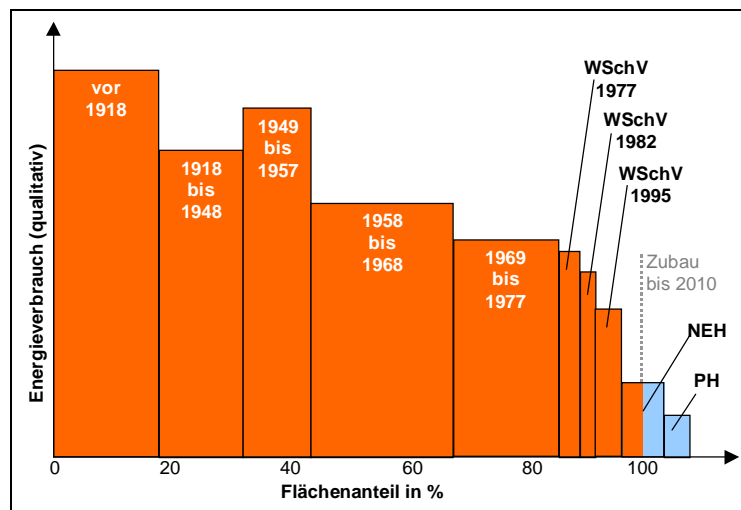


Abbildung 1 Energieverbrauch der Gebäude in Deutschland

Auf Grund von im Vorfeld prognostizierten Energieeinsparungen werden immer mehr Gebäude baulich saniert. Leider werden dabei oft die alten Heizungs- und Trinkwarmwasserbereitungsanlagen in ihrem Urzustand belassen und nicht an die veränderten Verhältnisse angepasst. Wenn die Energieeinsparung in der Praxis dann doch nicht so üppig ausfällt, wie erwartet, ist die Enttäuschung - vor allem auf Seiten der Nutzer - groß. In der Fachwelt wird die Abweichung des tatsächlichen Verbrauchs von der Prognose oft dem Nutzer oder den Witterungsverhältnissen zugeschoben.

Die Autoren sehen jedoch die Anpassung der Anlagentechnik an die neuen baulichen Verhältnisse als eines der wichtigsten Mittel zur Realisierung der geplanten Energieeinsparung an. Das Problem "Optimierung von Heizungsanlagen im Bestand" soll daher in mehreren Artikeln näher erörtert werden.

Einen Überblick wichtiger Themen und Zusammenhänge, die in den einzelnen Teilen des Aufsatzes erläutert werden, sind in Abbildung 2 dargestellt. Eine genauere Angabe zu den Inhalten folgt am Ende des vorliegenden ersten Teils.

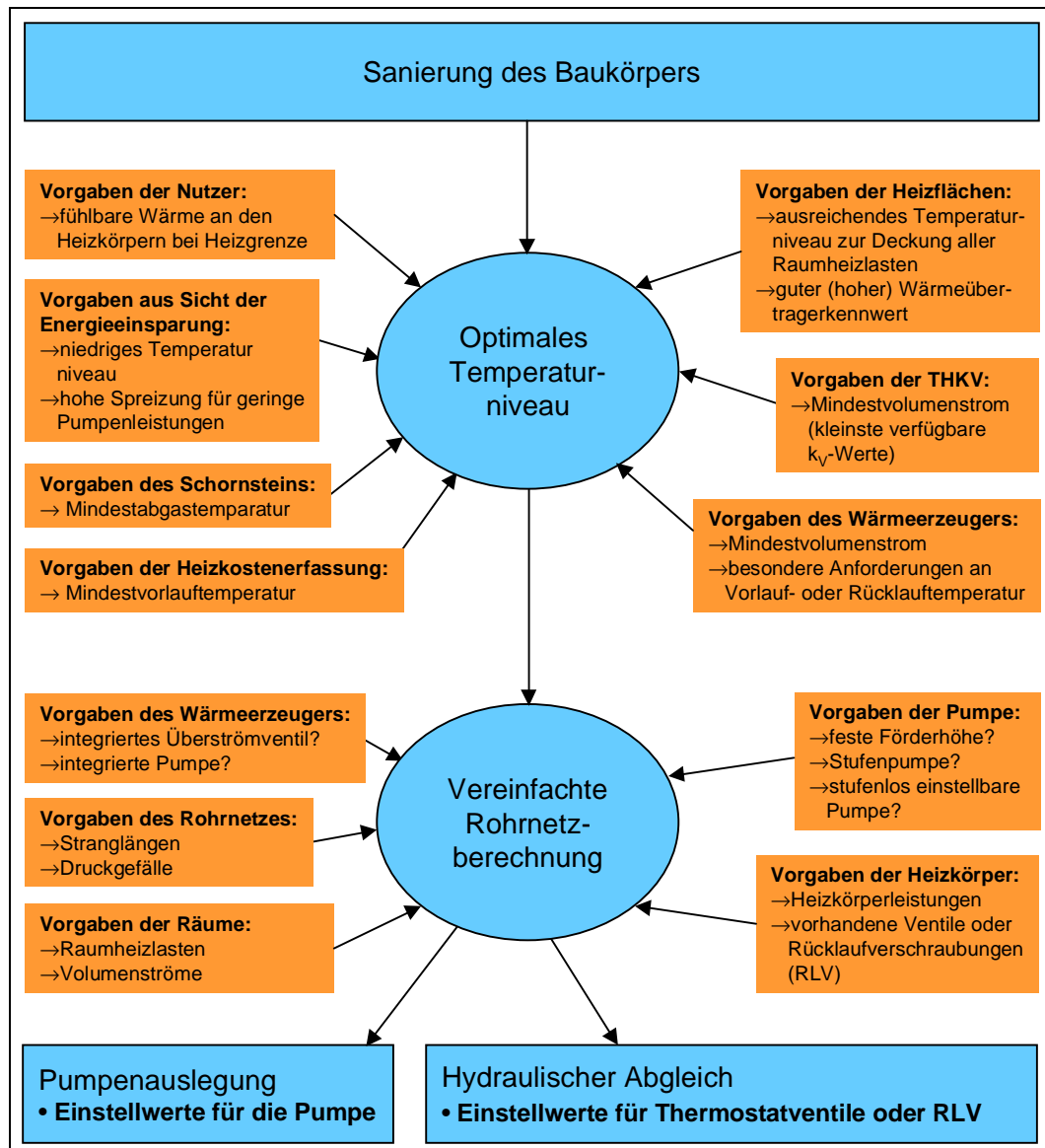
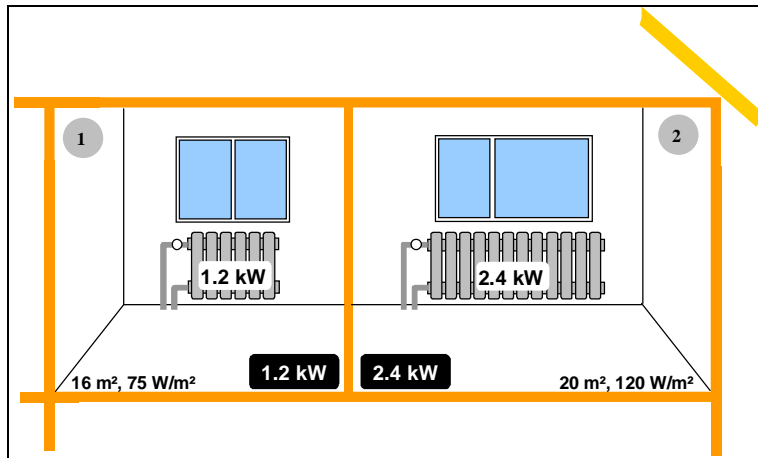


Abbildung 2 Zusammenhänge bei der Anlagenoptimierung

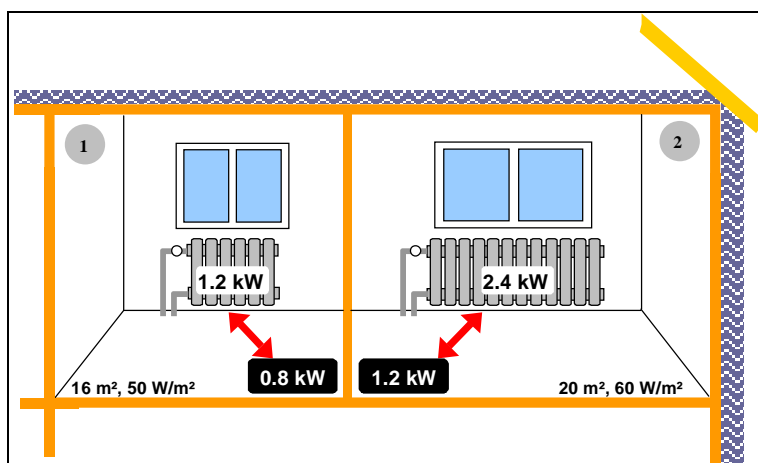
Gründe für eine Anpassung des Temperaturniveaus

Die Frage, wann und warum das alte Temperaturniveau der Anlagentechnik in einem Gebäude verändert werden sollte, soll an einem Beispiel erläutert werden. Das Beispielgebäude sei ein größeres Mehrfamilienhaus, aus dem zwei Räume in Abbildung 3 schematisch gezeigt sind. Der linke Raum (Raum 1) ist ein Innenraum, der rechte (Raum 2) ein Eckraum dieses Gebäudes.



Situation vorher:

- 2 Räume.
- Temperaturniveau: 80/60°C.
- Je ein Heizkörper, passend zur Heizlast und zum gewählten Temperaturniveau (Plandaten sind bekannt).



Situation nach der Sanierung:

- § Für Raum 1 verringert sich die Heizlast auf **67 %** des alten Wertes.
- § Für Raum 2 auf **50 %** des alten Wertes.
- § (Die Leistungen der Heizkörper gelten für das alte Temperaturniveau 80/60°C)

Abbildung 3 Beispielräume

Vor der Sanierung stimmen die realen Heizkörperleistungen (die reale Heizkörperleistung ergibt sich aus der Heizkörpergröße bzw. Normleistung und dem gewählten Temperaturniveau) mit den Raumheizlasten überein. Durch die Sanierung (Fenster austausch, Außenwanddämmung und Dachdämmung) sinken die Raumheizlasten.

Allerdings verringert sich die Raumheizlast im Außenraum (Raum 2) stärker als im Innenraum (Raum 1). Der Grund hierfür ist der höhere Anteil sanierter Flächen bezogen auf die gesamten Umschließungsflächen beim Außenraum. Die Sanierung macht sich umso mehr bemerkbar, je mehr Begrenzungsflächen eines Raumes von ihr betroffen sind. Im gegenteiligen Extremfall, einem Innenflur, der gar nicht von der Sanierung betroffen wäre, würde sich die Heizlast überhaupt nicht ändern.

Fest steht nach der Sanierung folgendes: beide Heizkörper besitzen aufgrund der gleich gebliebenen Systemtemperaturen eine zu große Leistung. Das Temperaturniveau muss daher angepasst werden.

Verschwendungspotential

Nun mag man sich die Frage stellen, warum das Temperaturniveau überhaupt geändert werden soll? Es sind doch allerorts Thermostatventile in den Anlagen eingebaut, die bei Bedarf einfach schließen und die Heizkörperleistung somit automatisch reduzieren. Der wichtigste Grund ist die Gefahr der unbemerkten Energieverschwendung durch den Nutzer - sofern die Anlage dies zulässt. Dieses Phänomen, das durch nicht ausreichende Qualitätssicherung auf Seiten der Anlagentechnik entsteht, wird auch als "Verschwendungspotential der Anlagentechnik" bezeichnet.

Für das Beispielgebäude bedeutet das: obwohl der Baukörper saniert ist und das Gebäude theoretisch nur noch die halbe Energiemenge im Vergleich zu vorher benötigen würde, kann die Anlage immer noch die alte Energiemenge liefern, weil die Heizflächen, die hydraulischen Einstellungen und die Vorlauftemperatur gleich geblieben sind. Der Außenraum weist 1,2 kW überflüssige Leistung auf, der Innenraum 0,4 kW. Insgesamt sind also 1,6 kW Wärmeleistung (das entspricht 80 %) mehr verfügbar,

als überhaupt benötigt werden.

Dieses Mehrangebot an Leistung kann zu einer - vom Nutzer unbemerkten - Energieverschwendung führen. Wärme kann zum Beispiel durch ständig gekippte Fenster abgelüftet werden, ohne dass die betreffenden Räume wirklich auskühlen. Die Fenster bleiben also, da unbemerkt, unnötig lange offen. Das Verschwendungspotential besagt allerdings nicht, dass die volle Überkapazität in jedem Fall sinnlos verbraucht wird. Der Nutzer entscheidet wesentlich darüber. Klar ist jedoch auch: je weniger Überkapazität bereitgestellt wird, desto weniger kann verschwendet werden.

Ein Weg - und aus Sicht der Investitionskosten gesehen, ein sehr günstiger - zur Anpassung der Anlagenleistung an die neuen Verhältnisse ist die Wahl eines neuen Temperaturniveaus und ein anschließender hydraulischer Abgleich der Anlage.

Festlegen der neuen notwendigen Übertemperatur

Am Beispiel der beiden Räume aus Abbildung 3 wurde bereits gezeigt, dass die Heizlasten in den einzelnen Räumen bei der Sanierung nicht gleichmäßig sinken. Es muss bei der Wahl eines neuen Temperaturniveaus daher erst einmal festgestellt werden, welcher Heizkörper nach der Sanierung die geringste (thermische) Überdimensionierung seiner Heizkörperleistung gegenüber der Raumheizlast aufweist. Nach diesem Heizkörper richtet sich das neue Temperaturniveau.

Für die beiden Beispielräume ergeben sich bei den alten Temperaturverhältnissen folgende Verhältnisse: Im Raum 1 ist eine Überdimensionierung des Heizkörpers von 150 %, im Raum zwei von 200 % festzustellen. Das bedeutet, dass der Heizkörper im Innenraum 1 - thermisch gesehen - der ungünstigere ist. Nach ihm richtet sich die mögliche Absenkung des neuen Temperaturniveaus.

Für die Bestimmung des neuen Temperaturniveaus wird zunächst die alte logarithmische Übertemperatur $\Delta\vartheta_{in}$ des Netzes benötigt. Sie beträgt bei den alten Auslegungsbedingungen 80/60/20°C:

$$\Delta\vartheta_{in,alt} = \frac{\vartheta_V - \vartheta_R}{\ln \frac{\vartheta_V - \vartheta_L}{\vartheta_R - \vartheta_L}} = \frac{80 - 60}{\ln \frac{80 - 20}{60 - 20}} \text{ K} = 49,3\text{K} \quad \text{Gleichung 1}$$

Dann wird mit Hilfe einer der drei grundlegenden Heizkörpergleichungen (Theorien hierzu sind in anderen Literaturquellen zu finden, z. B. in [3]) die neue Übertemperatur bestimmt. Die Heizkörpergleichung lautet in ihrer Grundfassung:

$$\frac{\dot{Q}_{neu}}{\dot{Q}_{alt}} = \left(\frac{\Delta\vartheta_{in,neu}}{\Delta\vartheta_{in,alt}} \right)^n \quad \text{Gleichung 2}$$

Nach dieser Gleichung verhalten sich neue und alte Leistung eines Heizkörpers \dot{Q} - bis auf den Einfluss des Heizkörperexponenten n - proportional zu den vorhandenen logarithmischen Übertemperaturen. Für den thermisch ungünstigsten Raum 1 ergibt sich die neue logarithmische Übertemperatur durch Umstellen der Gleichung wie folgt:

$$\Delta\vartheta_{in,neu} = \Delta\vartheta_{in,alt} \cdot \left(\frac{\dot{Q}_{neu}}{\dot{Q}_{alt}} \right)^{1/n} = 49,3\text{K} \cdot \left(\frac{0,8\text{kW}}{1,2\text{kW}} \right)^{1/1,3} = 36,1\text{K} \quad \text{Gleichung 3}$$

Dabei sind die Leistungen bekannt (es sind die Raumheizlasten), und der Heizkörperexponent n wird mit 1,3 - typisch für einen Gliederheizkörper - angesetzt. Gut nachzuvollziehen sind die Zusammenhänge im Auslegungsdiagramm für Heizkörper, das für den Heizkörper 1 in Abbildung 4 gezeigt wird.

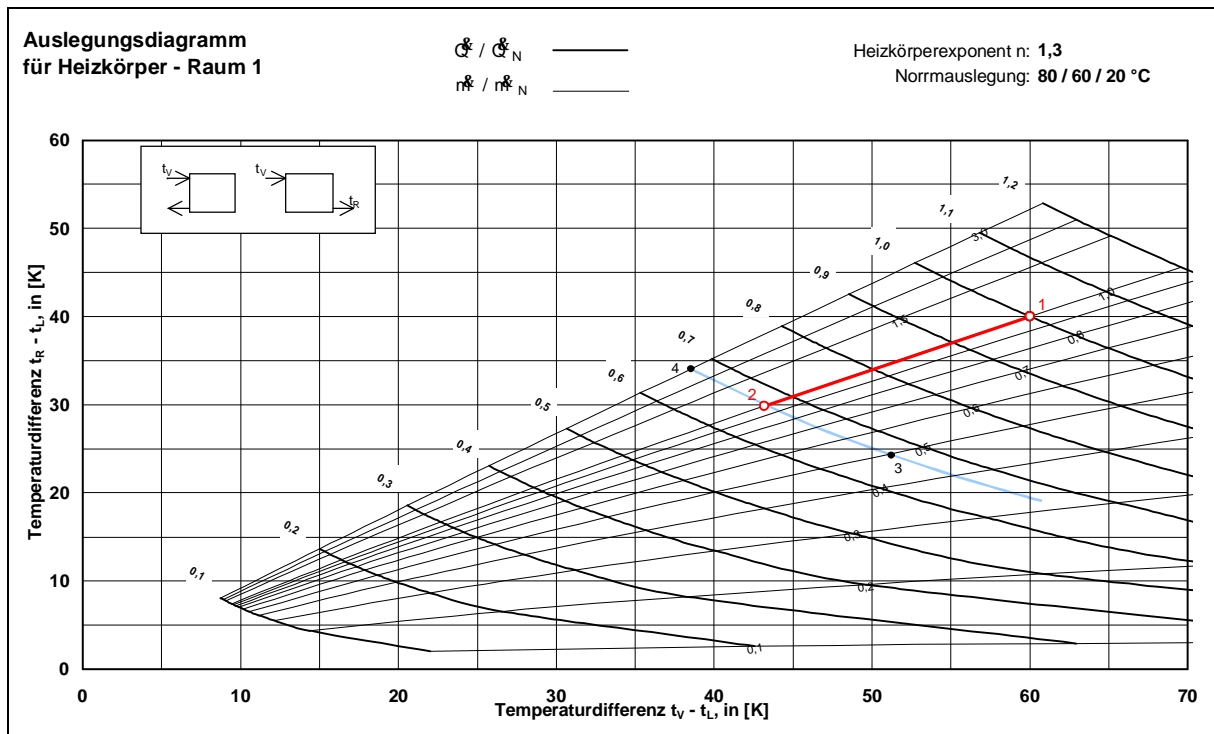


Abbildung 4 Heizkörperauslegungsdiagramm für Raum 1

Punkt 1 im Bild ist der alte Auslegungspunkt. Er ist eingetragen bei 100 % Leistung ($\dot{Q} / \dot{Q}_N = 1,0$ - Linien von oben links nach unten rechts) und bei 100 % Massenstrom ($\dot{m} / \dot{m}_N = 1,0$ - Linien von unten links nach oben rechts). Dieser Zustand wird gerade erreicht bei einer Vorlauftemperatur von 80°C (60 K Temperaturdifferenz auf der x-Achse) und einer Rücklauftemperatur von 60 °C (40 K Temperaturdifferenz auf der y-Achse).

Punkt 2 ist eingetragen bei der geringeren Leistung (2/3 der ursprünglichen Leistung $\dot{Q} / \dot{Q}_N = 0,67$) nach der Sanierung, aber immer noch beim vollen alten Massenstrom ($\dot{m} / \dot{m}_N = 1,0$). Alle Punkte, die auf der eingezeichneten blauen Linie liegen, sind Punkte mit der gleichen neuen Leistung, die mit der gleichen logarithmischen Übertemperatur von 36,1 K erreicht werden kann. Daher kommen alle Punkte auf dieser Linie als neue Betriebspunkte in Betracht - nicht nur der eingezeichnete Punkt 2.

Drei mögliche Paarungen von Vor- und Rücklauftemperatur für das neue Temperaturniveau am Heizkörper 1 könnten also sein:

- 63/50°C (Punkt 2 - mit altem Massenstrom $\dot{m} / \dot{m}_N = 1,0$),
- 71/44°C (Punkt 3 - mit 50 % des alten Massenstromes $\dot{m} / \dot{m}_N = 0,5$) oder
- 58/54°C (Punkt 4 - mit dreifachem Massenstrom $\dot{m} / \dot{m}_N = 3,0$).

Weitere Paarungen werden in Abbildung 5 wiedergegeben. Die im Bild gestrichelt eingetragene Linie symbolisiert die logarithmische Temperatur von 56,1 K. Sie ist die Summe aus Raumtemperatur (20°C) und logarithmischer Übertemperatur (36,1 K).

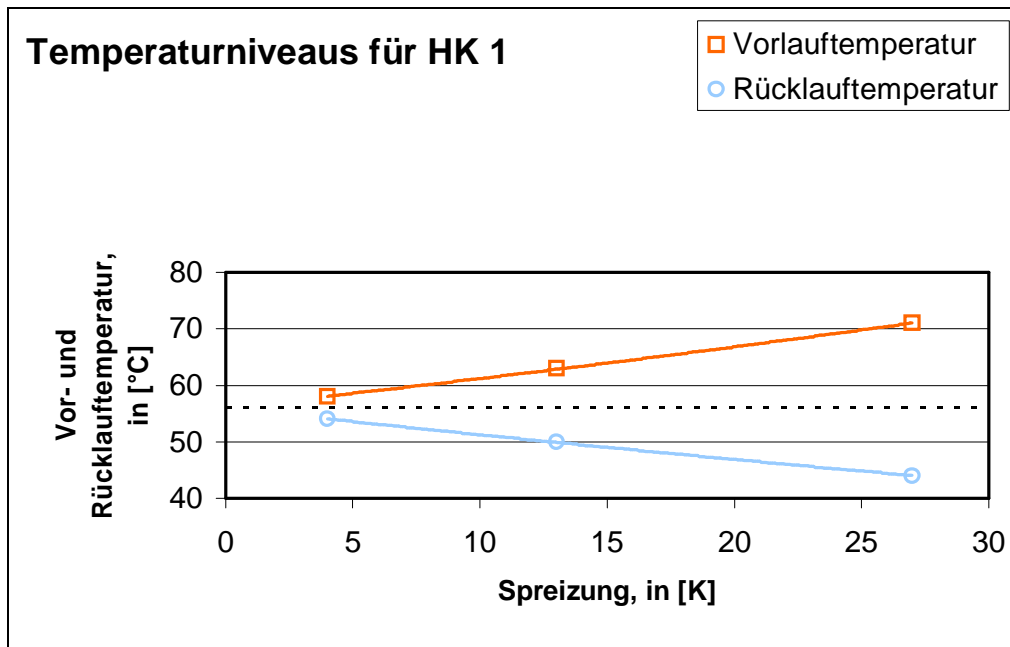


Abbildung 5 Mögliche Temperaturniveaus für Heizkörper 1

Ebenso wie für Raum 1 kann auch für Raum 2 ein Heizkörperauslegungsdiagramm erstellt werden. Es ist in Abbildung 6 wiedergegeben.

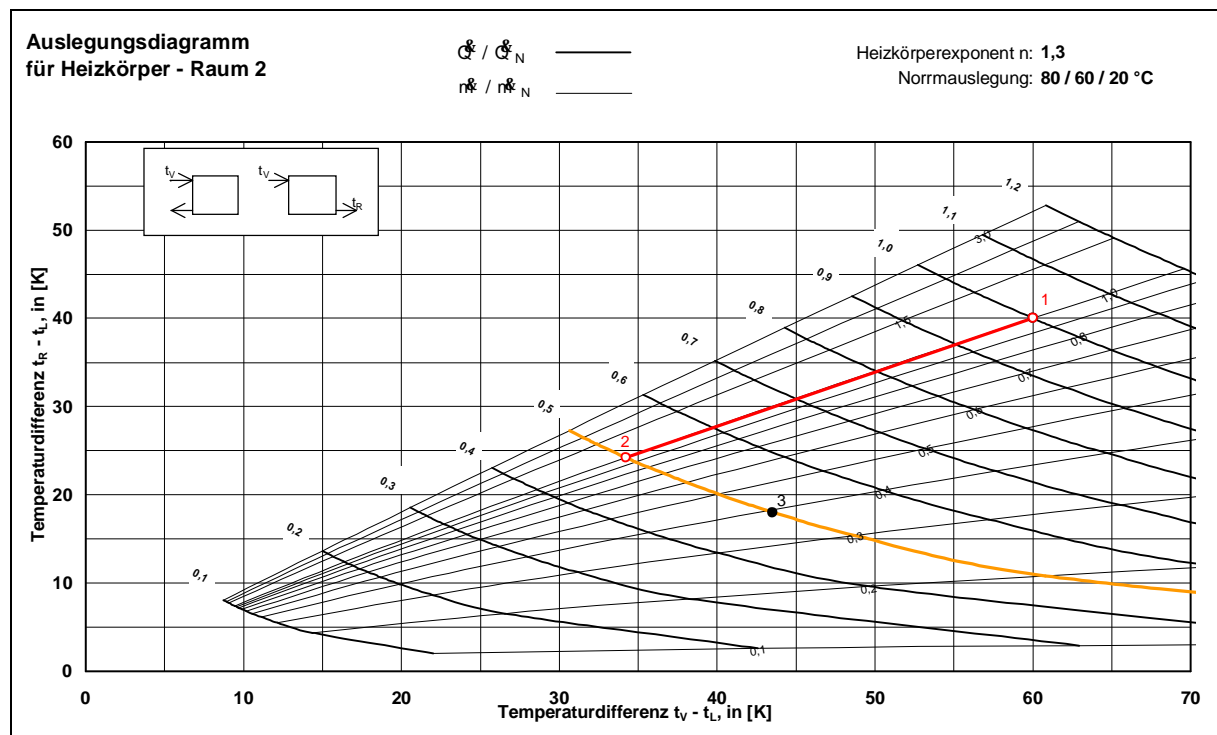


Abbildung 6 Heizkörperauslegungsdiagramm für Raum 2

Für den zweiten Raum - mit der größeren Überdimensionierung - ist ebenfalls der alte Auslegungspunkt (1) bei 80/60°C eingetragen. Hier beträgt die neue, aus den Leistungen bestimmte logarithmische Übertemperatur $\Delta\vartheta_{in} = 28,9$ K. Auf der eingetragenen orangenen Linie liegen die möglichen Temperaturpaarungen, die diese Übertemperatur ermöglichen und mit denen die neue Leistung für Heizkörper 2 erreicht werden kann.

Punkt 2 symbolisiert wie oben einen der neuen Auslegungspunkte, hier denjenigen mit gleichem Massenstrom ($\dot{m} / \dot{m}_N = 1,0$) wie vorher. Er wird bei Auslegungstemperaturen von 54/44°C erreicht. Die notwendige Vorlauftemperatur wird aber vom Heizkörper 1 bestimmt. Soll dort z.B. der alte Massen-

strom beibehalten werden, dann muss das ganze Netz mit einer Auslegungsvorlauftemperatur von $t_{v,A} = 63^\circ\text{C}$ betrieben werden (siehe Abbildung 4). Für den Heizkörper 2 bedeutet das, dass der Massenstrom auf nur 40 % seines alten Wertes sinkt (Punkt 3).

Anhand dieser Betrachtungen wird folgendes deutlich: selbst wenn das Netz vorher hydraulisch abgeglichen war, muss der Abgleich nach der Sanierung wiederholt werden, weil sich die thermischen und damit die hydraulischen Verhältnisse grundlegend ändern können! Es wird auch deutlich: die Wahl der neuen Vorlauftemperatur steht grundsätzlich offen. Die einzige Bedingung ist, dass alle Räume warm werden und für den thermisch ungünstigsten Raum die logarithmische Übertemperatur erreicht wird. Die Rücklauftemperaturen stellen sich an allen Heizkörpern automatisch ein. Damit ergibt sich eine mittlere Rücklauftemperatur für das ganze Netz. In diesem Punkt ähnelt das Verfahren der Heizkörperauslegung nach der VDI 6030 [4].

Praxis: Fehlende Daten für den Bestand

Eine Frage, die sich dem Praktiker beim Lesen sicherlich schon gestellt haben wird, soll an dieser Stelle beantwortet werden: Wie soll bei **fehlenden Daten** über das alte Gebäude und die alte Anlage vorgegangen werden?

Wenn nicht bekannt ist:

- welches **Temperaturniveau in der Altanlage** gefahren wird (die Vorlauftemperatur kann über die Reglereinstellungen ermittelt werden, die sich einstellende Rücklauftemperatur ist aber in der Regel unbekannt),
- ob die vorhandenen Heizkörper **passend zur alten Heizlast dimensioniert** waren und
- welche **Heizlasten vor der Sanierung** überhaupt vorlagen,

ist wie nachfolgend beschrieben zu verfahren.

Anstelle des "alten" Zustandes vor der Sanierung, für den die Daten fehlen, ist der "Normzustand des Heizkörpers" einzusetzen. Das bedeutet: in Gleichung 1 ist statt der "alten" logarithmischen Übertemperatur die "Übertemperatur bei Normtemperaturen" bei zu verwenden. Diese Normtemperaturen sind in der EN 442 mit 75/65/20°C festgelegt, wonach die Übertemperatur Gleichung 1 $\Delta\vartheta_{in,alt} = 49,8 \text{ K}$ beträgt.

Bei diesem Norm-Temperaturpaar dokumentieren Hersteller die Heizkörperleistungen in Katalogen. In Gleichung 2 wird dann an Stelle der "alten" unbekanntes Raumheizlast die Normheizleistung des Heizkörpers bei 75/65/20°C eingesetzt. Sie ist für den vorhandenen Heizkörper mit Hilfe von Katalogdaten zu bestimmen.

Trotz der beschriebenen veränderten Vorgehensweise ergibt sich die gleiche neue logarithmische Übertemperatur nach Gleichung 3. Allerdings gilt auch für diese Vorgehensweise, dass die neue Raumheizlast bekannt sein muss. Eine - zumindest überschlägige - Heizlastbestimmung für den sanierten Zustand muss vorliegen oder durchgeführt werden.

Weiteres Vorgehen

Die Wahl einer bestimmten Vorlauftemperatur für das ganze Netz wird von zahlreichen Faktoren bestimmt. Einzelne Einflüsse sind bereits in Abbildung 2 aufgezeigt worden, z.B. Bedingungen, die der Wärmeerzeuger an Vor- und Rücklauftemperaturen stellt oder auch vorhandene Heizkostenerfassungsgeräte, die eventuell eine bestimmte Mindest-Vorlauftemperatur erfordern. Betrachtet man all diese Randbedingungen, wird klar: alle Forderungen können nicht in vollem Umfang und gleicher Qualität erfüllt werden, es müssen zwangsläufig Prioritäten gesetzt werden.

Mit den Fragen, welche Randbedingungen bei der Wahl der Vorlauftemperatur und beim hydraulischen Abgleich zu beachten sind, wie eine Optimierung in der Praxis umgesetzt werden kann und weiteren Einzelthemen beschäftigen sich die späteren Teile der Serie.

Parallel zur Ausgabe dieser Serien wird das Problem **Optimierung von Anlagen im Bestand** auch in die Praxis umgesetzt und getestet. Zwei wichtige Projekte seinen kurz genannt: in einem von der Deutschen Bundesstiftung Umwelt (DBU) geförderten Feldprojekt werden noch in diesem Jahr etwa 70 Gebäude in Norddeutschland mit dem in dieser Serie beschriebenen Verfahren optimiert. Die resul-

tierende Energieeinsparung, der Kosten- und Zeitaufwand werden dabei auch quantitativ dokumentiert. Ein zugehöriges Softwareprogramm derzeit beim enercity-Klimaschutzfonds proKlima in Hannover eingesetzt und getestet. Die Ergebnisse dieser Projekte fließen in die Inhalte dieser Serie ein.

Teil 2: Einflüsse der Anlagentechnik auf die Optimierung

Rückblick: Notwendigkeit der Optimierung

Der erste Teil des Artikels beschäftigte sich mit der Frage, warum auf eine bauliche Modernisierung im Gebäudebestand eigentlich immer eine anlagentechnische Optimierung folgen sollte. Kurz zusammengefasst lautet die Antwort: mit der Sanierung sinken die Raumheizlasten und die Gebäudeheizlast. Wenn die Anlage nicht an die neuen Bedingungen angepasst wird, hat sie weiterhin die alte Leistung und kann auch nach der Modernisierung die gleiche Wärmemenge wie vorher abgeben. Es besteht die Gefahr einer - ggf. unbemerkten - Energieverschwendung durch den Nutzer, z. B. durch dauerhaft gekippte Fenster.

In einer Pumpenwarmwasserheizung verändern sich nach der baulichen Modernisierung die Volumenströme, die zum Erreichen der notwendigen Wärmeabgabe der Heizflächen nötig sind. Daher stimmt i. A. auch der hydraulischen Abgleich nicht mehr, sofern die Heizungsanlage vorher überhaupt hydraulisch abgeglichen war. Im Zuge einer Optimierung sollte auf den hydraulischen Abgleich ein Hauptaugenmerk gerichtet werden.

Voraussetzungen für die Wahl des Temperaturniveaus

Bleibt nach der baulichen Modernisierung die alte Vorlauftemperatur bestehen, sind in der Regel alle Heizflächen überdimensioniert. Um die Heizkörperleistung an die neuen Verhältnisse anzupassen, muss die Übertemperatur des Systems (mittlere Temperatur über Raumtemperatur) herabgesetzt werden.

Die Abhängigkeit zwischen neuer Heizkörperleistung, neu zu wählender Vorlauftemperatur und sich in Abhängigkeit von der Überdimensionierung des Heizkörpers bezogen auf die Raumheizlast ergebenden Rücklauftemperatur wird durch die logarithmische Übertemperatur ausgedrückt. Mit unterschiedlich gewählten Vorlauftemperaturen stellen sich an jedem Heizkörper andere Rücklauftemperaturen ein. Dabei gibt es für jede Vorlauftemperatur im Netz immer genau eine sich einstellende Rücklauftemperatur an jedem Heizkörper und damit eine mittlere Rücklauftemperatur im Netz.

Die möglichen Paare von Vor- und Rücklauftemperatur ergeben für jeden Heizkörper immer dieselbe logarithmische Übertemperatur. Diese wird von der nötigen Wärmeabgabe des Heizkörpers vorgegeben. Der Heizkörper, der nach der Modernisierung des Gebäudes die geringste Überdimensionierung bezogen auf die Raumheizlast aufweist, wird als der thermisch ungünstigste bezeichnet.

Aus der Gebäudeaufnahme und einer (ggf. vereinfachten) Heizlastberechnung müssen zur Optimierung des Temperaturniveaus bekannt sein (siehe erster Teil des Aufsatzes):

- alle Raumheizlasten nach der Modernisierung,
- die Normheizlasten der jeweils installierten Heizflächen bzw. die Heizlasten bei einem bestimmten Temperaturniveau,
- die daraus bestimmten notwendigen logarithmischen Übertemperaturen für jeden Heizkörper
- der thermisch ungünstigste Heizkörper (größte logarithmische Übertemperatur).

Randbedingungen für die Wahl des Temperaturniveaus

Die zunächst sehr groß erscheinende Anzahl der möglichen Temperaturniveaus wird durch die Randbedingungen der Nutzung, aber vor allem durch die vorhandenen Anlagenkomponenten und -systeme begrenzt. Diese sind in Abbildung 7 zusammengestellt und werden im folgenden Text erläutert.

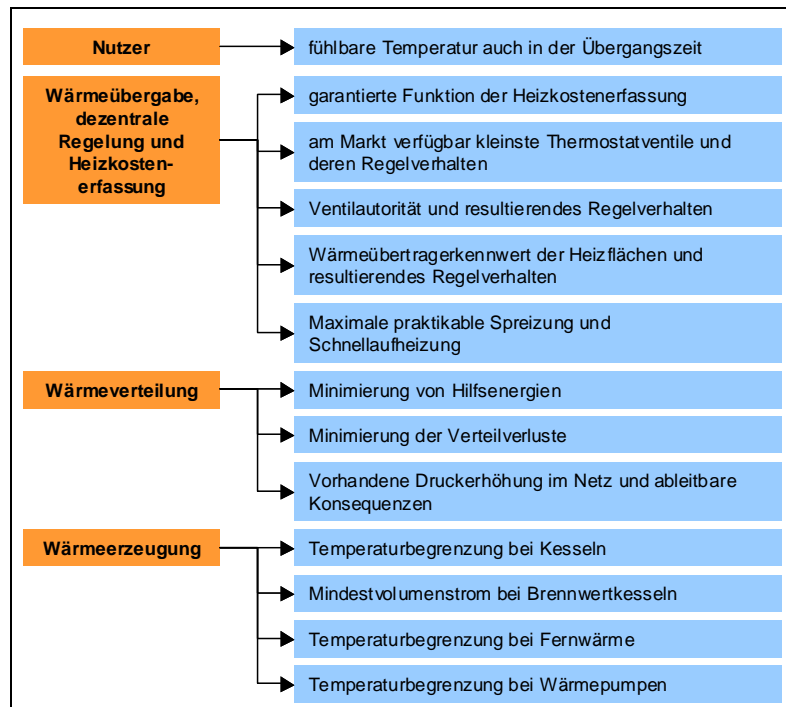


Abbildung 7 Einflüsse auf die Wahl des neuen Temperaturniveaus

Einfluss des Nutzers: fühlbare Temperatur

Die Wahl einer bestimmten Vorlauftemperatur wird im Mehrfamilienhaus durch das Nutzerempfinden beeinflusst. Auch bei höheren Außentemperaturen in der Übergangszeit sollte – um Beschwerden der Bewohner vorzubeugen – für den Nutzer "fühlbar" sein, dass die Heizung in Betrieb ist. Dazu müssen gewisse Mindestvorlauftemperaturen vorhanden sein. Setzt man bei etwa 12 °C Außentemperatur voraus, dass die Vorlauftemperatur wenigstens 30 °C erreicht, damit ein "Wärmeeindruck" entsteht, dann muss die **Auslegungsvorlauftemperatur 65°C** und mehr betragen.

Dieses Kriterium findet im Einfamilienhausbereich weniger Anwendung, da die Nutzer in der Regel besser über ihre Heizungsanlage informiert sind.

Einschränkungen durch die Heizkostenerfassung

Auch die im Mehrfamilienhaus typischen installierten Heizkostenerfassungsgeräte können Anforderungen an die Mindestvorlauftemperatur stellen. So sollte bei Einsatz von konventionellen Verdunstern die **mittlere Heizkörpertemperatur bei der Auslegung über 55...60 °C** liegen. Für neuere elektronische Ein- und Zweifühlergeräte ist ein Einsatz ab ca. **30...35 °C** mittlerer Heizkörpertemperatur bei Auslegungsbedingungen möglich.

Die mittlere Heizkörpertemperatur wird von den ursprünglichen Auslegungstemperaturen und dem Grad der Überdimensionierung der Heizkörper nach der Modernisierung bestimmt. War die Heizung früher auf 70/50 °C ausgelegt (mittlere Heizkörpertemperatur bei der Auslegung in erster Näherung 60 °C), konnten Verdunster eingesetzt werden. Wenn die Raumheizlasten nach der Modernisierung aber auf etwa die Hälfte sinken, dann sind mittlere Heizkörpertemperaturen von etwa 40°C am Auslegungstag zu erwarten. Dieser Wert stellt sich unabhängig von der Wahl der Vor- und Rücklauftemperatur ein, denn es handelt sich um den Mittelwert aus beiden (vgl. Auftragung in Abbildung 12). Es muss in diesem Fall über eine andere Abrechnungsart nachgedacht werden, z.B. die Umrüstung auf elektronische Ein- oder Zweifühlergeräte.

Ventilautorität von Thermostatventilen

Die Ventilautorität a_v eines Thermostatventils ist ein Maß für das Regelverhalten des Ventils im Zusammenspiel mit dem hydraulischen Netz. In Gleichung 4 ist die Definition in zwei unterschiedlichen Schreibweisen wiedergegeben.

$$a_V = \frac{\Delta p_{\text{THKV}}}{\Delta p_{\text{Verfügbar}}} = \frac{\Delta p_{\text{THKV}}}{\Delta p_{\text{THKV}} + \Delta p_{\text{Netz}}} \quad \text{Gleichung 4}$$

Die Ventilautorität ist das Verhältnis von Druckabfall über dem Thermostatventil Δp_{THKV} zum maximal verfügbaren Druck $\Delta p_{\text{verfügbar}}$. Der verfügbare Druck kann auch ausgedrückt werden als Summe des Druckabfalls über dem Ventil Δp_{THKV} und über dem restlichen Netz Δp_{Netz} . Fließt im Netz kein Wasser, d.h. es sind alle Thermostatventile geschlossen, liegt am Ventil der maximal verfügbare Druck an.

Der maximal verfügbare Druck wird durch die Pumpe vorgegeben, ggf. auch durch einen eingesetzten Differenzdruckregler oder ein Überströmventil. Der Druckabfall im Netz wird bestimmt durch Leitungslängen und Einbauten zwischen Pumpe und Ventil.

Das Regelverhalten ist umso besser, je höher die Ventilautorität a_V ist. Sie kann maximal 1,0 werden, wenn der Druckabfall im restlichen Netz vernachlässigbar klein ist. In diesem idealen Fall verhalten sich Ventilhub und der durch das Thermostatventil fließende Volumenstrom proportional zueinander. Bei 50 % geschlossenem Ventil fließen nur noch 50 % des maximalen Volumenstroms.

Je kleiner die Ventilautorität a_V wird, desto mehr weicht das Betriebsverhalten des Ventils von der Linearität ab. Deutlich zu erkennen sind die Zusammenhänge in Abbildung 8, dort im I. Quadranten. Bei einem zu 50 % geschlossenen Ventil fließen bei der gezeichneten Ventilautorität immer noch 75 % des maximalen Volumenstroms. Die merkliche Verminderung des Volumenstromes wird in den unteren Hubbereich verschoben.

In der Praxis hat sich bewährt, die **Ventilautorität** für den im Netz am hydraulisch ungünstigsten gelegenen Heizkörper **nicht kleiner als $a_V = 0,30$** zu wählen. Hydraulisch ungünstig heißt: der Druckverlust in den Vor- und Rückleitungen ist für diesen Heizkörper am größten verglichen mit allen anderen Heizkörpern. Meist ergibt sich der höchste Druckverlust bei dem Heizkörper, der am weitesten von der Pumpe entfernt ist, d. h. der die längste Leistungslänge aufweist. Alle anderen, hydraulisch günstiger gelegenen Heizkörper weisen dann bessere (größere) Ventilautoritäten auf, weil die Netzdruckverluste kleiner sind, die Pumpendruckerrhöhung aber gleich bleibt. Weitere Ausführungen folgen im nächsten Teil der Serie.

Wärmeübertragerkennwert der Heizflächen

Ebenso wie das Regelverhalten eines Thermostatventils von der Ventilautorität a_V bestimmt wird, gibt es einen Kennwert für die Regelbarkeit der Heizflächen selbst. Dieser Kennwert ist der Wärmeübertragerkennwert a , der in Gleichung 5 definiert ist.

$$a = \frac{\vartheta_{V,A} - \vartheta_{R,A}}{\vartheta_{V,A} - \vartheta_L} \quad \text{Gleichung 5}$$

Der Wärmeübertragerkennwert ist das Verhältnis der Temperaturspreizung zwischen Vor- und Rücklauf am kältesten Tag $\vartheta_{V,A} - \vartheta_{R,A}$ zur Vorlaufübertemperatur $\vartheta_{V,A} - \vartheta_L$ (ϑ_L ist die Temperatur im Raum). Er wird - bei vorgegebener Übertemperatur des Heizkörpers - größer, wenn die Spreizung zunimmt.

Das Regelverhalten der Heizfläche ist umso besser, je höher der Wärmeübertragerkennwert a ist. Er kann im besten Fall 1,0 betragen. In diesem idealen Fall verhalten sich der Volumenstrom durch den Heizkörper und seine Leistungsabgabe proportional zueinander. Bei 50 % des fließenden Volumenstroms wird nur noch 50 % der maximalen Leistung abgegeben.

Je kleiner der Wärmeübertragerkennwert a wird, desto mehr weicht das Betriebsverhalten des Heizkörpers von der Linearität ab. Auch dieser Zusammenhang ist Abbildung 8 dargestellt, dort im II. Quadranten. Dargestellt ist etwa eine Auslegung bei 90/70 °C. Bei einer Reduzierung des Volumenstroms auf 25 % des Auslegungswertes wird immer noch 50 % der maximalen Leistung abgegeben. Eine Verminderung der Leistungsabgabe erfolgt erst bei sehr kleinen Volumenströmen.

Um eine einigermaßen gute Regelbarkeit zu gewährleisten, sollte der **Wärmeübertragerkennwert a** für den thermisch ungünstigsten Heizkörper so groß wie möglich sein, jedoch **nicht kleiner als 0,2**. Thermisch ungünstig heißt, wie bereits eingangs erläutert: dieser Heizkörper benötigt die höchste Übertemperatur zur Deckung der Raumheizlast, weil er am wenigsten überdimensioniert ist. An die-

sem Heizkörper ergibt sich eine ausreichen hohe Übertemperatur bei vorgegebener Vorlauftemperatur nur bei einer ebenfalls recht hohen Rücklauftemperatur. Die Spreizung zwischen beiden Werten ist gering und führt damit zu einem kleinen Wärmeübertragerkennwert. Alle anderen, thermisch günstigeren Heizkörper weisen eine größere Überdimensionierung auf. Hier werden geringere Übertemperaturen benötigt, es stellen sich niedrigere Rücklauftemperaturen ein. Die Wärmeübertragerkennwerte sind größer und damit besser als am thermisch ungünstigsten Heizkörper.

Zusammenspiel Wärmeübertragerkennwert und Ventilautorität

Das Zusammenspiel zwischen der Regelbarkeit des Ventils (Ventilautorität) und der Heizflächen (Wärmeübertragerkennwert) ist in der bereits mehrfach angesprochenen Abbildung 8 dargestellt.

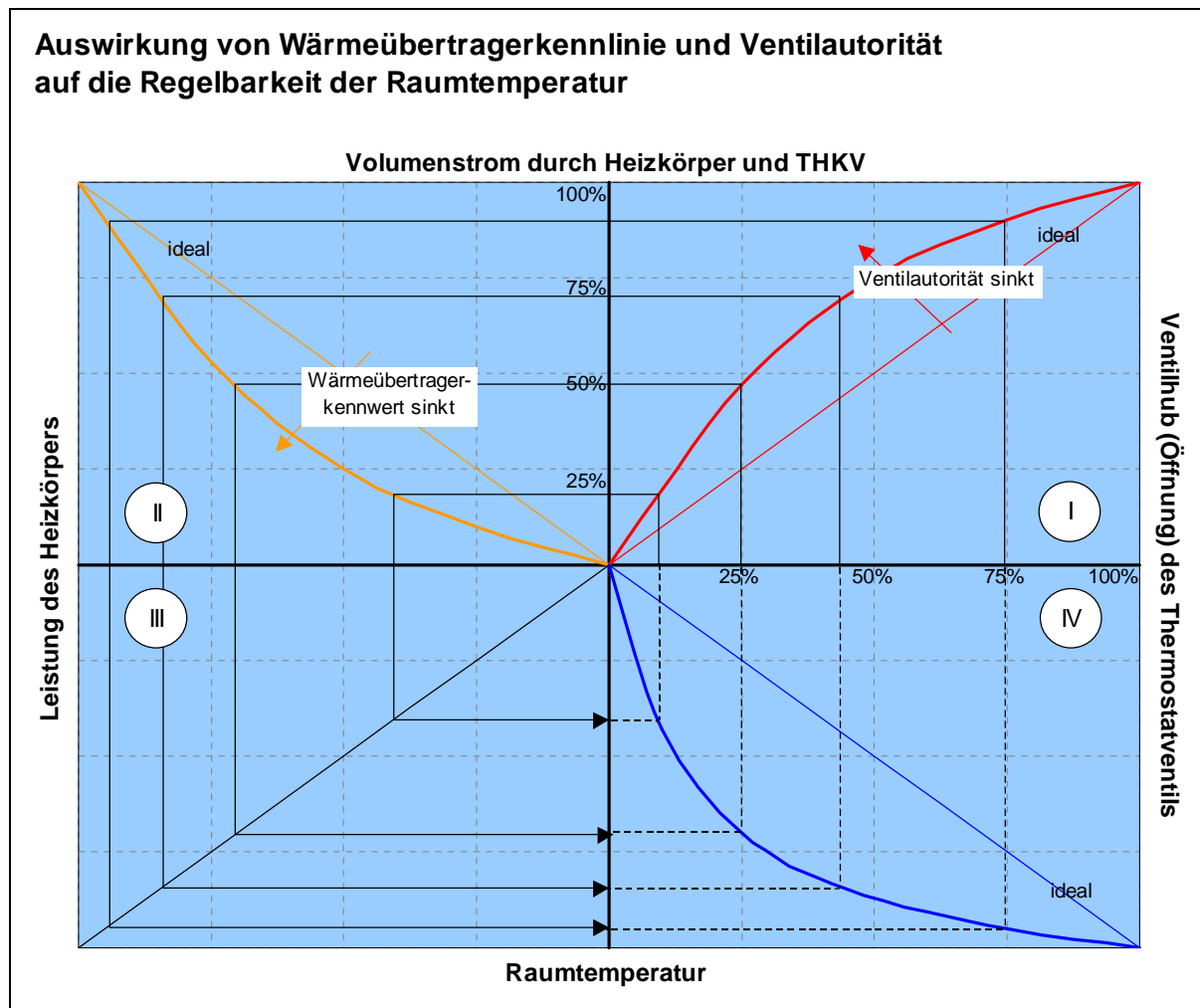


Abbildung 8 Auswirkungen unterschiedlicher Ventilautoritäten und unterschiedlicher Wärmeübertragerkennwerte auf die Regelbarkeit

Das Bild zeigt in seinem IV. Quadranten den Zusammenhang zwischen dem Ventilhub und der sich einstellenden Raumtemperatur. Man sieht deutlich: weil im realen Betrieb weder für die Ventilautorität noch für den Wärmeübertragerkennwert die idealen (linearen) Kennlinien erreicht werden können, ergibt sich eine sehr stark durchgebogene (entartete) Kurve. Ein Schließen des Thermostatventils bewirkt zunächst fast keine Minderung der abgegebenen Heizleistung. Die Raumtemperatur ändert sich nicht wesentlich. Erst im unteren Viertel des Hubbereiches beginnt die eigentliche Regelung.

Die Effekte der geringen Ventilautoritäten und geringen Wärmeübertragerkennwerten können sich gegenseitig derart verstärken, dass praktisch nur noch eine Zweipunktregelung möglich ist.

Verfügbarkeit von Thermostatventilen

Der hydraulische Abgleich, der zur Optimierung des Heizsystems unbedingt durchgeführt werden muss, bedingt den Einbau von zusätzlichen Festwiderständen im Netz. Dazu werden an den Heizkörpern meist Thermostatventile mit Voreinstellung (= zusätzlicher Widerstand) eingesetzt. Darüber hinaus können auch einstellbare Rücklaufverschraubungen vorgesehen werden.

In diesem Artikel soll nur auf die heute gebräuchlichste Lösung in Form von voreinstellbaren Thermostatventile (THKV) eingegangen werden und deren heutige Verfügbarkeit und Einsatzgrenzen näher erläutert werden. Die Wahl des Temperaturniveaus wird von der Wahl der THKV entscheidend mitbestimmt. Auf die hydraulischen Zusammenhänge geht der 3. Teil der Serie näher ein.

THKVs mit Voreinstellung sind in bestimmten Größen (DN) und Durchlasswerten - den k_V -Werten - verfügbar. Der k_V -Wert ist in Gleichung 6 definiert:

$$k_V = \sqrt[5]{\dot{V}_{\text{THKV}}} \cdot \sqrt{\frac{1 \text{ bar}}{\Delta p_{\text{THKV}}}} \quad \text{Gleichung 6}$$

Der k_V -Wert für den Auslegungsfall wird mit dem Volumenstrom durch das Ventil und dem Druckabfall über dem Ventil im Auslegungszustand berechnet. Beide Werte hängen von der Dimensionierung des Netzes ab.

Die nötige Auslegungsleistung des Heizkörpers $\dot{Q}_{\text{HK,A}}$ wird durch die vorhandene Raumheizlast bestimmt. Damit liegen die mittlere Heizkörpertemperatur bzw. die Übertemperatur des Heizkörpers fest. Je nach Wahl der Vorlauftemperatur $\vartheta_{V,A}$ ergibt sich somit eine bestimmte Rücklauftemperatur $\vartheta_{R,A}$ und damit nach Gleichung 7 der Volumenstrom $\sqrt[5]{\dot{V}_{\text{THKV}}}$ durch das Thermostatventil.

$$\sqrt[5]{\dot{V}_{\text{THKV}}} = \frac{\dot{Q}_{\text{HK,A}}}{1,17 \text{ kWh}/(\text{m}^3\text{K}) \cdot (\vartheta_{V,A} - \vartheta_{R,A})} \quad \text{Gleichung 7}$$

Der Druckabfall über dem Thermostatventil Δp_{THKV} wird durch das vorgeschaltete Netz und die Druckerhöhung der Pumpe bestimmt. Der Druck, den die Pumpe aufbaut, wird teilweise in den Vor- und Rücklaufleitungen (und allen vorhandenen Einbauten) bis zum Ventil aufgebraucht. Der verbleibende Rest muss durch das Ventil abgebaut werden.

Auf den k_V -Wert, den die Bedingungen für den Auslegungsfall vorgeben, muss das Ventil ausgelegt werden. Dazu werden Herstellerunterlagen - in Form von Tabellen oder Diagrammen - herangezogen. Eine mögliche Darstellung zeigt Abbildung 9.

Zur Auswahl eines Ventils mit einer bestimmten Voreinstellung wird noch eine andere Kenngröße benötigt: der P-Bereich. Dieser Wert gibt an, wie viel Grad Celsius (oder Kelvin) Raumtemperaturerhöhung dazu führen, dass das Ventil vom Auslegungszustand (z.B. 20°C Raumtemperatur) ausgehend schließt. Ein P-Bereich von 2 K bedeutet, dass bei 22°C Raumtemperatur das Ventil voll geschlossen ist.

Ein großer P-Bereich bedeutet für ein Ventil, dass es nicht so empfindlich auf Raumtemperaturerhöhungen reagiert und daher besser (d.h. hier mit geringerem Schwingverhalten und mit weniger Neigung zum Zweipunktverhalten) regelbar ist. Andererseits bedeutet ein hoher P-Bereich auch, dass im Raum bei Fremdwärmeanfall (Sonneneinstrahlung usw.) eine größere Abweichung vom Sollwert (20°C) vorhanden ist. Wie oben ausgeführt, würde das Ventil mit einem P-Bereich von 2 K erst bei 22°C im Raum voll geschlossen sein. Diese erhöhte Temperatur ist energetisch ungünstig, weil die Verluste durch Lüftung und Transmission dann höher sind, als nötig.

Für die Auslegung von Thermostatventilen werden - je nach Quelle - daher verschiedene Empfehlungen für die Wahl eines P-Bereiches gegeben: es hat sich sowohl aus Gründen der Energieeinsparung als auch aus Gründen der Regelbarkeit als praktikabel erwiesen, den P-Bereich im Bereich von 0,7 bis 2,0 K zu wählen.

Die Verfügbarkeit von Ventilen wird anhand eines Beispiels gezeigt. Drei Räume sollen hier exempla-

risch gegenübergestellt und jeweils ein Thermostatventil bzw. eine Voreinstellung gewählt werden. Die Randdaten der drei Räume sind so gewählt, dass sich für den k_v -Wert der Thermostatventile zwei Extrema und ein mittlerer Wert ergeben. Raum 1 könnte ein kleineres Kinderzimmer in einem Niedrigenergiegebäude (30 W/m^2) mit Brennwerttherme (hoher Druckabfall über dem Ventil) sein. Bei Raum 3 kann es sich um ein kleineres Wohnzimmer in einem älteren Mehrfamilienhaus (100 W/m^2) handeln.

Raum	1	2	3
bezogene Heizlast, in $[\text{W/m}^2]$	30	60	100
Raumfläche, in $[\text{m}^2]$	8	12	16
Heizlast, in $[\text{W}]$	240	720	1600
Temperaturspreizung, in $[\text{K}]$	20	15	10
Volumenstrom, $[\text{m}^3/\text{h}]$	0,010	0,041	0,092
Druckabfall über dem Ventil, in $[\text{mbar}]$	250	150	50
k_v , in $[\text{m}^2/\text{h}]$	0,02	0,11	0,41

Die drei Ventile (bzw. deren Voreinstellung), die gewählt werden, sollen jeweils P-Bereiche von 0,7...2,0 K aufweisen. Abbildung 9 zeigt ein Auslegungsdiagramm für ein herkömmliches voreinstellbares Thermostatventil.

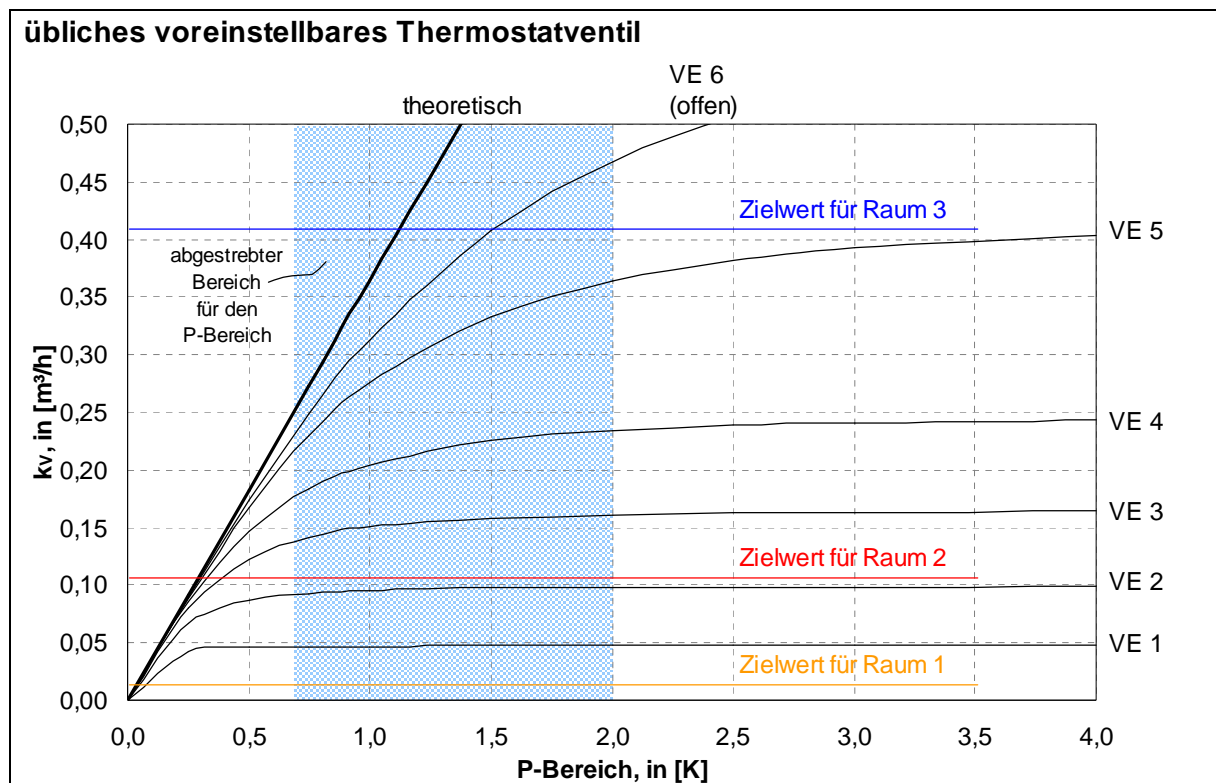


Abbildung 9 k_v -Wert eines üblichen Ventils mit verschiedenen Voreinstellungen VE

Im Bild sind die "Zielwerte" für den k_v -Wert der einzelnen Räume als farbige waagerechte Linien eingetragen. Weiterhin ist der anzustrebende Bereich für den P-Bereich gekennzeichnet. Die gewählte Voreinstellung für das Ventil sollte sich sowohl auf der Zielwertlinie für k_v , als auch im anzustrebenden P-Bereich befinden. Für Raum 3 mit einem berechneten k_v -Wert von $0,41 \text{ m}^3/\text{h}$ kann das THKV ohne Voreinstellung (VE 6) eingebaut werden. Es hat dann einen P-Bereich von 1,5 K.

Für Raum 2 müsste eine sehr hohe Voreinstellung (etwa VE 2,2) des THKV vorgenommen werden. Die Regelbarkeit ist in diesem Fall bereits sehr schlecht, weil der stetige Regelbereich nur sehr klein ist. Verfolgt man die Kurve VE 2 beginnend vom Nullpunkt, dann steigt die Kurve bis etwa zum P-Bereich von 0,2 K fast proportional (linear) an. Bis etwa 0,5 K flacht sie im weiteren Verlauf stark ab, danach ist sie im Prinzip eine Waagerechte. Das bedeutet aber, dass das Ventil bereits bei einer Raumtemperaturerhöhung von 0,5 K im Raum voll geschlossen ist. Es gibt praktisch nur ein Zwei-punktverhalten.

Für Raum 1 kann praktisch kein Ventil gewählt werden, weil die kleinste Voreinstellung des Ventils

(VE 1) noch unterschritten werden müsste. Für die Anwendungsfälle 1 und 2, also Thermostatventile mit kleinen benötigten k_V -Werten sollten besser voreinstellbare Feinstregulierventile verwendet werden. Ein typisches Herstellerdiagramm zeigt Abbildung 10.

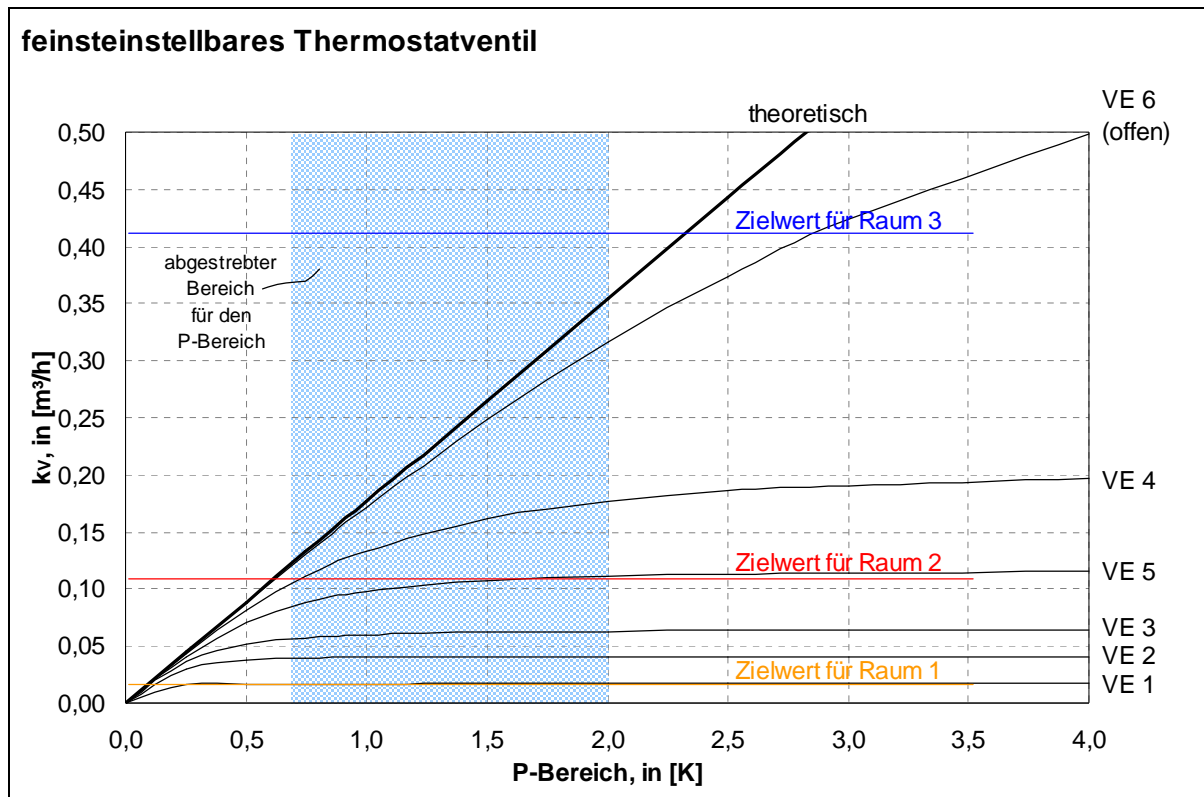


Abbildung 10 k_V -Wert eines feinjustierbaren Thermostatventils mit verschiedenen Voreinstellungen VE

Für den Raum 3 mit der großen Heizlast und dem nötigen hohen k_V -Wert von $0,41 \text{ m}^3/\text{h}$ kann das feinjustierbare Ventil nicht eingesetzt werden, es ist zu klein für diesen Anwendungsfall. Der "Zielwert" von k_V wird erst bei voll offenem Ventil erst bei einem P-Bereich von $2,7 \text{ K}$ erreicht. Dieser Wert liegt außerhalb des anzustrebenden P-Bereichs. Für Raum 2 mit mittleren Auslegungsdaten wäre das feinjustierbare Ventil einsetzbar. Die Voreinstellungen 4 oder 5 könnten gewählt werden. Es würden sich zugehörige P-Bereiche von etwa $0,75 \text{ K}$ bzw. $1,7 \text{ K}$ ergeben.

Für Raum 1 müsste die größte Voreinstellung (VE 1) gewählt werden, um den sehr kleinen nötigen k_V -Wert zu erreichen. Der zugehörige P-Bereich kann nicht angegeben werden. Das Ventil ist praktisch entweder voll auf (unterhalb ca. 20°C) oder ganz geschlossen (oberhalb ca. $20,3^\circ\text{C}$). Eine stetige (proportionale) Regelung erfolgt also nur im P-Bereich von 0 bis $0,3 \text{ K}$. Das Regelverhalten ähnelt auch hier dem einer Zweipunktregelung.

Die **Einsatzgrenze** der heute verfügbaren **voreinstellbaren Ventile** liegt also bei einem minimalen **k_V -Wert von $0,02 \text{ m}^3/\text{h}$** . Noch kleinere Ventile sind nicht verfügbar bzw. noch kleinere k_V -Werte sind nicht einstellbar. Das Regelverhalten ist aber nur bei k_V -Werten oberhalb von $0,15 \text{ m}^3/\text{h}$ und bei Einsatz von feinjustierbaren Ventilen einigermaßen proportional.

Die begrenzte Verfügbarkeit von voreinstellbaren THKV mit ausreichend kleinen k_V -Werten limitiert so die Auswahl beliebig großer Spreizungen. Die Wahl der Vorlauftemperatur richtet sich also auch nach dem k_V -Wert. Im Netz sollten daher möglichst nicht zu kleine Volumenströme fließen, und der Druckabfall über dem Ventil sollte nicht zu hoch sein. Letzteres lässt sich bei Einsatz von Wandkesseln mit kleinem Wasserinhalt jedoch oftmals nicht vermeiden, siehe Erläuterungen im nächsten Teil des Artikels.

Schaut man sich die Randbedingungen für Raum 1 und 2 an, ist klar: hier handelt es sich um typische Räume im Niedrigenergiegebäude oder gut sanierten Bestand. Die Probleme der hohen Voreinstellungen und der dadurch bedingten recht schlechten Regelbarkeit sind also kein Einzelfall. Thermostatventile mit niedrigeren Einsatzgrenzen sind gefragt!

An dieser Stelle sei daraufhingewiesen, dass es solche Thermostatventile schon am Markt gibt. Es handelt sich hierbei nicht um voreinstellbare Thermostatventile, sondern um Thermostatventile mit austauschbaren Ventilkegeln (k_V -Kegeln). Jeder Kegel hat einen anderen Durchflusswert; der passende Kegel kann je nach Bedarf in das Ventil eingesetzt werden. Ein Herstellerdiagramm zeigt Abbildung 11.

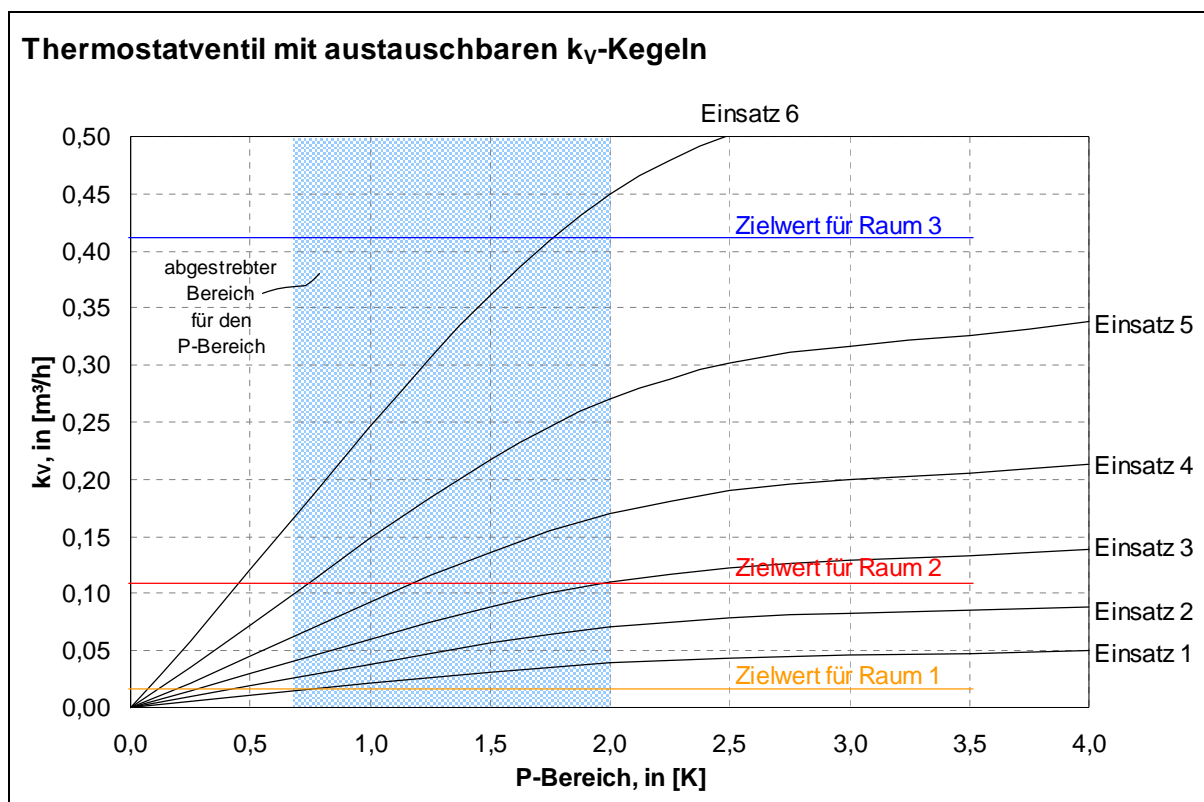


Abbildung 11 k_V -Wert eines Thermostatventils mit austauschbaren k_V -Kegeln

Ein deutlich erkennbarer Unterschied zu den voreinstellbaren Ventilen ist der sehr proportionale Verlauf aller sechs Kennlinien (jede für einen der 6 verschiedenen Einsätze) im kompletten Bereich bis zur üblichen Einsatzgrenze eines P-Bereiches von 2 K.

Im Beispiel könnte dieses (kleinste verfügbare) Thermostatventil für den Raum 3 mit dem Ventilkegel 6 eingesetzt werden. Ein P-Bereich von etwa 1,8 K ergäbe sich. Für Raum 2 könnten die Einsätze 3, 4 oder 5 gewählt werden. Jeder würde zu einem anderen P-Bereich führen. Sinnvoll wäre sicher der mittlere Einsatz Nr. 4 mit einem P-Bereich von etwa 1,2 K. Auch für Raum 1 mit der geringen Heizlast ließe sich ein Kegel finden: Einsatz Nr. 1 führt immerhin noch zu einem P-Bereich von 0,7 K.

Die gute Regelbarkeit sei hier am Beispiel des Raumes 2 noch erläutert. Der P-Bereich beträgt bei Auslegung (Einsatz 4) 1,2 K. Das bedeutet: wenn die Temperatur im Raum 20°C beträgt, ist das Ventil ganz geschlossen. Steigt sie auf 20,6 °C ist es halb und bei 21,2 °C voll geschlossen. Der Schließverlauf hängt also recht linear von der Raumtemperatur ab.

Die Einschränkung der minimalen **Einsatzgrenze** auf einen **k_V -Wert von 0,02 m³/h** kann auch für Thermostatventile mit austauschbaren Ventilkegeln aufrechterhalten werden. Unterhalb dieses Wertes lassen sich keine einsetzbaren Kegel mehr finden.

Maximale Spreizung

Bei der Wahl des Auslegungstemperaturniveaus sollte darauf geachtet werden, dass die Spreizung zwischen Vorlauf- und Gesamtrücklaufemperatur im Netz **nicht mehr als 25 Kelvin** beträgt. Die Spreizung an den thermisch ungünstigen Heizkörpern im Netz ist dabei kleiner als 25 K, an thermisch günstigen Heizkörpern stellt sich eine höhere Spreizung ein. Es werden dadurch nicht allzu "exotische" Temperaturniveaus nach der Optimierung zustande kommen. Die Begrenzung stellt außerdem sicher, dass die Totzeiten im Netz - wegen sehr geringer Volumenströme - nicht zu hoch werden und die Temperaturschichtung in den Heizkörpern für den Nutzer akzeptabel ist.

Der Extremfall, dass die Spreizung von 25 K im Netz wirklich erreicht wird, tritt nur sehr selten ein. Oft kann die maximale Spreizung gar nicht gewählt werden, weil für die resultierenden sehr kleinen Volumenströme (und der daraus resultierenden kleinen k_V -Werte) keine Thermostatventile mehr gefunden werden können.

Minimierung der Verteilverluste

Eine Forderung bei der Wahl des Temperaturniveaus (Übertemperatur) kann zusätzlich sein, die Verteilverluste des Heizungsnetzes gering zu halten. Hierzu könnte das Temperaturniveau insgesamt herabgesenkt werden. Dieser Ansatz ist bei der nachträglichen Optimierung einer bestehenden Anlage nicht zielführend. Niedrigere Übertemperaturen lassen sich in ein und demselben Gebäude nur mit größeren Heizflächen erreichen.

Weil die Heizkörpergrößen festliegen, ist auch die notwendige Übertemperatur für jeden Heizkörper bestimmt. Zu jeder Übertemperatur gehören Paare von Vor- und Rücklaufemperatur, deren Mittelwert etwa immer gleich ist. Diese Tatsachen wurden bereits erläutert. Wählt man also geringere Vorlaufemperaturen, um die Wärmeverluste der Vorlaufleitungen zu vermindern, dann stellen sich wärmere Rücklaufemperaturen ein und die Wärmeverluste der Rücklaufleitungen steigen. Hier kann nicht - jedenfalls nicht durch geschickte Wahl eines Temperaturniveaus - optimiert werden.

Minimierung der Hilfsenergien

Zur Verminderung der Antriebsenergie der Umwälzpumpe sollten möglichst kleine Volumenströme im Netz umgewälzt werden. Diese sind an **hohe Temperaturspreizungen** geknüpft. Hohe Spreizungen erhält man immer dann, wenn der Wärmeübertragerkennwert hoch ist. Beide Werte sind aneinander gekoppelt. Da der Wärmeübertragerkennwert so groß wie möglich gewählt werden soll, stellt sich automatisch die geringste Hilfsenergie ein.

Temperaturbegrenzungen bei Kesseln

Kessel stellen je nach Typ verschiedene Anforderungen an die Vor- und Rücklaufemperaturen des Netzes, die bei der Optimierung beachtet werden müssen.

Eine **minimale, nicht zu unterschreitende Rücklaufemperatur** muss z. B. bei Standardkesseln eingehalten werden, damit es nicht zur Kondensation im Kessel kommt. Eine **niedrige mittlere Heizwassertemperatur** vermindert die Kesselverluste (erhöht den Nutzungsgrad) bei Niedertemperaturkessel und steigert den Brennwerteffekt für zwangsdurchströmte Brennwertthermen. Für (bodenstehende) Brennwertkessel sollten **geringe Rücklaufemperaturen** zur Erhöhung der Brennwertnutzung erreicht werden. Diese Bedingung ist bereits automatisch erfüllt, wenn für die Heizkörper hohe Wärmeübertragerkennwerte gewählt werden, denn die Kennwerte sind aneinander gekoppelt.

Mindestvolumenstrom bei Kesseln

Für zwangsdurchströmte Brennwertthermen mit kleinen Wasserinhalten ($V_{\text{Kessel}} / \dot{Q}_{\text{Kessel}} < 1 \dots 1,5$ l/kW) muss in der Regel ein Kesselmindestvolumenstrom während der Brennerlaufzeiten eingehalten werden, damit es nicht zur Überhitzung der Geräte kommt. In der Regel geben die Hersteller diesen Mindestvolumenstrom nicht explizit an. Er hängt von der Temperatur, mit der das Wasser in den Kessel eintritt, der maximal erlaubten Temperatur im Kessel, der eingestellten Kesselleistung und dem im Kessel gespeicherten Wasservolumen ab.

Da der Wert i. d. R. unbekannt ist, und - sofern er doch bekannt ist - nicht problemlos auf jede Betriebsbedingung umgerechnet werden kann, wird er bei der Optimierung des Temperaturniveaus nicht berücksichtigt. Begründet wird diese pragmatische Vorgehensweise durch die Tatsache, dass bei Einsatz solcher Geräte prinzipiell immer eine Einrichtung zur Sicherstellung des Volumenstroms werksseitig vorhanden ist (internes Überströmventil) oder der Einbau vom Hersteller dringend empfohlen wird (externes Überströmventil, hydraulische Weiche, Dreiwege-Thermostatventil). Die sich ergebenden negativen Konsequenzen, z. B. verminderter Brennwertnutzen durch zu hohe Rücklauftemperaturen (hier sind nicht die Rücklauftemperaturen der Heizkörper gemeint, sondern die erhöhten Rücklauftemperaturen durch ein Überströmen von Vorlaufwasser in den Rücklauf), lassen sich nur schwerlich durch die korrekte Wahl eines Temperaturniveaus beseitigen.

Temperaturbegrenzungen bei Fernwärme und Wärmepumpen

Bei Gebäuden, die an Fernwärmenetze angeschlossen sind, stellen die primärseitig vorhandenen Temperaturen Anforderungen an die Wahl der sekundärseitigen Vorlauf- oder Rücklauf-temperatur. Die Auslegungsvorlauf-temperatur für das sekundäre Heiznetz muss unterhalb der primär vorhandenen Temperatur liegen - incl. eines Abschlages für den ggf. zwischengeschalteten Wärmeübertrager. Gleiches gilt für die Auslegungsrücklauf-temperatur, weil die Fernwärmeversorger in der Regel eine **maximale, nicht zu überschreitende Rücklauf-temperatur** für ihr Netz vorschreiben.

In Systemen mit Wärmepumpen sollten die Vorlauf-temperatur bzw. auch die **mittleren Heizwassertemperaturen niedrig** sein, um gute Arbeitszahlen zu gewährleisten.

Wahl eines Temperaturniveaus

Unter Berücksichtigung aller Randbedingungen kann für ein gegebenes Gebäude der Bereich eingegrenzt werden, in dem das optimale Temperaturniveau liegt. Verdeutlicht werden soll dies an zwei Beispielen.

Das erste Beispiel sei ein Mehrfamilienhaus mit Kessel (maximale Vorlauf-temperatur) und Heizkostenverteilern (Verdunster). Aufgrund der vorhandenen Raumheizlasten und der installierten Heizkörper können für jeden Raum Paare von möglichen Vor- und Rücklauf-temperaturen für den Auslegungsfall bestimmt werden.

Sämtliche vorher genannten Randbedingungen für das Temperaturniveau werden für alle Heizkörper im Netz nach einem einheitlichen Schema geprüft. Die optimale Temperaturpaarung ist schließlich die, bei der für alle Heizkörper die genannten Bedingungen erfüllt sind. Findet sich dabei kein Temperaturniveau, kann z. B. ein Wertanalyseverfahren angewendet werden. Dazu mehr im 4. Teil der Serie.

Der Übersicht halber ist die Vorgehensweise nur für einen konkreten Heizkörper des MFH - nicht das ganze Gebäude - in Abbildung 12 erläutert.

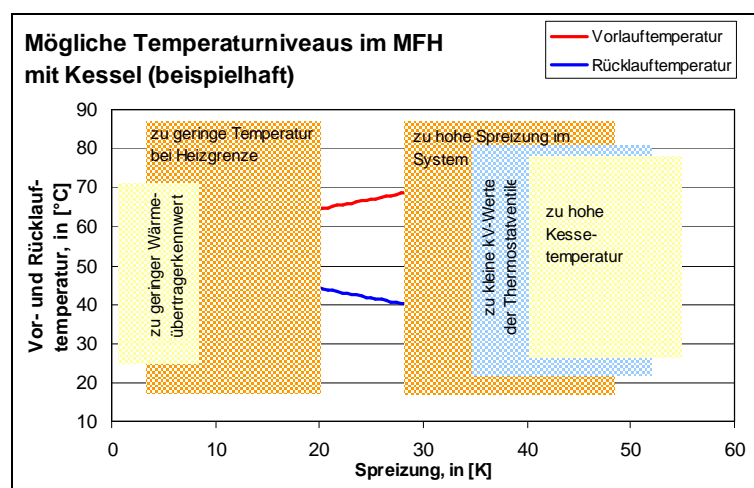


Abbildung 12 MFH mit Kessel

Der weiße Bereich in der Mitte zeigt die Temperaturen, auf die das Netz auslegt werden kann, um alle Randbedingungen zu erfüllen. Die farbige markierten Bereiche werden im Folgenden erläutert.

- Aus den möglichen Wertepaaren für Vor- und Rücklauf temperatur fallen all jene heraus, bei denen die Vorlauf temperatur über 75 °C liegt, denn der Kessel kann diese Temperatur nicht erreichen.
- Weiterhin ergeben sich für alle Wertepaare mit Vorlauf temperaturen oberhalb von 72°C sehr hohe Spreizungen an den einzelnen Heizkörpern und damit sehr geringe Volumenströme. Erst unterhalb von 72°C Vorlauf temperatur werden an allen Heizkörpern vernünftige k_V -Wert für die Thermostatventile erreicht. Nur diese Vorlauf temperaturen kommen daher für das Netz in Betracht.
- Vorlauf temperaturen oberhalb 69 °C führen für das Netz zu einer mittleren Systemspreizung oberhalb 30 K (für den Heizkörper aus Abbildung 12 ergibt sich eine Spreizung von 28 K). Um die Totzeiten im Netz und die Temperaturschichtung in den Heizkörpern nicht zu hoch werden zu lassen, werden diese Vorlauf temperaturen nicht gewählt.
- Bei Auslegungen unterhalb 58 °C Vorlauf temperatur ergeben sich zu kleine Wärmeübertragerkennwerte für die Heizflächen. Sie sollten nicht gewählt werden.
- Strenger limitiert wird diese Bedingung noch durch die Nutzeranforderungen. Vorlauf temperaturen unter 65 °C werden nicht gewählt, damit sich in den Übergangsjahreszeiten noch fühlbar warme Heizkörper ergeben.
- Die Heizkostenverteiler können an allen Heizkörpern weiterverwendet werden, denn die mittlere Heizkörper temperatur liegt für alle Heizkörper oberhalb von etwa bei 55 °C – unabhängig von der Spreizung.

Damit ergibt sich für das Netz ein möglicher Auslegungsbereich der Temperaturen zwischen 65/45 °C und 69/40°C.

Für ein Einfamilienhaus mit Wärmepumpe sind die geschilderten Zusammenhänge in Abbildung 13 wiedergegeben.

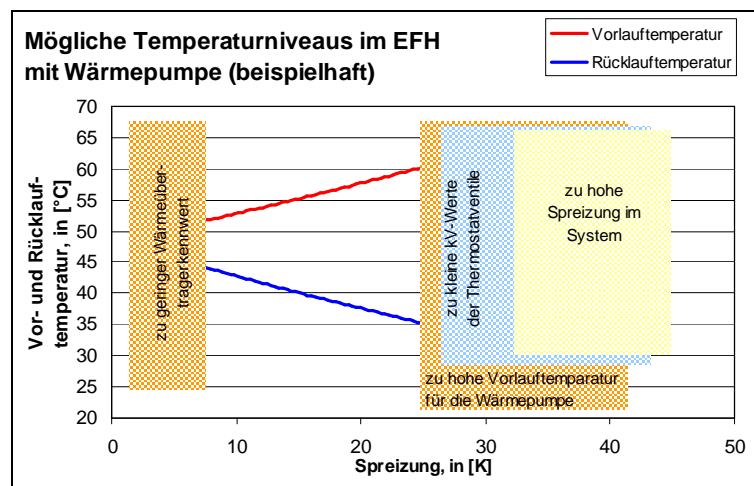


Abbildung 13 Beispiel EFH mit Wärmepumpe

Damit sich gut regelbare Thermostatventile oder Heizflächen ergeben, die Leistungsziffer der Wärmepumpe nicht zu schlecht wird und auch keine zu hohen Spreizungen im Netz auftreten, wird der optimale Bereich in diesem Fall auf ca. 51...60 °C Auslegungsvorlauf temperatur bei ca. 45...35 °C korrespondierender Rücklauf temperatur eingeschränkt.

Weiteres Vorgehen

Mit den Fragen, wie Rohrnetz und Pumpe optimiert werden können und wie eine Anlagenoptimierung preisgünstig, d.h. vor allem mit möglichst geringem Zeitaufwand – mit Softwareunterstützung – in die Praxis umgesetzt werden kann beschäftigen sich die späteren Teile der Serie.

Teil 3: Optimierung der Hydraulik

Die vorangegangenen Teile haben die Notwendigkeit der Optimierung von Heizungsanlagen im Gebäudebestand verdeutlicht und die Wahl eines angepassten Temperaturniveaus beschrieben. Nachdem die Vorlauftemperatur für das Netz sinnvoll festgelegt ist und auch die sich einstellenden Rücklauftemperaturen für die einzelnen Heizkörper bekannt sind, beschäftigt sich dieser Artikel mit hydraulischen Fragestellungen. Die vorhandene Anlage soll - anhand der Randdaten einer Vor-Ort-Aufnahme - hydraulisch abgeglichen werden. Dazu müssen die Pumpförderhöhe überprüft und ggf. angepasst und Thermostatventile ggf. ausgewählt und deren Einstellwerte ermittelt werden.

Hydraulischer Abgleich: Definition und Nutzen

Unter Hydraulischem Abgleich von Heizungsanlagen versteht man das Einbringen definierter Festwiderstände in das Rohrnetz mit dem Ziel, jeden Verbraucher mit dem geplanten Volumenstrom zu versorgen. Die Festwiderstände müssen dazu dezentral in der Anbindeleitung (Vor- oder Rücklauf) eines Verbrauchers mit eigener Einrichtung zur Einzelraumregelung (z. B. THKV) angeordnet werden. Es kann sich um die Voreinstellung von Thermostatventilen, einstellbare Rücklaufverschraubungen oder sonstige Einstelldrosseln handeln. Zentrale Festwiderstände, die den Volumenstrom für mehrere angeschlossene Verbraucher begrenzen (z. B. Strangreguliertventile), bewirken keinen Abgleich dieser Verbraucher untereinander.

Der Einstellwert (k_v -Wert) - besser der notwendige Druckverlust - für jeden der Festwiderstände muss aus einer Rohrnetzrechnung ermittelt werden. Das Vorgehen im Neubau und Bestand ohne aufgenommenes Rohrnetz wird unten beschrieben.

Wird kein Hydraulischer Abgleich vorgenommen, verschieben sich die hydraulischen - und damit die thermischen - Verhältnisse in der Anlage. Für das umgewälzte Heizungswasser wirken nahe der Pumpe gelegene Heizkörper ohne definierten Festwiderstand wie Kurzschlüsse. Die pumpennahen Heizkörper werden übertensorgt, entfernt liegende unterversorgt oder gerade ausreichend versorgt (Bild 1).

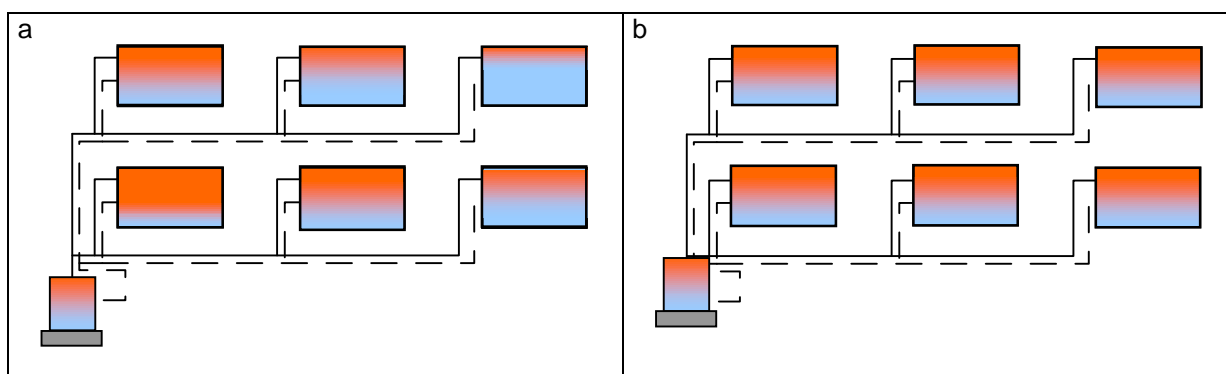


Abbildung 14 Heizungsanlage ohne (a) und mit (b) hydraulischem Abgleich

Folgen eines nicht durchgeführten hydraulischen Abgleichs sind unter anderem:

- Erhöhte elektrische Leistungsaufnahme der Pumpe.
- Geräuschprobleme, wenn die notwendige Pumpenförderhöhe sehr groß wird, um auch die entferntesten Verbraucher zu versorgen. Die Thermostatventile an pumpennahen Heizkörper müssen dann sehr stark drosseln, um nur einen geringen Teil des angebotenen Volumenstroms durch den Heizkörper fließen zu lassen.
- Durch die starke Übertensorgung einzelner Heizkörper ist deren Regelfähigkeit eingeschränkt. Da die Thermostatventile schon im Auslegungszustand fast geschlossen sind, können sie auf Fremdwärme kaum reagieren. Es kommt zu einem Zweipunktregelverhalten.
- Öffnen die Thermostatventile z. B. nach einer Absenkephase, so ist der Durchfluss durch die pumpennahen Heizkörper praktisch kaum begrenzt. Sie bilden einen Kurzschluss bis die entsprechenden Räume aufgeheizt sind. An den pumpenfernen Heizkörpern wird gleichzeitig der Durchfluss gemindert. Die Wiederaufheizung erfolgt stark ungleichmäßig.

Hydraulischer Abgleich im Neubau

Das Vorgehen eines Hydraulischen Abgleichs für den Neubau ist hinreichend aus der Fachliteratur bekannt. Es soll hier nur kurz wiedergegeben werden. Das geplante Netz wird gedanklich in Teilstrecken zerlegt. Für alle Teilstrecken werden aus dem Volumenstrom, der gewählten Rohrdimension und den sonstigen Widerständen ohne Thermostatventil die resultierenden Druckverluste bestimmt. Im zu empfehlenden Regelfall wird von einer einheitlichen Spreizung ausgegangen, nach VDI 6030 „Auslegung von freien Raumheizflächen“ je nach Anforderungsstufe aber auch mit individuellen Rücklauf-temperaturen gerechnet.

Es ergibt sich ein hydraulisch ungünstigster Heizkörper, für den der berechnete Druckverlust aller angeschlossenen Teilstrecken im Auslegungsfall am größten ist. Das Thermostatventil dieses Heizkörpers wird mit einer gewünschten Ventilautorität ausgewählt (vgl. 1. Teil). Damit liegen der Druckverlust über diesem Ventil und auch die nötige Förderhöhe der Pumpe fest. Für alle anderen Heizkörper ergibt sich der Druckverlust über dem dazugehörigen THKV aus diesen Festlegungen.

Beim Einsatz von Wärmeerzeugern mit integrierter Pumpe, deren Restförderhöhe sich nicht stufenlos einstellen lässt, ist ein Sonderfall gegeben: Da die Druckförderhöhe bereits vor dem hydraulischen Abgleich unveränderbar festliegt, ist mit dieser Förderhöhe zu rechnen. Dieser Fall wird in der Fachliteratur leider nur selten behandelt, obwohl er bei Wandkesseln - bis auf wenige Ausnahmen - Standard ist.

Hier muss die gegebene Förderhöhe der Pumpe bei der Auslegung aller Thermostatventile im Netz berücksichtigt werden. Die Frage, welcher der hydraulisch ungünstigste Heizkörper ist, ist dann nicht mehr von Interesse. Für alle Heizkörper liegen der zur Verfügung stehende Druck und der maximale Druckverlust in den Zuleitungen fest. Das Ventil muss die Differenz wegdrosseln und ist entsprechend zu bemessen.

Alternativ kann in diesem Fall dafür gesorgt werden, dass ein zu hoher Förderdruck bereits zentral abgebaut wird (Differenzdruckregler, Überströmventil). Kann dann der Netzdruck durch Einsatz von Differenzdruckreglern mit einstellbarem Sollwert frei gewählt werden, so ist dieser mit dem Verfahren des hydraulisch ungünstigsten Heizkörpers zu bestimmen.

Abgleich im Bestand: Vorhandene Ansätze

Die Fachliteratur über den Hydraulischen Abgleich in bestehenden Anlagen ist „sehr übersichtlich“. In einschlägigen Fachbüchern der Heizungstechnik fehlen vielfach weitergehende Arbeitshilfen zu diesem Thema. In Fachbüchern der Heizungstechnik ([11], [12]) wird das Thema sinngemäß mit dem Satz besprochen: „eine Rohrnetzberechnung im Gebäudebestand ist nicht möglich“. Andere Standardwerke behandeln das Thema gar nicht. Eine sehr positive Ausnahme bildet die Veröffentlichung von Otto [10]. Hier erfolgt ein Hydraulischer Abgleich anhand der installierten Heizkörperleistungen und resultierender Volumenströme (es wird vorausgesetzt, dass die Heizkörper passend zur Heizlast gewählt sind). Weiter ist eine vereinfachte Vorgehensweise zur Bestimmung der Pumpförderhöhe und des Druckabfalls über den THKV beschrieben.

Festzustellen ist: prinzipiell funktioniert der Hydraulische Abgleich im Bestand wie bei einem Neubau. Sofern Pumpen vorhanden sind, liegt die Druckhöhe fest, sie kann oder muss aber ggf. angepasst werden. Auch die Druckverluste im Rohrnetz liegen fest, so dass THKV gewählt und eingestellt werden können. Die Ungewissheit liegt in der Frage, welche Volumenströme im Netz fließen und welche Druckverluste sich daher im (meist unbekanntem) Rohrnetz einstellen.

Diese Fragen versuchen derzeit vor allem Hersteller von Heizungskomponenten zu beantworten, da auch sie einen großen Markt für die Optimierung des Anlagenbestandes sehen. Nachstehend drei Auszüge mit entsprechenden Vorschlägen.

Oventrop [7] gibt verschiedene, darunter auch vereinfachte Verfahren zur Bestimmung der Raumheizlast an. Mit den Heizlasten werden die vorhandenen Heizflächen kontrolliert. Die sich einstellenden Temperaturspreizungen an jedem Heizkörper können fest angenommen oder mit Hilfe von EDV oder dem Heizkörperdiagramm (vgl. 2. Teil) nachgerechnet werden. Die resultierenden Volumenströme werden bestimmt, der Hydraulische Abgleich erfolgt per Messcomputer.

Die Weiterbildungsoffensive Wilo-Brain [8] gibt Hinweise zur vereinfachten Pumpenauslegung und zum Hydraulischen Abgleich. Die Heizlast des Gebäudes wird anhand von flächenbezogenen Leistungen (z. B. 100 W/m²) und der Grundfläche abgeschätzt. Der Pumpenvolumenstrom wird mit einer angenommenen Spreizung bestimmt. Der Druckabfall im Netz wird aus der Länge des längsten Stranges, fest vorgegebenen R-Werten (50 ... 100 Pa/m) und Zuschlägen für Einbauten bestimmt. Alle THKV werden dann mit einer Ventilautorität von 0,3 ... 0,7 ausgelegt.

Kermi [9] setzt die Leistung, die der Heizkörper abgeben muss sowie die sich einstellende Spreizung als bekannt voraus. Der Druckabfall über dem THKV wird bei kleinen Anlagen mit 100 mbar vorgegeben. Bei großen Anlagen soll eine Staffelung zwischen 50 mbar (pumpenfern), 100 mbar (mittlere Entfernung) und 150 mbar (pumpennah) vorgenommen werden. Die Staffelung in die drei Zonen erfolgt durch den Fachunternehmer. Die notwendigen Voreinstellwerte für unterschiedliche Ventile sind tabelliert.

Alle drei Verfahren bieten gute Ansätze, die bei der Bearbeitung des Problems „Hydraulischer Abgleich“ im Rahmen aktueller Praxisprojekte aufgegriffen und vertieft wurden.

Abgleich im Bestand: Neue Ansätze

Zentrales Problem ist die Bestimmung der Druckverluste im Netz ohne eine konventionelle Rohrnetz-berechnung durchführen zu müssen. Folgende Größen müssen bekannt sein:

- die benötigte Heizkörperleistung (je nach Raumheizlast): überschlägige Bestimmung (vgl. 1. und 2. Teil),
- die sich einstellende Systemspreizung (je nach Überdimensionierung): Bestimmung (vgl. 1. und 2. Teil),
- die resultierenden Volumenströme: können aus tatsächlicher Leistung und Spreizung der einzelnen Heizflächen berechnet werden,
- Rohrdurchmesser oder R-Werte und maßgebliche Rohrlänge für die Druckverlustberechnung,
- der Druckverlust der Einzelwiderstände und der Sondereinbauten,
- evtl. die vorgegebene Restförderhöhe des Kessels.

Da die Rohrdurchmesser und Längen aller einzelnen Teilstrecken nicht aufgenommen werden sollen bzw. können, wird der Druckverlust über die Leitungen im Rahmen der Optimierung aus vorhandenen Leitungslängen und mittlerem R-Wert bestimmt. Die Druckverluste von Einzelwiderständen werden mit Hilfe pauschaler Zuschläge auf den Druckabfall in den geraden Rohrstrecken abgeschätzt. Sondereinbauten mit großen Druckverlusten müssen bei der Anlagenaufnahme extra bewertet werden. Der Druckabfall über den Ventilen wird - sofern möglich - anhand der sinnvoll gewählten Ventilautorität bestimmt.

Abschätzen der Leitungslängen

Aus den vorhandenen Ansätzen für den hydraulischen Abgleich wurde die Staffelung (nah - mittel - weit) der Druckverluste über den Thermostatventilen je nach Entfernung zur Pumpe übernommen. Jeder Heizkörper wird bei der Gebäudeaufnahme einer der drei Zonen zugeordnet. Die Zuordnung erfolgt „subjektiv“ anhand des vorhandenen Netztyps (Bild 2).

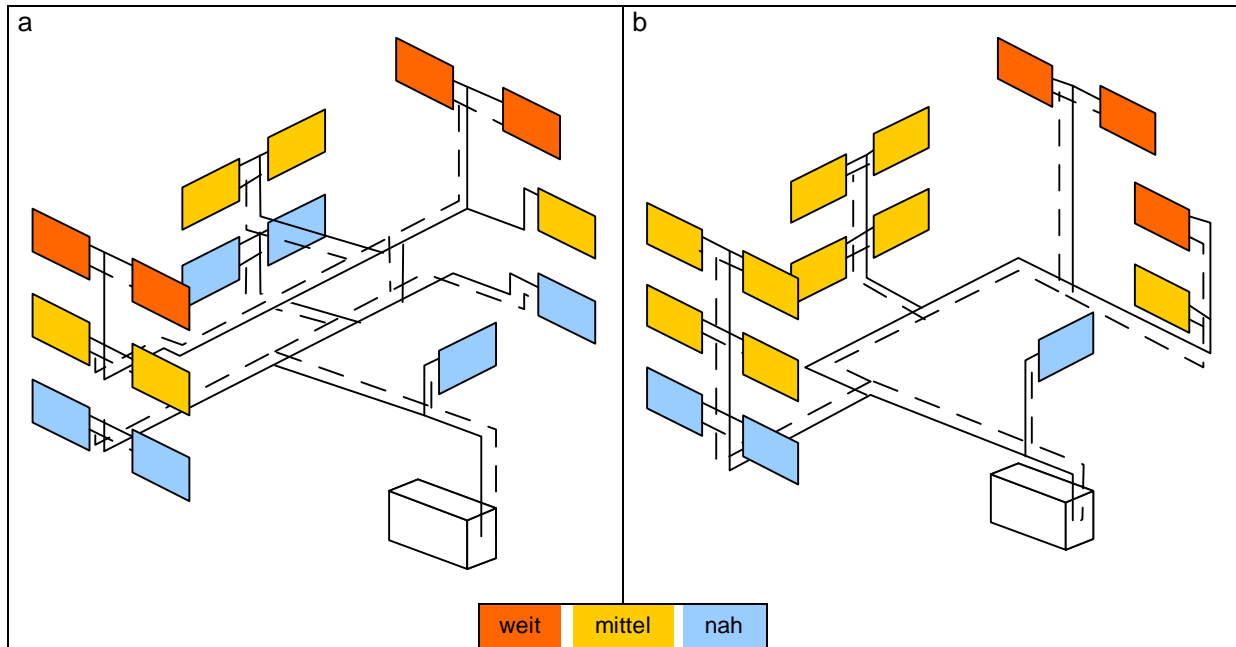


Abbildung 15 Heizungsanlage mit Stockwerksverteilung (a) und mit zentraler Kellerverteilung (b)

Sofern Rohrnetze nach dem Tichelmannsystem ausgeführt sind, ist der Druckverlust über allen THKV als annähernd gleich (anhand der Ventilautorität oder der vorhandenen Druckerhöhung im Netz) anzusetzen. Für Fußboden- und Einrohrheizungen werden die Ansätze noch geprüft.

Bei der Anlagenbegehung wird die (doppelte) Länge des „längsten Stranges“ (Vor- und Rücklaufänge zu dem am weitesten von der Pumpe entfernten Heizkörper) ermittelt bzw. abgeschätzt. Diese Länge wird stellvertretend für die Zone „weit“ eingesetzt. Die Zone „mittel“ wird rechnerisch mit 2/3, die Zone „nah“ mit 1/3 der maximalen Leitungslänge berechnet berücksichtigt.

R-Werte: Typgebäude als Hilfsmodell

Das größte Problem bei der Abschätzung der Druckverluste im Netz bereitet die Abschätzung der R-Werte (Druckverlust je Meter Rohr) bzw. des hydraulischen Widerstandes im Rohrsystem. Grundlegende Zusammenhänge und Randbedingungen sind:

- Netze wurden früher meist mit einer bestimmten Spreizung und einem bestimmten (maximalen) R-Wert ausgelegt.
- Wird das Gebäude baulich modernisiert, sinkt seine Heizlast. Bei gleicher Spreizung würde der Volumenstrom im selben Verhältnis sinken. Damit sinken Druckverluste und R-Werte quadratisch.
- Der Volumenstrom hängt von der alten und neuen Spreizung ab. Kleinere Systemspreizungen führen nach der Optimierung zu größeren Volumenströmen und Druckverlusten.
- In der Regel ist über das Heizsystem nicht bekannt, mit welcher Spreizung und mit welchem mittleren R-Wert das Netz ursprünglich ausgelegt wurde. Oft wurden die Rohrnetze gar nicht ausgelegt.
- Die neue Heizlast für das Gebäude ist anhand einer überschlägigen (oder genauen) Heizlastberechnung bekannt.
- Die neue Systemspreizung sowie die Spreizungen für die Heizkörper sind bekannt. Für alle Teilstrecken des Rücklaufs sind sie unbekannt, weil die Mischpunkte nicht einzeln berechnet werden. Damit stehen nur die Volumenströme für das Gesamtsystem (Anschlussleitung der Pumpe) und für die Anbindeleitungen der Heizkörper zur Verfügung. Für Rohrstrecken dazwischen können Volumenströme ohne Aufnahme des Rohrnetzes nicht bestimmt werden.
- Es kann davon ausgegangen werden - belegt durch Literaturrecherchen und Befragungen in der Praxis - dass sich typische Rohrsysteme in ihren Leitungslängen und Durchmessern im Laufe der letzten 40 Jahre nicht oder nur wenig geändert haben. Die Rohrnetzkonstante C für Gesamtnetze (mit ähnlicher Ausdehnung) ist etwa gleich geblieben.

Daraus wird der Ansatz für die Optimierung abgeleitet.

1. Das Rohrnetz wird als Gesamtheit angesehen. Es wird kein R-Wert für einzelne Strecken bestimmt, sondern nur ein Mittelwert für das gesamte Netz.
2. Die Rohrnetzkonstante C für ein gleich groß ausgedehntes Netz ist - unabhängig vom Alter - etwa gleich. Der R-Wert kann dann nach folgender Proportionalität abgeschätzt werden:

$$\frac{R_{\text{neu}}}{R_{\text{alt}}} \sim \frac{\Delta p_{\text{neu}}}{\Delta p_{\text{alt}}} \sim \left(\frac{v_{\text{neu}}}{v_{\text{alt}}} \right)^2 \sim \left(\frac{G_{\text{neu}} / \Delta \vartheta_{\text{neu}}}{G_{\text{alt}} / \Delta \vartheta_{\text{alt}}} \right)^2 \sim \left(\frac{G_{\text{neu}} / \Delta \vartheta_{\text{neu}}}{G_{\text{alt}} / \Delta \vartheta_{\text{alt}}} \right)^2 \quad \text{Gleichung 8}$$

Es wird dabei vorausgesetzt, dass die beheizten Flächen des alten und neuen Hauses gleich groß sind und die Länge des Leitungsnetzes auch gleich lang ist.

3. Die alten Auslegungsdaten R_{alt} , $\Delta \vartheta_{\text{alt}}$ und G_{alt} sind zunächst unbekannt. Es wird vereinfachend angenommen, dass vor allem mit dem Aufkommen der Pumpenwarmwasserheizung bis in die 1960er Jahre hinein Rohrnetzberechnungen durchgeführt wurden. Da die Leitungsnetze sich in Länge und Dimensionen seit dem nicht wesentlich geändert haben, werden typische Auslegungsdaten der damaligen Zeit als Referenz für die Berechnung des R-Wertes zugrunde gelegt. Es werden zwei Typgebäude „EFH“ und „MFH“ definiert (Bild 3).

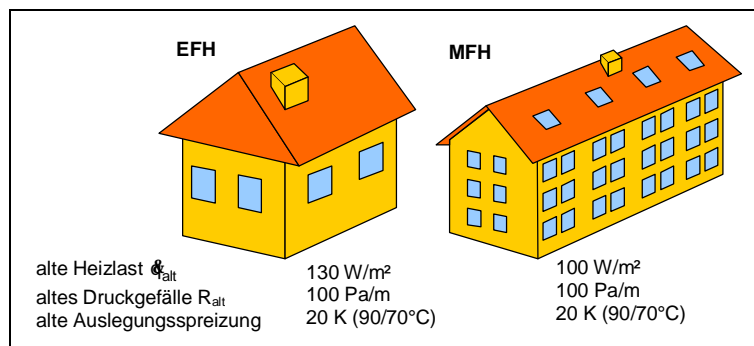


Abbildung 16 Definition von Typgebäuden für die Hydraulikberechnung

4. Die Abschätzung des R-Wertes erfolgt - unabhängig vom Baujahr des zu untersuchenden Gebäudes - nach dem in Bild 4 beschriebenen Schema.

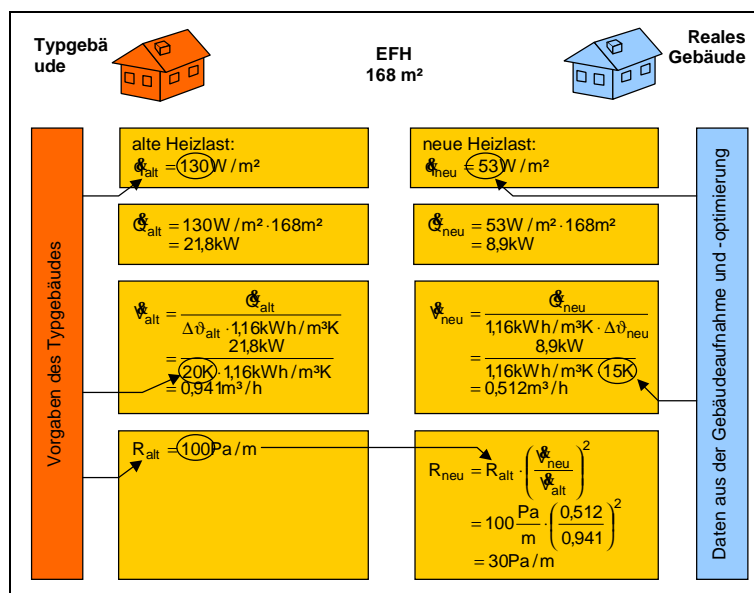


Abbildung 17 Bestimmung des R-Wertes für das vorhandene Gebäude

Bei der Berechnung des neuen R-Wertes sollte ggf. geprüft werden, ab wann keine turbulente Rohrströmung mehr zu erwarten ist. Erste Näherungen lassen dies unterhalb etwa 15 ... 20 Pa/m erwarten. Hier herrscht zwischen Druckverlust und Volumenstrom keine quadratische Abhängigkeit ($\Delta p \sim v^2$)

mehr, sondern eine lineare ($\Delta p \sim \sqrt{V}$). Es erscheint daher sinnvoll in der Rechnung minimale R-Werte anzusetzen.

Druckverlust in Rohrleitungen und Sondereinbauten

Die Druckverluste für Einzelwiderstände werden mit 50 % des Druckabfalls über die gerade Rohrstrecke angenommen. Das entspricht dem Mittelwert verschiedener Quellen (30 ... 67 %). Sondereinbauten, wie zentral angeordnete Wärmemengenzähler, Filter, Mischer oder Schwerkraftbremsen bzw. Rückschlagventile/-klappen sowie Kessel müssen bei der Aufnahme der Anlagentechnik gesondert berücksichtigt werden, da ihr Druckverlust stark vom Gesamtvolumenstrom der Anlage und vom jeweiligen Typ abhängt.

Erweiterung der Ansätze: Auslegungstypen

Die theoretisch beschriebene Vorgehensweise setzt voraus, dass sich die Heizlasten nach einer Modernisierung im gesamten Gebäude etwa gleichmäßig ändern. Damit ändern sich auch die Volumenströme und die Druckverluste in den einzelnen Rohrstrrecken gleichmäßig. Leider ist diese Voraussetzung in der Praxis selten gegeben.

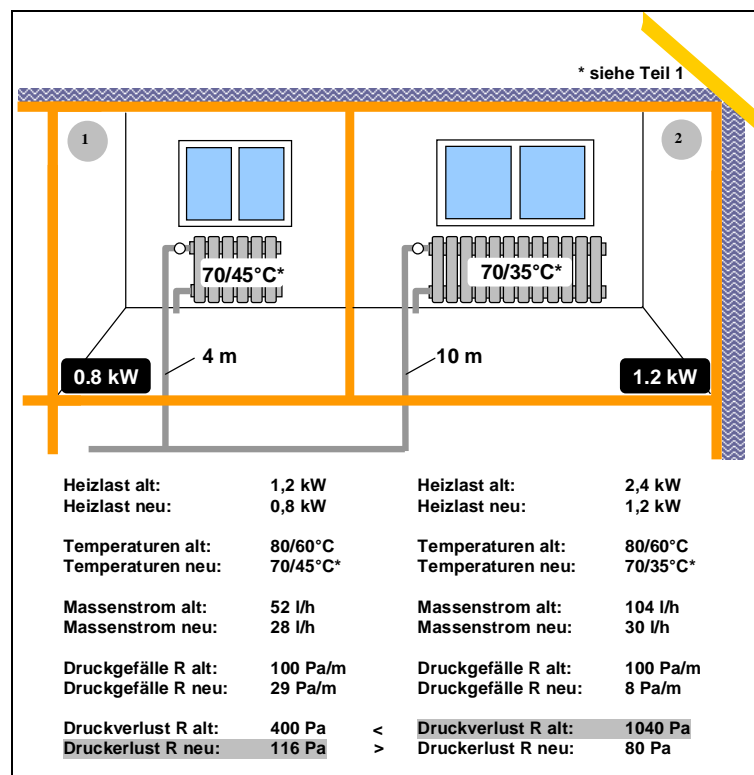


Abbildung 18 Auswirkungen uneinheitlicher Heizkörperauslegung auf die Hydraulik

Die Größe der Überdimensionierung der Heizkörper kann nach der Modernisierung - aber auch wegen fehlender Planung - von Raum zu Raum sehr verschieden sein. Daraus resultieren sehr unterschiedliche Spreizungen für die einzelnen Heizkörper. Volumenströme und Druckverluste verändern sich also nicht im gleichen Verhältnis. Diese Abweichung ergibt sich auch dann, wenn keine Rohrnetzauslegung nach einem R-Wert stattgefunden hat und die Rohrdimension „nach Gutdünken“ gewählt wurde oder allein auf Grund der Tatsache, dass Rohre nur in abgestuften Dimensionen und nicht beliebig klein verfügbar sind. Aus diesen Betrachtungen wird eine Erweiterung des Ansatzes notwendig.

Abbildung 18 zeigt beispielhaft die Begründung. Die beiden Heizkörper stellen den Ausschnitt eines größeren Netzes dar. Das Beispiel zeigt: Der längste Strang mit dem größeren Heizkörper (Raum 2) ist nach der Modernisierung nicht mehr der hydraulisch ungünstigste. Die Ursache liegt in der geringeren Überdimensionierung des Heizkörpers in Raum 1. Hier sinken Massenstrom und R-Wert weniger ab.

Fazit: Je ungleichmäßiger die Heizkörper bezüglich der Raumheizlast in einem Gebäude dimensioniert sind, desto eher ist der Fall zu erwarten, dass der ungünstigste Heizkörper nicht mehr ohne weiteres identifiziert werden kann. Er muss sich weder am längsten Strang befinden, noch der Heizkörper mit der größten Leistung sein. Ohne Aufnahme des Rohrnetzes und entsprechender ausführlicher Berechnung kann er nicht bestimmt werden.

Vorhandener Druck für das Netz

Der Druck für ein nachgeschaltetes Netz kann auf verschiedene Weise bereitgestellt werden. Einen Überblick gibt Abbildung 19.

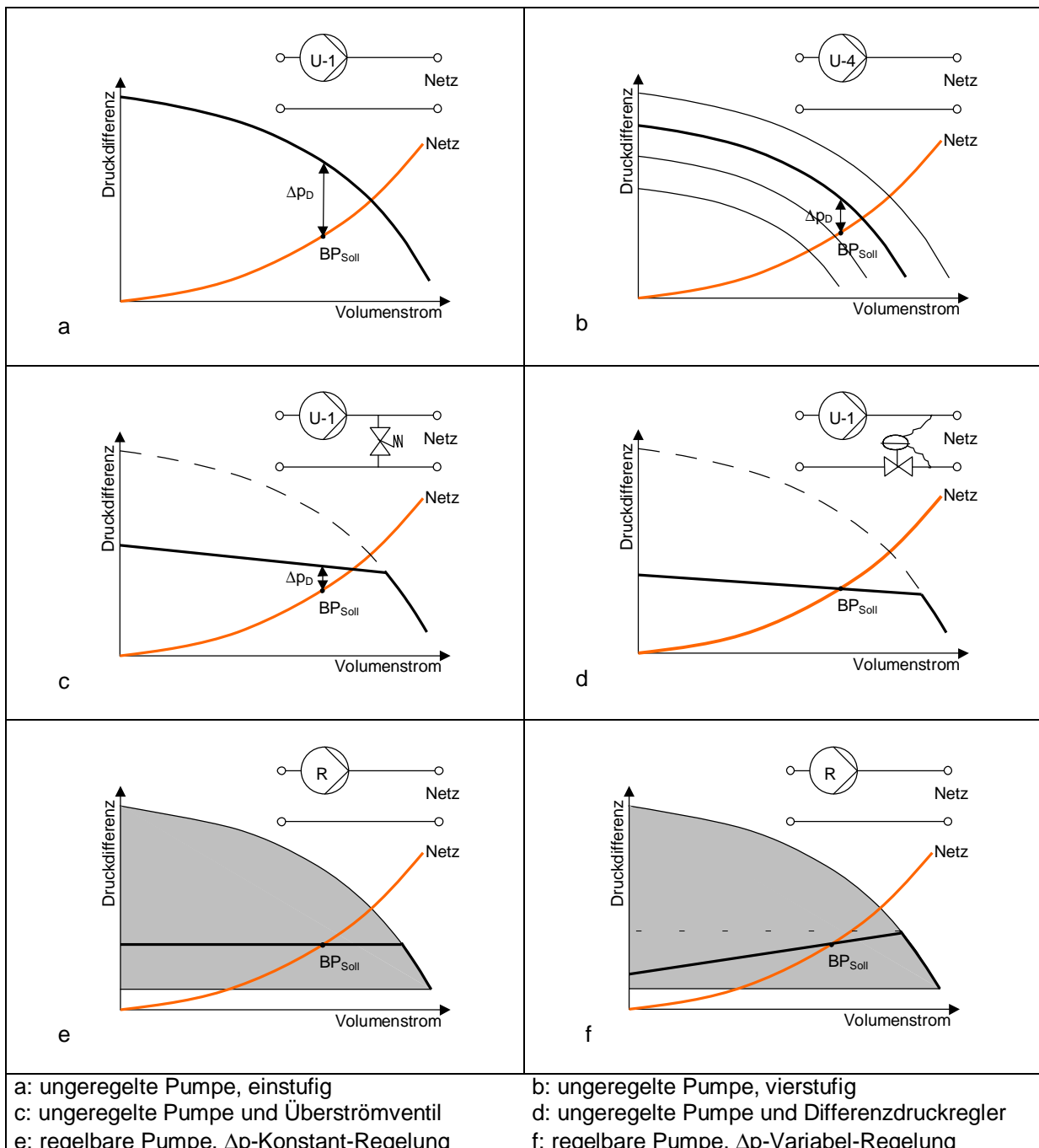


Abbildung 19 Möglichkeiten für Differenzdrücke im Netz

Die einfachste Möglichkeit ist der Einsatz einer ungeregelten Pumpe (Abbildung 19a). Der Differenzdruck, den die Pumpe bereitstellt, steigt mit sinkendem Volumenstrom an. Der gewünschte Betriebspunkt für das Netz wird in der Regel nicht direkt auf der Pumpenkennlinie liegen. Oft stellt sich bei Heizgeräten mit integrierter Pumpe das Problem zu großer Förderhöhen, die dann über den THKV/s

abgedrosselt werden müssen (Δp_D). Dies ist bei Anlagen mit vorhandenen THKV's identisch mit einer Verringerung des Auslegungs- k_V -Wertes und des Auslegungs-Proportionalbereichs (Siehe hierzu auch die Ausführungen im Teil 2). Parallel zur Druckanpassung sollten deshalb auch die Auswirkungen auf die Regelgüte beachtet werden.

Ähnliche Verhältnisse wie bei einstufigen Pumpen stellen sich bei mehrstufig einstellbaren, unregulierten Pumpen (Abbildung 19b) ein. Hier kann der überschüssige Druck, durch geeignete Wahl der Drehzahlstufe verringert werden. Wird gegenüber der berechneten notwendigen Auslegungsdruckhöhe im Betriebspunkt eine niedrigere Pumpendruckstufe gewählt (nicht im Bild dargestellt), tritt sogar ein scheinbarer Differenzdruckmangel auf, dem das THKV mit einer weiteren Öffnung im Auslegungsfall und mit einer Erhöhung des k_V -Wertes und des P-Bereiches begegnet. Solange der P-Bereich Werte von 1 ... 2 K nicht überschreitet, ist eine etwas niedrigere Pumpförderhöhe aus Gründen der Einsparung von Pumphilfsenergie immer einer zu hohen vorzuziehen.

Eine unregulierte Pumpe kann zusätzlich mit einem im Kurzschluss verschalteten Überströmventil betrieben werden (Abbildung 19c). Der für das Netz zur Verfügung gestellte Differenzdruck kann in weiten Bereichen annähernd konstant gehalten werden. Eine waagerechte Kennlinie ergibt sich jedoch nicht, weil ein selbsttätig arbeitendes, differenzdruckgeregeltes Überströmventil durch seinen bei typisch 50 mbar liegenden Arbeits-P-Bereich funktionsbedingt eine Regelabweichung aufweist. Der Einstellsollwert (Ansprechdruckdifferenz typisch 200 mbar) des Überströmventils richtet sich meist nach den Anforderungen des Wärmeerzeugers, nicht nach denen des nachgeschalteten Netzes, wenn durch den Wärmeerzeuger ein Mindestdurchfluss realisiert werden soll. Es ergibt sich für das Netz meist ein höherer als der nötige Differenzdruck. Überschüssiger Differenzdruck (Δp_D) muss über die Thermostatventile abgedrosselt werden. Ausnahmen können nachgeschaltete Fußbodenheizkreise ergeben. Hier sind dann zwischen der primären Wärmeerzeugerseite und der sekundären Fußbodenheizkreisseite eine hydraulische Entkopplung und eine gesonderte Sekundärpumpe erforderlich. Wegen des hohen zusätzlichen Hilfsenergieaufwands der Pumpen sind diese Schaltungen jedoch zu vermeiden und Wärmeerzeuger einzusetzen, die aufgrund eines ausreichenden Kesselwasserinhaltes und daraus resultierenden geringen hydraulischen Widerstandes keine Anforderungen an einen Mindestkesselwasserdurchfluss stellen. Dies gilt allgemein auch für einfache Anlagen mit Heizkörpern als wünschenswert.

Wird eine unregulierte Pumpe mit einem Differenzdruckregler (DDR) in Reihe geschaltet (Abbildung 19d), ergibt die daraus resultierende Ersatz-„Pumpen-Kennlinie für das nachgeschaltete Netz eine ähnliche Form wie beim Überströmventil. Im unteren Volumenstrombereich nimmt die Kennlinie einen nahezu waagerechten Verlauf (funktionsbedingte Regelabweichung), im oberen Bereich die abgeknickte Form an. Im Gegensatz zum fest an die Anforderungen des Wärmeerzeugers angepassten Differenzdruckgeregelten Überströmventil sollte der in Reihe zum Wärmeerzeuger und zum Sekundärnetz geschaltete Differenzdruckregler auf die minimal erforderliche Druckerfordernis des Netzes (errechneter Betriebspunkt) abgestimmt werden. Ein Mindestdurchfluss durch den Wärmeerzeuger kann mit dem DDR nicht eingehalten werden.

Mit einer geregelten Pumpe kann ein großer Bereich möglicher Betriebspunkte abgedeckt werden. In Wärmeerzeuger integrierten Regelpumpen sind bei den meisten Fabrikaten nicht einstellbar. Demgegenüber ist der Verlauf der Pumpenkennlinie bei den autarken heizkreisseitigen Regelpumpen programmierbar. Üblich sind konstant- oder variabel-geregelte Kennlinien. In Abbildung 19e ist eine konstant-geregelte Kennlinie gezeigt. Bei der variablen Regelung (Abbildung 19f) steigt der Differenzdruck mit steigendem Volumenstrom. Die Nullförderhöhe liegt typisch bei 50 % der eingestellten Sollwert-Förderhöhe. Ein Mindestdurchfluss durch den Wärmeerzeuger kann hier nicht eingehalten werden. Für regelbare Pumpen ergeben sich unterschiedliche Regelstrategien:

- Die Regelstrategie kann frei wählbar sein (konstant oder variabel).
- Die Regelstrategie ist an die Kesselregelung angebunden und nicht beeinflussbar, beispielsweise wenn die Pumpe nach der Modulation des Brenners geregelt wird.

Differenzdruck und Thermostatventile

Im 2. Teil wurden die Auswirkungen des verfügbaren Druckniveaus auf die Wahl des Temperaturniveaus erläutert. Dieses Thema soll weiter vertieft werden.

Nach einer baulichen und oder anlagentechnischen Sanierung können die Heizwasserauslegungsvolumenströme im Regelfall gesenkt werden:

- z.B. durch eine verminderte Raumheizlast nach einer Verbesserung des Gebäudewärmeschutzes bei gleich bleibenden Heizkörpern und niedrigerer mittlerer Heizkörperoberoberfläche oder
- durch Wahl einer vergrößerten Auslegungsspreizung (höhere Vorlauf- und geringere Rücklauf-temperaturen) bei gleicher mittlerer Heizkörperoberoberfläche.

Zunächst liefert Bild 7 die Erklärung, warum die Ventilautorität der vorhandenen Thermostatventile in der Regel steigt, sich also das Regelverhalten diesbezüglich verbessert, wenn nicht gleichzeitig eine Absenkung des Differenzdruckniveaus durch Einsatz einer kleineren Pumpe, einer niedrigeren Pumpleistungsstufe oder durch Einsatz eines Differenzdruckreglers erfolgt. Es ist zu beachten, dass sich bei unverändertem Druckhöhenverlauf durch Pumpe und/oder Differenzdruckregler für die weiter verwendeten Thermostatventile automatisch ein verminderter Auslegungs-P-Bereich einstellt, so dass die Gefahr eines instabilen Auf-Zu-Regelverhaltens entsteht.

Die Ventilautorität steigt von $a_{V,alt} = 0,33$ auf $a_{V,neu} = 0,9$. Im Betriebspunkt BP1 (ursprünglicher Auslegungszustand) fließt der ursprüngliche Auslegungsvolumenstrom durch das Netz. Zum Druckabfall im Netz (bis zur grauen Linie) wird der Druckabfall über dem Ventil addiert. Beide sind zusammen so groß wie der insgesamt verfügbare Druck. Der Ventildruckverlust macht etwa ein Drittel der verfügbaren Druckerhöhung aus, d. h. es ergibt sich eine Ventilautorität von etwa $a_V = 0,33$ für den ungünstigsten Heizkörper.

Der Druckabfall über die Festwiderstände Rohrleitungen und Einbauten im Netz sinkt mit fallenden Volumenströmen; bei gleichmäßigem Rückgang des Volumenstroms entlang einer Parabel. Damit sinkt auch die sogenannte „Druckerfordernis“ nach [10] für das gesamte Rohrnetzsystem incl. der THKVs mit abnehmenden Auslegungsvolumenströmen.

Das erforderliche Differenzdruckniveau hängt wesentlich vom Netzaufbau, insbesondere von der Entfernung der variablen Verbraucherwiderstände von der Pumpe ab. Im ungünstigsten Fall – wenn ein oder mehrere variable Verbraucherwiderstände sehr nahe am Einbauort der Pumpe liegen – sinkt er fast gar nicht; zur Erklärung sei hier auf weiterführende Literatur verwiesen (z. B. [10]).

In Abbildung 20 steigt die Druckförderhöhe bei verminderten Volumenströmen durch die hier vorausgesetzte unregelmäßige Pumpe. Der Anteil des Druckes, der über den THKV abgebaut werden muss, nimmt zu, die Ventilautorität steigt. Auch bei einer konstant-geregelten Pumpe, bei Einsatz von Überströmventilen oder Differenzdruckreglern bleibt dieses Verhalten tendenziell bestehen.

Sind nach einer baulichen oder anlagentechnischen Sanierung die verfügbaren Drücke im Netz zu hoch, wird es erforderlich dass vorhandene Thermostatventile gegen solche mit kleineren k_V -Werten (kleine Durchlasswerte) ausgetauscht werden müssen. Nur bei diesen Ventilen ist sichergestellt, dass auch bei gewünschter großer Öffnung des vorhandenen Strömungsquerschnittes, d.h. bei ausreichend hohen Auslegungs-P-Bereichen und ohne hohe weitere Zusatzwiderstände (Voreinstellungen) ein großer Anteil des Druckangebotes abgebaut wird, die Regelgüte jedoch nicht eingeschränkt wird (vgl. 2. Teil). Diese Ventile haben eine entsprechende Reserve, den Volumenstrom durch Verringerung des Strömungsquerschnittes (Hubes) zu vermindern. Das Angebot von Ventilen mit kleinsten k_V -Werten am Markt ist sehr begrenzt. Grundsätzlich sollte der Druckabfall über dem Ventil gering gehalten werden. Dies kann durch Anpassung des Differenzdruckniveaus, also durch Einsatz einer kleineren Pumpe, einer niedrigeren Pumpleistungsstufe oder durch Einsatz eines Differenzdruckreglers erfolgen.

Die Forderung nach einem geringen Druckabfall über den Ventilen kollidiert – wie oben ausgeführt - mit der heute üblichen Kesselgerätetechnik in Form von Wandkesseln mit hohen hydraulischen Widerständen sowie integrierten Pumpen mit und ohne Überströmventil. Hier liegen die Pumpförderhöhen (oder Einstellwerte von Überströmventilen) in der Regel fest vor. Vorhandene Thermostatventile werden - vor allem in Netzen mit geringen Rohrleitungsdruckverlusten - mit fast der gesamten Pumpförderhöhe konfrontiert. Damit der Volumenstrom durch die THKV nicht zu groß wird, müssen sie bereits im Auslegungsfall stark drosseln. Der Austausch vorhandener THKVs mit zu großen k_{VS} -Werten ist in diesen Fällen erforderlich.

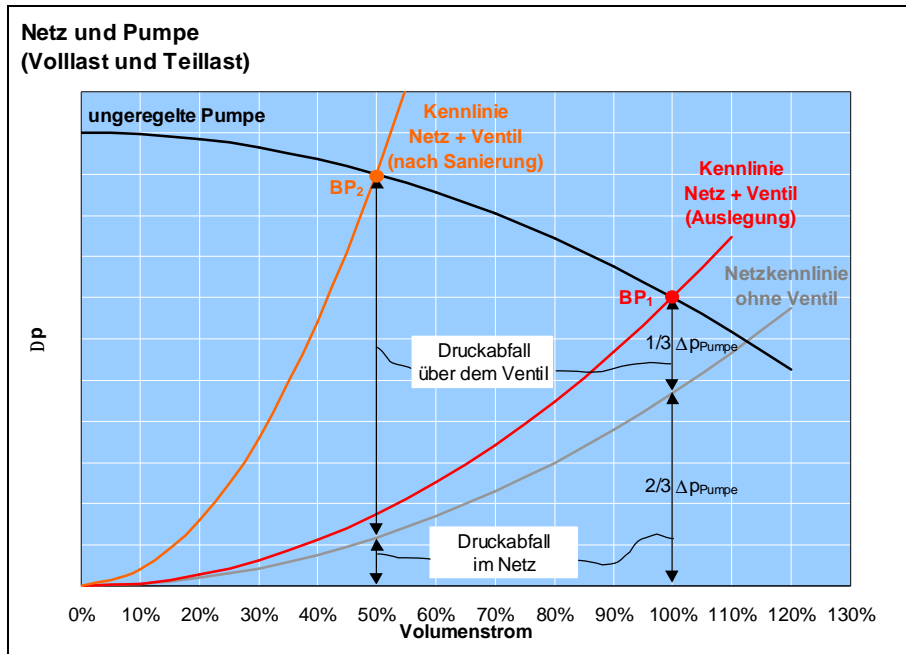


Abbildung 20 Druckverhältnisse bei Voll- und Teillast

Beginn der Optimierung: Auslegungstyp bestimmen

Die vorangegangenen Ausführungen begründen die nachfolgend beschriebene Vorgehensweise bei der hydraulischen und regelungstechnischen Systemoptimierung.

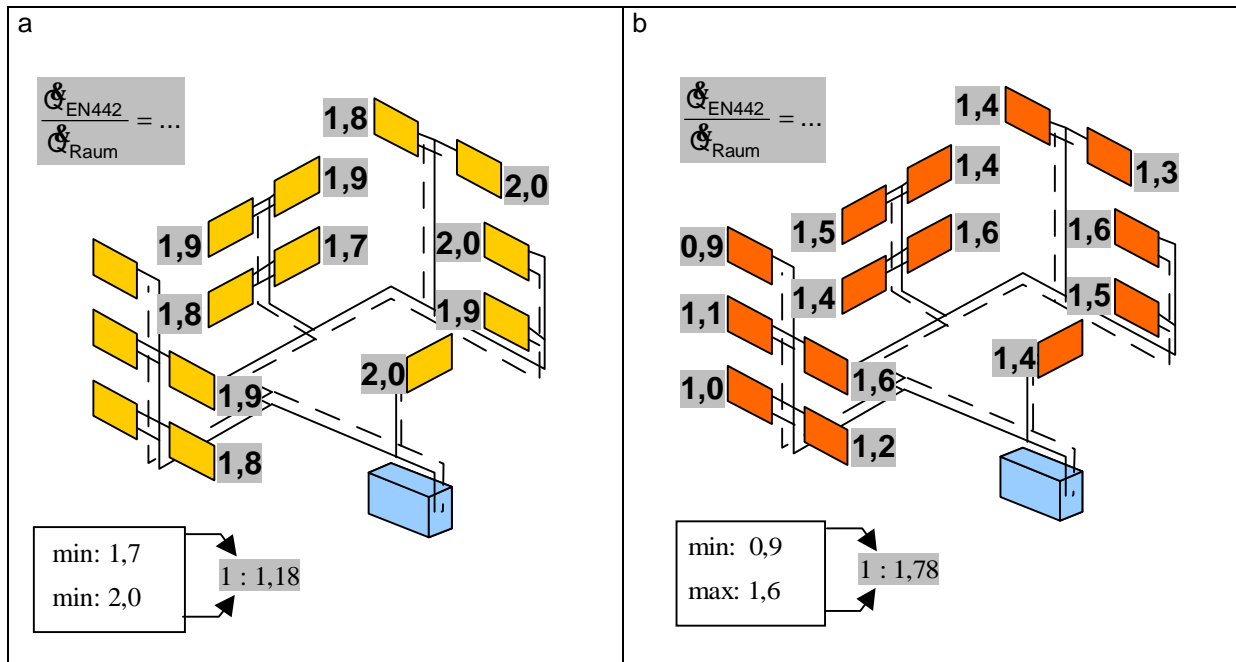


Abbildung 21 Heizungsanlage mit einheitlicher (a) und mit uneinheitlicher Heizkörperauslegung (b)

Das Gebäude wird den Typen: „einheitliche“ oder „nicht einheitliche Heizkörperauslegung“ zugeordnet. Dazu werden die bereits bekannten Verhältnisse (vgl. 1. Teil) der Raumheizlasten zur Normheizleistung der Heizkörper ausgewertet (Abbildung 21).

Unterscheiden sich die Verhältnisse Raumheizlast zu Normheizkörperleistung untereinander um weniger als 20 %, kann das Gebäude als einheitlich dimensioniert angesehen werden (Abbildung 21a). Treten dagegen sehr unterschiedliche Überdimensionierungen und damit unterschiedliche Temperaturspreizungen an den Heizkörpern auf, ist die Auslegung uneinheitlich (Abbildung 21b). Die Grenze von 20 % ist nach Auswertung von Praxisprojekten an konkreten Gebäuden ermittelt worden, sie kann

aber durchaus auch anders definiert werden. Gegebenenfalls kann in der weiteren Analyse ganz auf die Unterscheidung: „einheitliche“ oder „nicht einheitliche Heizkörperauslegung“ verzichtet werden.

Die Größenordnung der Zahlenwerte für die Heizwassertemperaturen in Abbildung 21 spielt in der Betrachtung zunächst nur eine untergeordnete Rolle. Der Wert „2,0“ besagt lediglich, dass ein mit 75/65 °C betriebener Heizkörper das Doppelte der Raumheizlast zur Verfügung stellen würde, wenn er tatsächlich mit der Normspreizung nach DIN EN 442 betrieben würde. Der Wert „0,9“ deutet darauf hin, dass die mittlere Heizkörperleistung von etwa 70 °C nicht einmal ausreicht, den Raum zu beheizen. Hier werden höhere Temperaturen benötigt.

Bei einer uneinheitlichen Heizkörperauslegung kann der ungünstigste Heizkörper und damit die notwendige Druckerhöhung der Pumpe nicht mehr in jedem Fall anhand des längsten Stranges identifiziert werden. Der Druckverlust im Netz kann höher sein. Die Förderhöhe sollte dennoch so gering wie möglich gewählt werden. Da im Gebäudebestand eine detaillierte Aufnahme des Rohrnetzes kaum (wirtschaftlich) möglich ist, sind Alternativen zur Auslegung von Pumpe und Thermostatventilen erforderlich.

Der z. Z. gewählte Ansatz besteht in der Festlegung unterschiedlicher Ventilautoritäten zur Thermostatventilauslegung. Bei der einheitlichen Heizkörperauslegung wird die Ventilautorität des Heizkörpers am längsten Strang mit $a_v = 0,3$ festgelegt, um eine Pumpe und die Thermostatventile auszulegen. Thermostatventilen in mittlerer Entfernung oder nahe zur Pumpe steht dann ein höherer Differenzdruck zur Verfügung, der durch entsprechende Ventilauslegung (Wahl angepasster Auslegungs- k_v -Werte mit Voreinstellung oder mit angepassten Ventilkegeln) abzubauen ist.

Bei der nicht einheitlichen Heizkörperauslegung wird dieser Wert auf $a_v = 0,5$ festgelegt. Detaillierte Vergleichsrechnungen zwischen dem beschriebenen Verfahren und einer exakten Rohrnetzrechnung für geplant ausgeführte Rohrnetze im Bestand und im Neubau werden z. Z. durchgeführt.

Optimierte Einstellwerte für die Pumpe

Für das Netz ist der verfügbare Druck zu bestimmen. Dazu ist festzustellen, ob der Druck beliebig einstellbar oder fest vorgegeben ist. Einen Überblick gibt Bild 9. Ist die Förderhöhe nicht frei wählbar, muss die Rohrnetzrechnung auf den vorhandenen Wert des Differenzdruckes angepasst werden. Das Vorgehen sieht wie folgt aus:

1. Der Druckverlust von Rohrleitungen und Einzelwiderständen über den ungünstigsten Strang wird anhand der Länge und des R-Wertes bestimmt, hier mit einem Anteil der Einzelwiderstände von 50 %: $\Delta p_{\text{Netz}} = 1,5 \cdot R \cdot l$
2. Der Druckverlust der Sondereinbauten (Filter...) wird bestimmt: Δp_{Sonder}
3. Die Ventilautorität für den (vermeintlich) ungünstigsten Heizkörper wird - je nach einheitlicher oder nicht einheitlicher Heizkörperauslegung - festgelegt: $a_v = 0,3$ bzw. $0,5$.
4. Der Druckverlust über dem Ventil wird berechnet: $\Delta p_{\text{Ventil}} = \frac{a_v}{1-a_v} \cdot (\Delta p_{\text{Netz}} + \Delta p_{\text{Sonder}})$
5. Die benötigte Druckförderhöhe wird aus den drei Druckverlustanteilen berechnet:
 $\Delta p_{\text{benötigt,min}} = \Delta p_{\text{Netz}} + \Delta p_{\text{Sonder}} + \Delta p_{\text{Ventil}}$
6. Die vorhandene Druckförderhöhe wird überprüft. Sie muss größer oder gleich der berechneten, Mindestförderhöhe sein. Sofern es sich um eine mehrstufige Pumpe handelt, wird die im Auslegungsfall benötigte Stufe bestimmt. Die für das Netz bereitstehende Druckförderhöhe muss mit dem berechneten Anlagenvolumenstrom ggf. aus Herstellerunterlagen bestimmt werden. Kann die Förderhöhe beliebig gewählt werden, liegt sie mit der Berechnung in Schritt 5 fest - die Überprüfung entfällt.

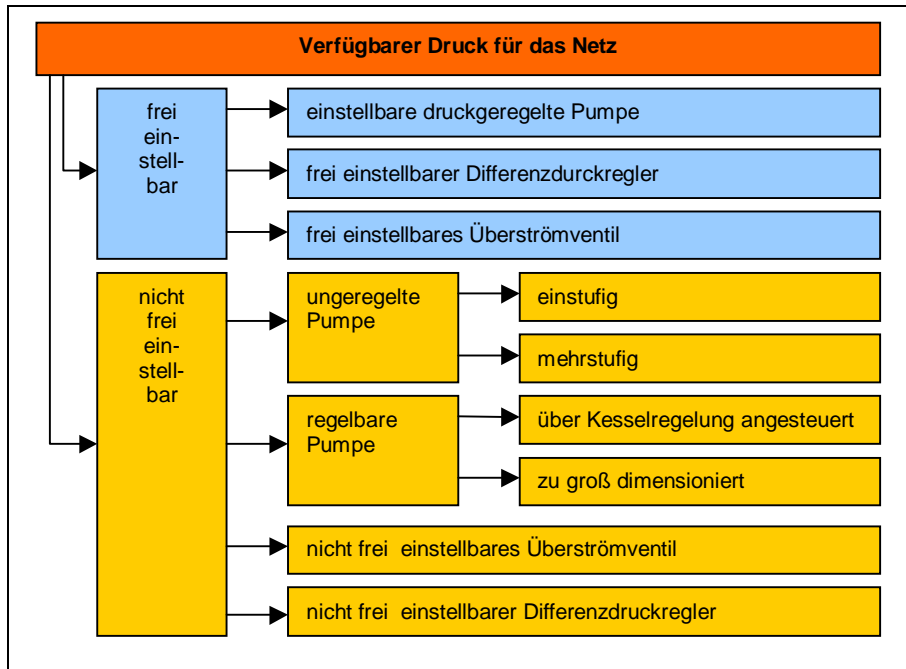


Abbildung 22 Verfügbarer Druck im Netz

Sollte die vorhandene Förderhöhe sehr viel größer sein als die minimal benötigte, so ist der Einbau eines Differenzdruckreglers zu empfehlen, falls die Pumpe nicht ausgetauscht werden kann. Eine derzeit gewählte, pragmatische Grenze für den Handlungsbedarf ist: Die im Netz benötigte Förderhöhe ist nur halb so groß wie die verfügbare und gleichzeitig sind die k_V -Werte vorhandener oder neuer THKVs im Mittel kleiner als $0,15 \text{ m}^3/\text{h}$ (dieser Wert entspricht einer geringen bis mittleren Voreinstellung bei den kleinsten heute verfügbaren THKVs).

Nach diesem Schritt liegt die Druckerhöhung für das Netz $\Delta p_{\text{verfügbar}}$ fest und die vorhandenen THKVs können hinsichtlich ihres k_V -Wertes überprüft oder neue Ventile mit kleineren k_V -Werten ausgelegt werden, die gegen die alten ausgetauscht werden.

Optimierte Einstellwerte für die THKVs

Für jeden Heizkörper liegt der Volumenstrom fest, ebenso die vorhandene Förderhöhe für das Netz $\Delta p_{\text{verfügbar}}$ und die Druckverluste zentraler Sondereinbauten (Δp_{Sonder}). Der Druckabfall über Rohrleitungen und Einzelwiderstände wird je nach Lage des Heizkörpers in einer der drei Zonen (nah, mittel, weit) mit l als Rohrlänge des längsten Stranges bestimmt:

- Zone weit: $\Delta p_{\text{Netz}} = R \cdot l$
- Zone mittel: $\Delta p_{\text{Netz}} = \frac{2}{3} \cdot R \cdot l$
- Zone nah: $\Delta p_{\text{Netz}} = \frac{1}{3} \cdot R \cdot l$

Die Differenz zwischen dem verfügbaren Druck und den Druckabfällen im Netz und in Sondereinbauten drosseln jeweils das Thermostatventil und die Voreinstellung ab.

Das in diesem Teil beschriebene Vorgehen bei der hydraulischen Optimierung kann zusammen mit der thermischen Anpassung bestehender Systeme nur sinnvoll mit Hilfe von Software umgesetzt werden. Weitere Untersuchungen werden derzeit noch durchgeführt.

Teil 4: Softwarelösung und Praxisbeispiel

In den vorangegangenen drei Teilen der Serie wurde die Notwendigkeit der Optimierung von Heizungsanlagen im Gebäudebestand verdeutlicht (Teil 1) und die Auswahl eines angepassten Temperaturniveaus (Teil 2) beschrieben. Im 3. Teil wurde schließlich beschrieben, wie unter Berücksichtigung der zuvor ermittelten Ausgangsdaten die Hydraulik einer Anlage optimiert werden kann.

Die Ausführungen haben gezeigt, wie komplex die Zusammenhänge in einer bestehenden Heizungsanlage sind, und dass eine optimale Abstimmung der Anlage nur unter Berücksichtigung zahlreicher Randdaten möglich ist. Um die aufgezeigte Herangehensweise an eine Optimierung dennoch in der täglichen Praxis anwenden zu können, wurde an der *Fachhochschule Braunschweig/Wolfenbüttel* im Auftrag des enerCity-Klimaschutzfonds *proKlima* aus Hannover an einer benutzerfreundlichen Softwarelösung gearbeitet.

Mit dem Programm „Optimierung von Heizungsanlagen – Hydraulischer Abgleich“ steht jetzt eine Arbeitshilfe zur Verfügung, mit deren Hilfe die Berechnung des hydraulischen Abgleichs auch in Bestandsgebäuden nicht mehr abschreckend wirkt, sondern möglichst einfach in den Arbeitsprozess eingefügt werden kann. Nach Eingabe weniger notwendiger Daten von Gebäude und Heizungsanlage führt das Programm eine vereinfachte, an die DIN 4701 angelehnte Heizlastberechnung durch. Anschließend wird die notwendige Übertemperatur der einzelnen Heizkörper sowie die optimale Temperaturspreizung der gesamten Heizungsanlage berechnet. Für den resultierenden Volumenstrom berechnet das Programm schließlich die erforderliche Förderhöhe der Umwälzpumpe sowie die für die Voreinstellung der einzelnen Thermostatventile benötigten k_V -Werte.

Merkmale einer geeigneten Softwarelösung

Mit der Zielrichtung, eine optimierte Anlage zu erhalten, muss die Software folgende Grundanforderungen abdecken können:

- Einfache, aber zugleich ausreichend genaue Ermittlung der Auslegungslast der einzelnen Räume,
- Bestimmung des thermisch ungünstigsten Heizkörpers durch Vergleich der Auslegungsraumheizlasten und der vorgegebenen Heizleistung der installierten Heizflächen,
- Berechnung der benötigten Übertemperatur für den thermisch ungünstigsten Heizkörper,
- Auswahl einer geeigneten Auslegungs-Vorlauftemperatur unter Berücksichtigung des Wärmeübertragerkennwerts und der sich ergebenden k_V -Werte der Thermostatventile (falls erforderlich, k_V -Werte durch Verkleinerung der Systemspreizung erhöhen),
- Ermittlung der Auslegungsvolumenströme der einzelnen Heizflächen für die gewählte Vorlauftemperatur,
- Berechnung der optimal einzustellenden Restförderhöhe, aber gleichzeitig Berücksichtigung der real einstellbaren Restförderhöhe der Pumpe oder des Differenzdruckreglers (Mindesteinstellwerte, stufige Pumpen usw.),
- Berechnung des Druckverlustes im Rohrnetz und damit des Differenzdrucks, der an den einzelnen Thermostatventilen zur Verfügung steht,
- Bestimmung des benötigten k_V -Werts der einzelnen Thermostatventile

Falls erforderlich, sollte der Einsatz eines Differenzdruckreglers vorgeschlagen werden (Beispiel Wandgeräte mit sehr hoher festvorgegebener Restförderhöhe).

Benötigte Ausgangsdaten – Aufnahmeformulare

Die zur Berechnung mit dem Programm benötigten Ausgangsdaten können mit Hilfe von drei Aufnahmeformularen vor Ort aufgenommen werden.

Auf dem Aufnahmeformular I werden allgemeine Daten, wie die Adressen von Gebäude und Ansprechpartner erfasst. Des Weiteren werden allgemeingültige Angaben für die vom Programm durchzuführende Heizlastberechnung abgefragt, z. B. die Lage des Gebäudes, das Gebäudebaujahr und der überwiegend verwendeter Fenstertyp.

Das Aufnahmeformular II fragt die Daten zum Heizkreis ab und muss für jeden im Gebäude vorhandenen Heizkreis, der eine eigene Pumpe bzw. einen eigenem Strangdifferenzdruckregler besitzt, separat ausgefüllt werden. Abgefragte Daten im Einzelnen:

- o Art der Wärmeerzeugung: Gas-/Ölkessel oder Fernwärme,
- o Angabe der maximal möglichen Kesselvorlauftemperatur bzw. bei Fernwärmesystemen der einzuhaltenden Vor- und Rücklauftemperaturen,
- o Eingesetzte Umwälzpumpe: Hersteller, Typ und Angaben über die Förderhöhe und Einstellmöglichkeit (stufenlos oder stufig) der eingesetzten Umwälzpumpe,
- o am evtl. vorhandenen Differenzdruckregler eingestellter Differenzdruck,
- o am evtl. vorhandenen Überströmventil (im Kessel integriert oder extern) eingestellter Ansprechdruck,
- o Aufnahme von vorhandenen Sonderbauteilen wie Schwerkraftbremsen, Wärmemengenzähler usw.,
- o Länge des längsten Strangs (Summe aus Vor- und Rücklauf) im Heizkreis

Die Aufnahmeformulare sind im Internet einzusehen unter: www.tww.de (à Archiv)

A) Antragsteller - Daten

Name:

Vorname:

Straße:

Hausnummer:

PLZ:

Wohnort:

B) Gebäude

1. Gebäude:

Straße:

Hausnummer:

PLZ:

Ort:

2. Gebäudetyp:

3. Einbauart:

4. Heizflächen:

Heizkörper Nr.	1	2	3
HK Bauart (z. B. Platten-HK, Guss- oder Stahl-Radiator, Konvektor, FbHzg.)	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>
Baugröße d. HKs (z. B. 22600x900 o. 14250/680) oder Normleistung (bei 75/65/20°C) in W	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>
Entfernung zur Pumpe (mittel = 33...66 % der Länge des längsten Strangs) Heizkreis	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>
Bezeichnung	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>
Fabrikat, Typ, Bauart und DN des Thermostatventils	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>
Voreinstellbares Thermostatventil?	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>
Falls voreinstellbar, aktuelle Voreinstellung (z. B. N oder 3)	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>
Rücklaufverschraubung einstellbar?	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>
Wurde eine Voreinstellung an dem RL-Ventil vorgenommen?	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>

Anmerkungen: (von den Angaben im Formular abweichende Daten für z. B. Fenster, Außen- u. Innentüren sowie Dämmung oder z. B. *Raum identisch in 1. OG*)

Abbildung 23 Aufnahmeformular I bis III

Das Aufnahmeformular III muss für jeden zu beheizenden Raum ausgefüllt werden. Die Räume sind den einzelnen Heizkreisen zuzuordnen. Neben allgemeinen Angaben zum Raum, wie z.B. der Raumgrundfläche, müssen für die spätere Heizlastberechnung alle Begrenzungsflächen des Raumes aufgenommen werden, die an Außenluft, Erdreich oder Räume mit deutlich abweichenden Temperaturen grenzen. Zum Schluss werden Angaben zu den vorhandenen Heizflächen abgefragt. Um die in Aufnahmeformular III geforderten Grund- und Außenwandflächen möglichst einfach und schnell erfassen zu können, empfiehlt sich der Einsatz eines Laser-Entfernungsmessgeräts. Diese sehr handlichen Messgeräte stellen nicht nur die schnellste und einfachste Art zur Ermittlung von Längen dar, sondern berechnen automatisch Flächen und Volumen ohne umständlich mit Zollstock oder Maßband und Taschenrechner hantieren zu müssen.

Programm-Ablauf

Der Benutzer wird anhand von einzelnen Masken durch das Programm geführt. Dabei werden alle zur Berechnung notwendigen Daten vom Programm nacheinander entsprechend der Reihenfolge in den ausgefüllten Aufnahmeformularen abgefragt. Im Programm wird zwischen der Eingabe von Gebäude-daten (1. Programmteil: Heizlast) und Anlagentechnik (2. Programmteil: Anlagentechnik) unterschieden, siehe Abbildung 24.

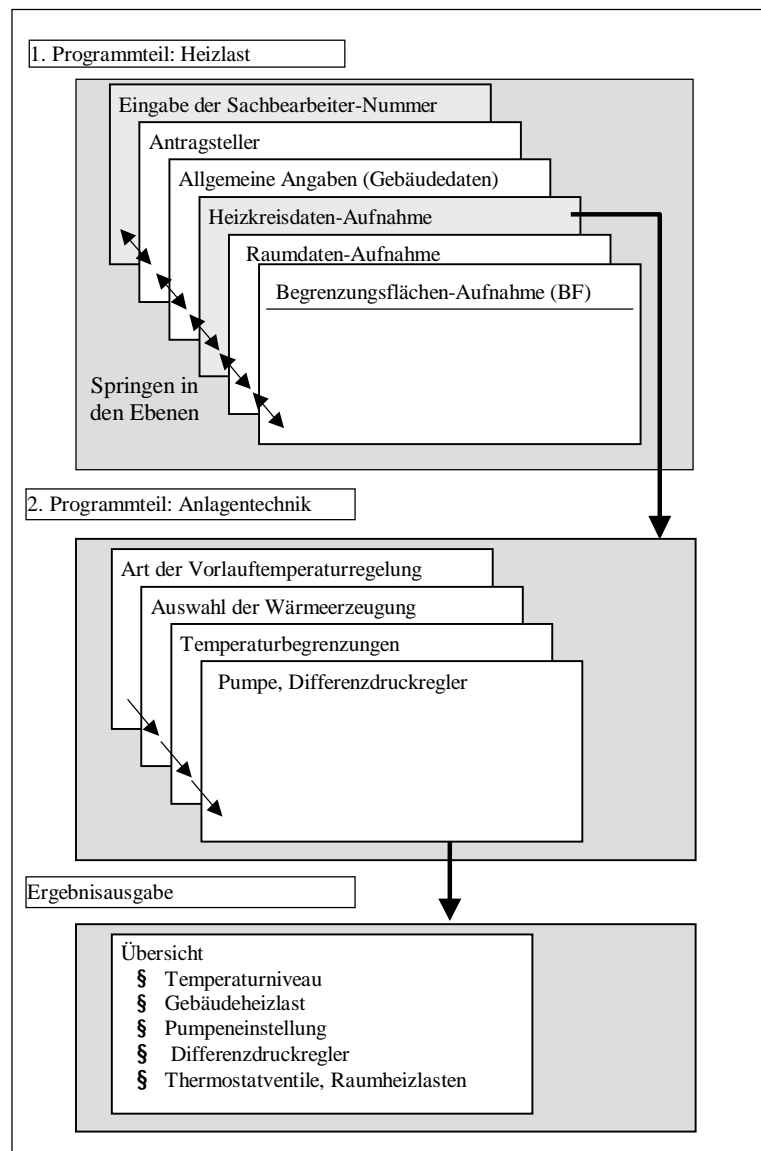


Abbildung 24 Gliederung des Programms in verschiedene Ebenen

6.) Einstellwerte der Thermostatventile

Raumdaten			Heizkörperdaten				THKVs - Ermittlung der Voreinstellwerte					
lfd. Nr.	Raumbezeichnung	beheizte Fläche m ²	Raum-Heizlast W	Heizkörpertyp	t _R °C	Norm-Leistung 75/65°C	Verhältnis Q _{HK} /Q _R	k _v -Wert m ³ /h	Δp mbar	Durchfluss l/h	Gewähltes Ventil: Hersteller, Typ, DN	Gewählte Voreinstellung, Bemerkungen
1	Kind W1 EG	15,7	800	Profil-Flach-HK 11/500/1200	57	970	1,2	0,27	48	58		
2	Wohnzimmer W1 EG	20,1	841	Profil-Flach-HK 22/500/1200	34	1753	2,1	0,09	48	21		Spreizung > 30 K!
3	Bad W1 EG	5,5	244	Profil-Flach-HK 22/900/500	27	1178	4,3	0,02	48	5		Spreizung > 30 K!
4	Küche W1 EG	12,2	378	Profil-Flach-HK 11/500/1200	29	970	2,6	0,04	48	8		Spreizung > 30 K!
5	Schlafen W1 EG	14,0	740	Profil-Flach-HK 11/500/1200	53	970	1,3	0,18	48	39		
6	Flur W2 EG	6,7	170	Profil-Flach-HK 11/500/400	30	323	2,2	0,02	48	4		kv-Wert zu klein! Spreizung > 30 K!
7	Wohnen W2 EG	23,0	638	Profil-Flach-HK 11/500/1200	45	970	1,5	0,11	48	23		
8	Wohnen W2 EG	23,0	638	Profil-Flach-HK 11/500/1200	45	970	1,5	0,11	48	23		
9	Schlafen (Kind) W2 EG	14,0	552	Profil-Flach-HK 11/500/1200	39	970	1,8	0,07	48	16		
10	Schlafzimmer W2 EG	16,0	522	Profil-Flach-HK 11/500/1200	38	970	1,9	0,06	48	14		Spreizung > 30 K!
11	Bad W2 EG	8,1	435	Profil-Flach-HK 11/900/700	39	942	1,9	0,06	48	13		
12	Schlafen W3 EG	14,5	511	Profil-Flach-HK 11/500/1200	37	970	1,9	0,06	48	14		Spreizung > 30 K!
13	Kind W3 EG	12,5	450	Profil-Flach-HK 11/500/1000	39	808	1,8	0,06	48	13		Spreizung > 30 K!
14	Wohnen W3 EG	23,3	467	Profil-Flach-HK 11/500/1200	34	970	2,1	0,05	48	11		Spreizung > 30 K!
15	Wohnen W3 EG	23,3	467	Profil-Flach-HK 11/500/1200	34	970	2,1	0,05	48	11		Spreizung > 30 K!

Abbildung 27 Ergebnisse der Berechnung für die ersten 15 Heizkörper

Die erste Seite der Berechnungsergebnisse (Abbildung 26) enthält in Form einer Übersicht die Heizlast des Gebäudes, die einzustellende Auslegungs-Vorlauf-temperatur und die daraus resultierende Auslegungs-Rücklauf-temperatur sowie die vorzunehmenden Pumpen- bzw. Differenzdruckregler-Einstellungen. Weiterhin wird das für das gesamte Gebäude gemittelte Verhältnis von Norm-Heizkörperleistung (bei 75°C/65°C/t_{Raum}) zur Auslegungs-Raumheizlast angegeben.

Die folgende(n) Seite(n) der Berechnungsergebnisse (Abbildung 27) enthalten Informationen zu den einzelnen Heizflächen. Wichtigster Kennwert hier ist neben der berechneten Raumheizlast (4. Spalte) der am Thermostatventil einzustellende k_v-Wert bzw. Druck und Volumenstrom am einzelnen Ventil. Weitere Informationen sind die sich einstellende Auslegungs-Rücklauf-temperatur und das Verhältnis aus Norm-Heizkörperleistung bei 75°C/65°C/t_{Raum} zu Auslegungs-Raumheizlast. In Spalte 7 wird die Heizkörper-Normleistung nach DIN EN 442 (bei 75/65/20°C) wiedergegeben, die auch aus Herstellerkatalogen entnommen werden kann.

Angaben zu Hersteller, Typ und DN des vor Ort vorhandenen bzw. des zu installierenden Thermostatventils werden per Hand in den Ausdruck der Ergebnisse eingetragen (siehe Abbildung 27). Anhand der Herstellerunterlagen zum Ventil wird eine Voreinstellung gewählt, so dass der berechnete k_v-Wert erreicht wird (Im Handbuch zum Programm gibt es eine Zusammenstellung der Daten der üblichsten voreinstellbaren Thermostatventile). Vor Ort kann dann anhand der ausgefüllten Liste (Programmausdruck) Heizkörper für Heizkörper einreguliert werden. Der Ausdruck selbst dient nach der Einregulierung der Anlage zur Dokumentation der ausgeführten Arbeiten und ist wichtiger Bestandteil eines Qualitätssicherungskonzepts.

Vergleich mit ausführlicher Rohrnetzrechnung

Im Folgenden soll der Frage nachgegangen werden, ob die Ergebnisse der Programmberechnung trotz der gemachten Vereinfachungen ausreichend genau sind. Durch die im diesem Fall idealerweise vorhandenen Grundrisspläne mit dem dazugehörigem Strangschemata und den Rohrdimensionen der Heizungsleitungen ist eine ausführliche Rohrnetzrechnung möglich. Die Versorgung der Heizkörper erfolgt durch eine im Keller installierte untere Rohrverteilung (siehe Abbildung 28).

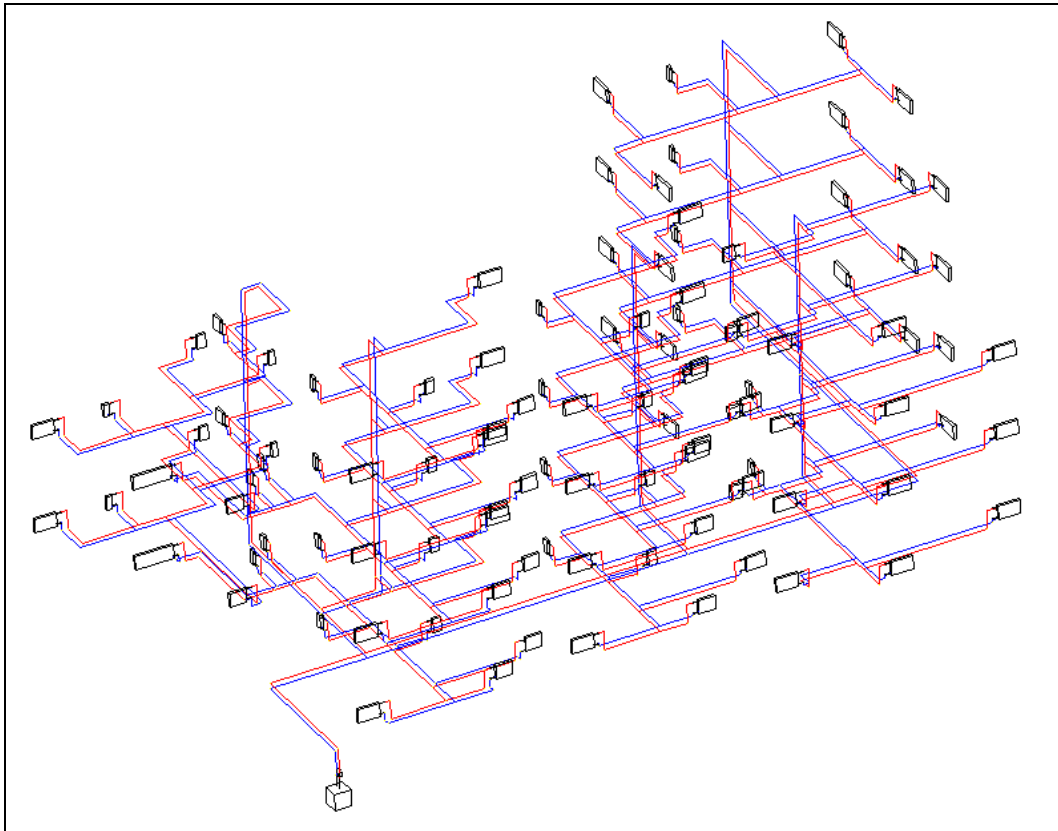


Abbildung 28 Rohrnetz des untersuchten Gebäudes

Für die ausführliche Rohrnetzberechnung und die vereinfachte Berechnung des Programms „Optimierung von Heizungsanlagen“ werden jeweils dieselben Werte für die Restförderhöhe der Pumpe, die Raumheizlasten und die Heizkörpernormleistungen verwendet.

Mit Hilfe der ausführlichen Rohrnetzberechnung wird der Druckverlust in den einzelnen Teilsträngen des Rohrnetzes berechnet. Als Ergebnis liefert auch diese Berechnung die für die Thermostatventile benötigten k_V -Werte und die daraus resultierenden Voreinstellungen. Abbildung 29 zeigt, wie stark und wie häufig die Voreinstellungen der vereinfachten Programmberechnung von denen aus der ausführlichen Rohrnetzberechnung abweichen.

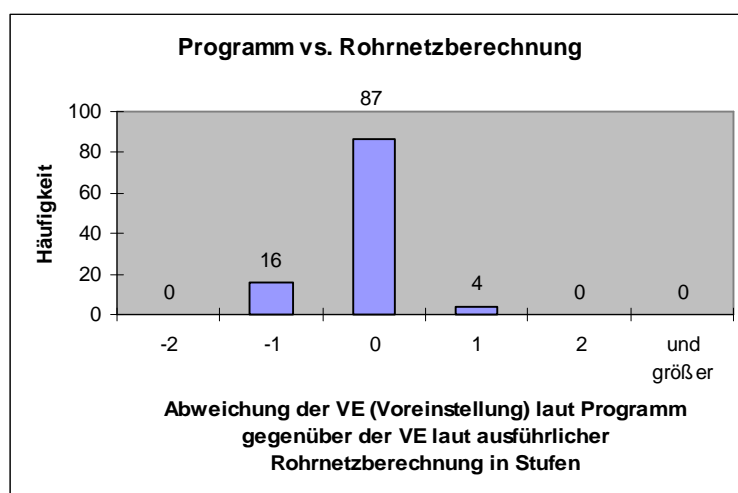


Abbildung 29 Vergleich der Programmberechnung mit den Ergebnissen der ausführlichen Rohrnetzberechnung – Größenordnung und Häufigkeit der einzelnen Abweichungen

Das Programm zur Optimierung von Heizungsanlagen führt in 87 von 107 Fällen (entspricht 81 %) zu exakt denselben Voreinstellungen wie die ausführliche Rohrnetzberechnung. In 16 Fällen (entspricht 15 %) führt die vereinfachte Berechnung mit dem Programm zu einer um eine Stufe zu kleinen Vor-

einstellung (zu kleiner k_V -Wert), in vier Fällen zu einer um eine Stufe zu großen Voreinstellung (zu großer k_V -Wert). Eine zu kleine Voreinstellung bedeutet theoretisch, dass es in den betreffenden Räumen nicht mehr ausreichend warm wird. Wegen der an mehreren Stellen in der Berechnung vorhandenen Sicherheiten (z. B. U-Werte) wird es in der Praxis wahrscheinlich auch bei einer geringfügig zu kleinen Voreinstellung nicht zu einer Unterversorgung kommen.

Der durchgeführte Vergleich der ausführlichen Rohrnetzberechnung mit der vereinfachten Rohrnetz-berechnung (Programm zur Optimierung von Heizungsanlagen) an zwei realen Mehrfamilienhäusern in Braunschweig zeigt, dass die vereinfachten Annahmen ausreichend genau sind. Auf die genaue Rohrnetzaufnahme, die bei Bestandsgebäuden - wenn überhaupt - nur mit größtem Aufwand möglich ist, kann also ohne große Einbußen in der Berechnungsqualität verzichtet werden. Die Einordnung der Heizkörper in drei Entfernungszonen (siehe Teil 3 der Artikelserie) führt in Verbindung mit den verhältnismäßig exakt bestimmten Volumenströmen der einzelnen Heizkörper zu ausreichend genauen k_V -Werten und Voreinstellungen.

Vergleich der Ergebnisse mit überschlägigem Verfahren

Die gleiche Berechnung erfolgt zusätzlich mit Hilfe eines überschlägigen Verfahrens [8]. Es kann aufgrund seiner Einfachheit auch ohne Softwareunterstützung angewendet werden. Die Heizlastberechnung erfolgt für alle Räume anhand einer fest vorgegebenen grundflächenbezogenen Heizlast von 40 W/m² (Gebäude mit mehr als 2 Wohnungen, Baujahr 1998, NEH). Der Auslegungsvolumenstrom der einzelnen Räume wird mit einer gewählten Spreizung von 20 K bestimmt. Eine Rohrnetzberechnung erfolgt nicht, stattdessen gibt das Verfahren einen einheitlichen Druckabfall von 100 mbar über jedem Thermostatventil vor. Unter diesen Randbedingungen wurden die k_V -Werte und Voreinstellungen für die Thermostatventile bestimmt. Abbildung 30 zeigt, zu welchen Abweichungen diese Vorgehensweise gegenüber der ausführlichen Rohrnetzberechnung führt.

Insbesondere der Vergleich von Abbildung 29 mit Abbildung 30 zeigt, dass bei der überschlägigen Berechnung die Anzahl der von der ausführlichen Rohrnetzberechnung abweichenden Voreinstellungen erheblich größer ist, und dass die Abweichungen zum Teil zwei Stufen betragen. Nur noch 39 % aller Voreinstellungen stimmen mit der ausführlichen Rohrnetzberechnung überein, bei knapp der Hälfte aller Ventile weichen die Voreinstellungen um eine Stufe, in 15 % aller Fälle um zwei oder mehr Stufen vom Referenzwert ab. Die um zwei Stufen zu kleinen Voreinstellungen können in der Praxis zu Nutzerbeschwerden führen, denen eine Erhöhung der Pumpenleistung oder der Vorlauftemperatur folgt. An den eigentlich ausreichend versorgten Heizkörpern steht dann ein erhöhtes Verschwendungspotential zur Verfügung.

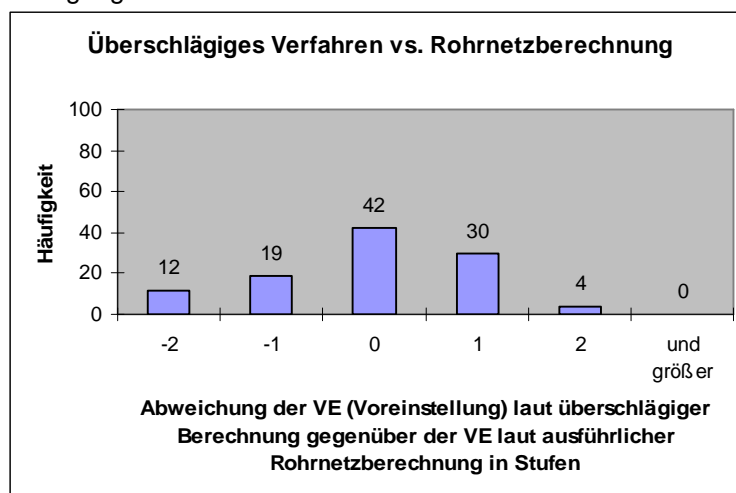


Abbildung 30 Vergleich des überschlägigen Verfahrens mit den Ergebnissen der Rohrnetzberechnung – Größenordnung und Häufigkeit der einzelnen Abweichungen

Dem Vorteil eines verringerten Aufwandes zur Bestimmung der Voreinstellungen steht der Nachteil großer Ungenauigkeiten gegenüber. Bei der Beispielrechnung mit dem überschlägigen Verfahren haben die Autoren die wählbaren Parameter jeweils optimal angenommen. Dies ist in der Praxis natürlich nicht zu erwarten. Man muss kritisch hinterfragen, ob jeder Anwender des Verfahrens mit einer spezifischen Heizlast von 40 W/m² gerechnet hätte, immerhin handelt es sich hier nicht um ein spezielles Niedrigenergiehaus sondern ein normales Mehrfamilienhaus neueren Baujahrs (das überschlä-

gige Verfahren empfiehlt für normale Gebäude 70 W/m²). Es ist ebenfalls fraglich, ob eine Spreizung von 20 K gewählt worden wäre, schließlich standen 5, 10, 15 und 20 K zur Auswahl und in der Praxis scheint sich zumindest in den Köpfen mittlerweile eine Auslegungsspreizung von 55/45 °C, also 10 K zu etablieren.

Bei einer Rechnung mit 70 W/m² statt mit 40 W/m² und 10 K statt 20 K, wären die Abweichungen des überschlägigen Verfahrens noch weit größer. Von einer gerechten Wärmeverteilung dürfte dann sicher nicht mehr gesprochen werden, zumal die überwiegend zu großen Voreinstellungen ein Verschwendungspotential bedeuten und zu erhöhten Verbräuchen führen können.

Praxistest - Anwendung des Programms in der Praxis

Der im Versorgungsgebiet der Stadtwerke Hannover AG angesiedelte *energcity*-Fonds *proKlima* fördert im Rahmen seines Breitenförderprogramms „Energetische Modernisierung von Wohngebäuden“ den hydraulischen Abgleich von Heizungsanlagen. Das hier vorgestellte Programm wird seit Juli 2003 von *proKlima* in Hannover kostenlos an Handwerksbetriebe ausgegeben. Bis Mitte November 2003 waren schon ca. 100 Programmnutzer registriert. Ab 2004 wird der Nachweis einer durchgeführten Qualitätssicherung Bedingung für alle Fördermaßnahmen bei der Modernisierung der Heizungstechnik sein.

Das von der deutschen Bundesstiftung Umwelt (DBU) geförderte Projekt „Optimus“ (Optimierung von Heizungssystemen durch Information und Qualifikation zur nachhaltigen Nutzung von Energieeinsparpotenzialen) hat die Software in enger Zusammenarbeit mit *proKlima* weiterentwickelt. Momentan wird sie zur Optimierung von über 30 Ein- und Mehrfamilienhäusern unterschiedlicher Baualterklassen von ausführenden Betrieben in der Praxis eingesetzt. Durch ein begleitendes Messprogramm sollen in der aktuellen Heizperiode die erwarteten Energieeinsparungen wissenschaftlich nachgewiesen werden.

Berechnungsstrategie des Programms

In den vorangegangenen Teilen dieser Artikelserie wurden die Systemzusammenhänge und Berechnungsmethoden sehr ausführlich beschrieben. In diesem Kapitel soll nun verdeutlicht werden, wie die konkrete Umsetzung dieser Zusammenhänge im Programm verwirklicht wurde.

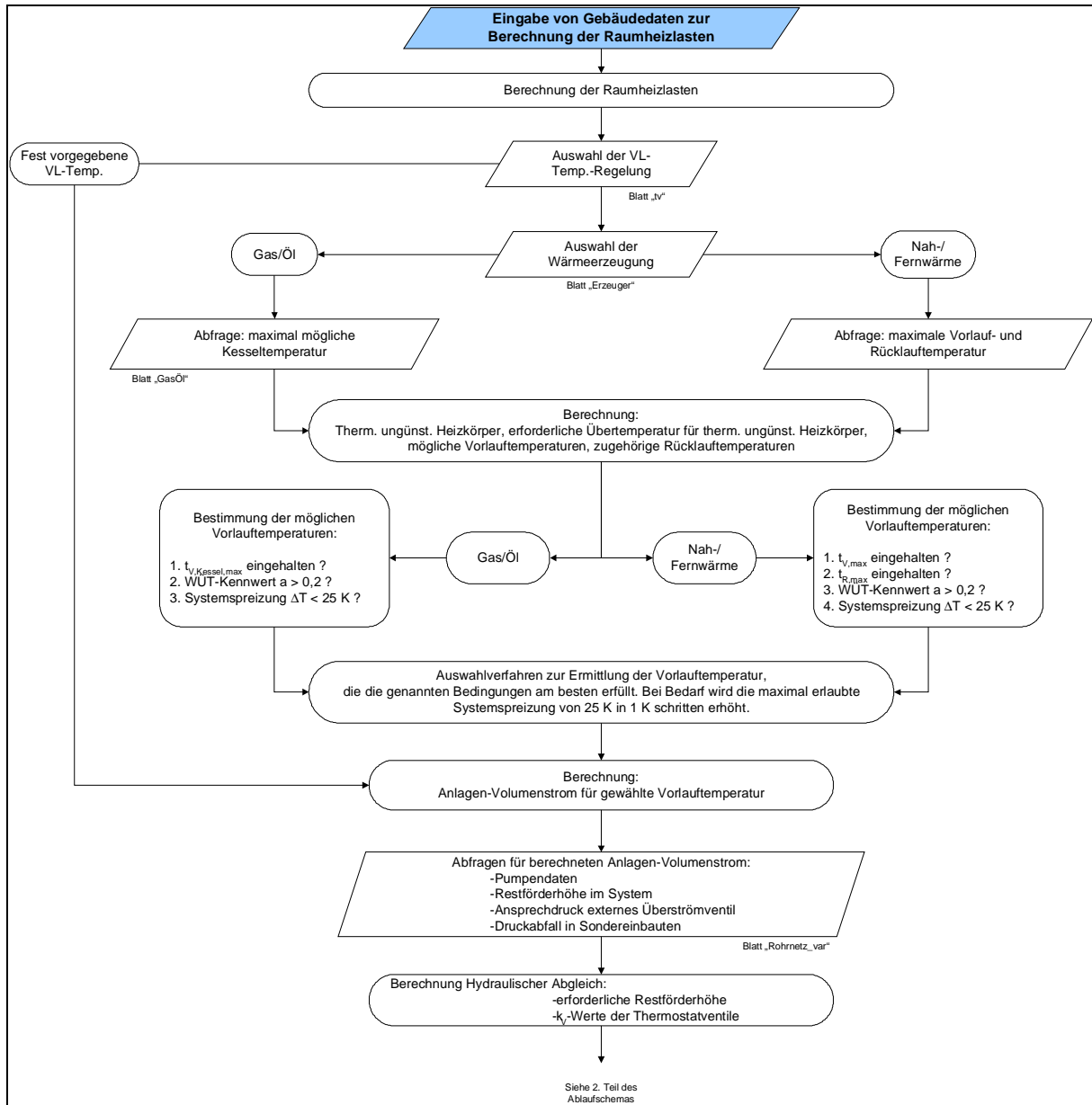


Abbildung 31 Programm zur Optimierung von Heizungsanlagen: Ablaufschema (Teil 1 von 2)

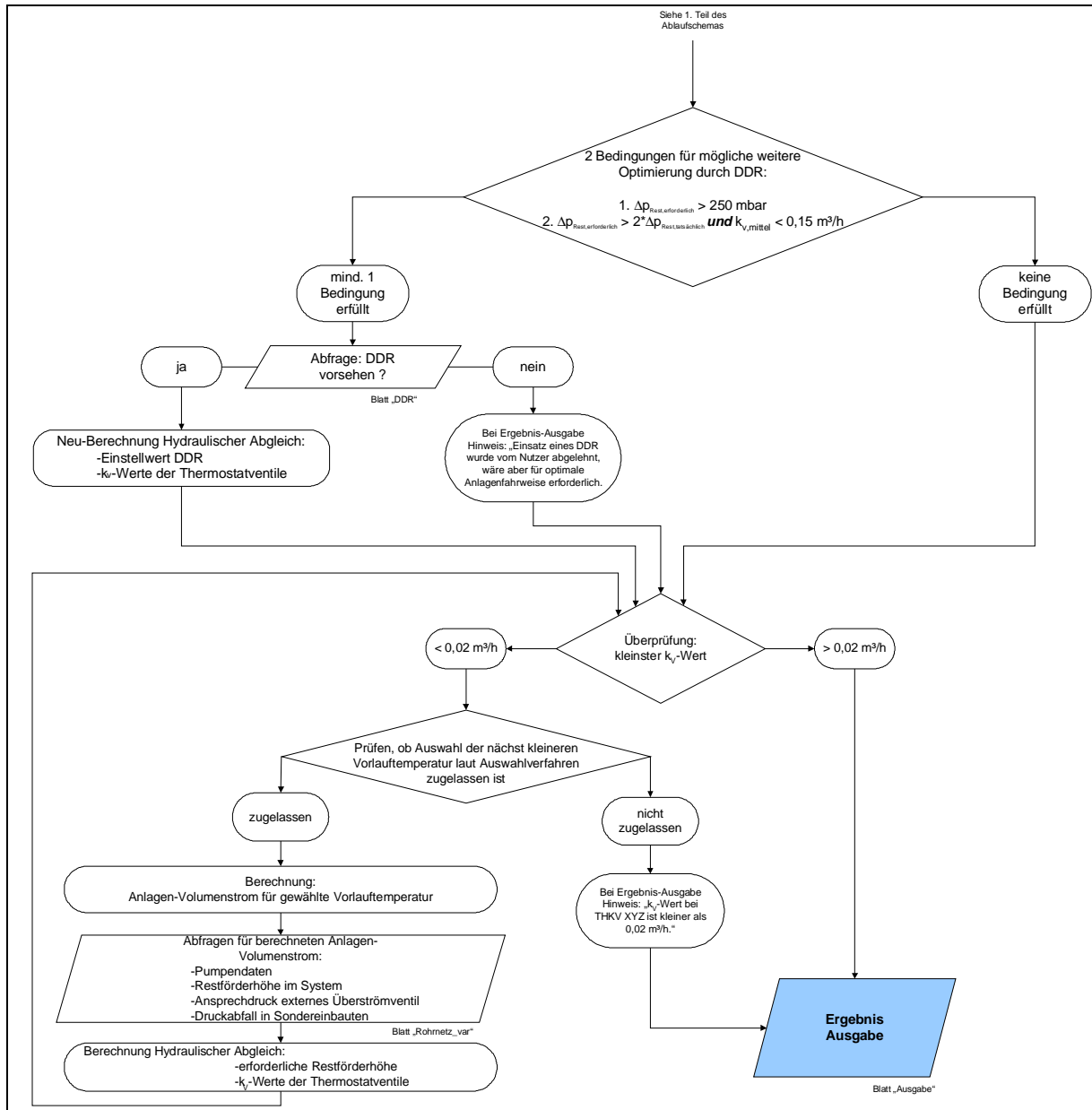


Abbildung 32 Programm zur Optimierung von Heizungsanlagen: Ablaufschema (Teil 2 von 2)

Zunächst werden die Heizkörper-Normleistungen $\dot{Q}_{HK,76/65/20}$ und Auslegungs-Raumheizlasten (Die Auslegungs-Raumheizlast wird mit Hilfe einer vereinfachten Heizlastberechnung ermittelt, die sich im Wesentlichen auf die Außenflächen bezieht und **nicht** mit einem auf die Grundfläche bezogenem Kennwert.) $\dot{Q}_{Raum,A}$ für die einzelnen Räume ermittelt.

Anhand des Verhältnisses aus benötigter Raumheizlast und der auf die gewünschte Raumtemperatur umgerechneten Heizkörperleistung $\dot{Q}_{HK,76/65/t_{Raum}}$ wird der thermisch ungünstigste Heizkörper bestimmt. Für diesen Heizkörper wird die Übertemperatur Δt_{in} berechnet, die es dem Heizkörper (HK) ermöglicht, die Raumheizlast genau zu decken.

$$\Delta t_{in,benötigt} = \left(\frac{\dot{Q}_{Raum,A}}{\dot{Q}_{HK,75/65/20}} \right)^{\frac{1}{n}} \cdot \Delta t_{in,HK,75/65/20} = e^{\frac{\ln \left(\frac{\dot{Q}_{Raum,A}}{\dot{Q}_{HK,75/65/20}} \right)}{n}} \cdot \Delta t_{in,HK,75/65/20} \quad \text{Gleichung 9}$$

Für den Bereich von Vorlauftemperaturen $t_{V,A} = 50$ bis 90 °C (Falls der Wärmeerzeuger z. B. nur 75 °C liefern kann, wird der Bereich auf maximal 75 °C statt 90 °C begrenzt. Wird die Auslegungsvorlauf-

temperatur fest vorgegeben, kann mit bis zu 110 °C gerechnet werden.) werden zunächst alle Spreizungen berechnet, die zu der am thermisch ungünstigsten Heizkörper benötigten Übertemperatur Δt_{in} führen.

Anschließend werden aus den möglichen Spreizungen alle Paare gestrichen, die für den thermisch ungünstigsten Heizkörper zu einem Wärmeübertragerkennwert unter 0,2 führen, damit die resultierende Regelgüte akzeptabel bleibt (siehe Teil 1). Dies sind jeweils die kleinsten Spreizungen, die zudem den Volumenstrom und damit die Druckverluste in den Heizkörperanbindeleitungen erhöhen würden.

Ebenso werden alle Wertepaare gestrichen, die Systemspreizungen größer 25 K (dies betrifft nicht die Spreizung einzelner Heizkörper) zur Folge hätten. Damit werden starke Temperaturschichtungen im Heizkörper vermieden, die von den Nutzern als negativ empfunden werden könnten. Zudem sind die heute am Markt befindlichen Wandkessel aufgrund ihres geringen Wasserinhaltes in der Regel nicht in der Lage, ihre volle Leistung bei einer Spreizung von mehr als 25 K abzugeben. Sollten nun gar keine Wertepaare mehr übrig sein, wird eine Systemspreizung über der 25 K-Grenze zugelassen. Es obliegt den Programmnutzer, zu prüfen, ob der Wärmeerzeuger in der Lage ist, eine Systemspreizung von mehr als 25 K zu fahren. Falls nicht müssen evtl. betroffene, zu kleine Heizkörper durch größere ersetzt werden.

Aus den verbleibenden Datenpaaren werden anschließend alle Wertepaare gestrichen, die zu Thermostatventilen mit k_v -Werten kleiner als 0,02 m^3/h führen (Wertepaare mit großen Spreizungen). Dieser Wert kann mit den auf dem Markt verfügbaren feinstvoreinstellbaren THKVs bei der kleinsten Voreinstellung gerade noch erreicht werden kann (siehe Teil 2).

Bei der Berechnung von realen Anlagen stellte sich heraus, dass Räume mit extrem kleinen Heizlasten fast immer zu Problemen mit der Einhaltung des geforderten k_v -Wertes führen. Bei näherer Betrachtung des Problems wird deutlich, dass bei den gegebenen Randbedingungen der minimal mögliche k_v -Wert verfügbarer Thermostatventile bei Heizkörperleistungen (Raumheizlasten) unter 230 W nicht mehr eingehalten werden kann. Im Programm wird daher bei denjenigen Heizkörpern, die eine Raumheizlast von weniger als 230 W abdecken müssen, keine Überprüfung des k_v -Wertes durchgeführt.

Aus den nun noch vorhandenen, möglichen Spreizungen wird die Spreizung ausgewählt, die den größten Wärmeübertragerkennwert ermöglicht.

Bei einer einheitlichen Heizkörperauslegung (siehe Teil 3) ist derjenige Heizkörper der hydraulisch ungünstigste, der am Ende des längsten Strangs angeordnet ist. Aus dem Druckverlust dieses Stranges und der Vorgabe einer Ventilautorität von $a_v = 0,3$, lässt sich die benötigte Mindest-Restförderhöhe nach folgender Gleichung berechnen:

$$\Delta p_{\text{erf,min}} = 1,43 \cdot (\Delta p_{\text{Netz}} + \Delta p_{\text{Sonder}}) = 1,43 \cdot (R \cdot l \cdot ZF + \Delta p_{\text{Sonder}}) \quad \text{Gleichung 10}$$

Bei einer nicht einheitlichen Auslegung kann aufgrund fehlender Informationen über das Rohrnetz der hydraulisch ungünstigste Heizkörper praktisch nicht bestimmt werden. In diesem Fall wählt man den Druckverlust über den Thermostatventilen so hoch, dass dem Druckverlust im Rohrnetz keine Bedeutung mehr zukommt. Die Ventile werden mit einer hohen Ventilautorität von $a_v = 0,5$ ausgelegt. Der Nachteil einer erhöhten Pumpförderleistung und Stromaufnahme muss in Kauf genommen werden.

$$\Delta p_{\text{erf,min}} = 2 \cdot (\Delta p_{\text{Netz}} + \Delta p_{\text{Sonder}}) = 2 \cdot (R \cdot l \cdot ZF + \Delta p_{\text{Sonder}}) \quad \text{Gleichung 11}$$

Liegt die erforderliche Restförderhöhe $\Delta p_{\text{erf,min}}$ im einstellbaren Bereich der Pumpe bzw. des Differenzdruckreglers, wird der berechnete erforderliche Wert als tatsächliche Druckerhöhung Δp_{tats} verwendet. Für den Differenzdruckregler beträgt der minimale Einstellwert jedoch 50 mbar, kleinere Werte können an marktüblichen Geräten nicht eingestellt werden.

Ist die Restförderhöhe z. B. aufgrund einer bereits vorhandenen bzw. werksseitig im Kessel integrierten Pumpe fest vorgegeben, wird zunächst überprüft, ob die vorhandene Restförderhöhe größer als die benötigte Restförderhöhe ist. Ist dies nicht der Fall, muss die Pumpe getauscht werden - in der Praxis tritt dieser Fall praktisch nie ein. In anderen Fällen ist die vorhandene Druckerhöhung maßgeblich für das Netz. Wenn die feste Druckerhöhung sehr groß ist, wird ggf. ein zusätzlicher zentraler Differenzdruckregler vorgeschlagen, um die Thermostatventile zu entlasten.

Ist ein Überströmventil vorhanden, dessen Ansprechdruck unter der Pumpenförderhöhe liegt, gilt der am Überströmventil eingestellte Ansprechdruck als Δp_{tats} .

Der Differenzdruck an den Thermostatventilen wird in Abhängigkeit der zonalen Einteilung wie im Teil 2 beschrieben, berechnet. Zusammen mit dem benötigten Volumenstrom am jeweiligen Heizkörper lässt sich der k_V -Wert bestimmen.

Die Summe aller Einzelvolumenströme ergibt den Systemvolumenstrom. Zusammen mit der benötigten Restförderhöhe kann mit Hilfe eines Pumpendiagramms eine geeignete Pumpe ausgewählt bzw. eingestellt werden.

Hinweis: Bei regelbaren Pumpen sollte der benötigte Betriebspunkt (Auslegungsfall) im oberen Drehzahlbereich der Pumpe liegen (d. h. im rechten Drittel des Pumpendiagramms), damit die Pumpe im Teillastfall überhaupt die Möglichkeit hat, die Drehzahl und damit den Stromverbrauch zu reduzieren. Nicht regelbare Pumpen sind so auszulegen, dass der maximale Wirkungsgrad erst bei leicht verringertem Volumenstrom (bezogen auf den Auslegungsvolumenstrom) erreicht wird.

Teil 5: Wertanalyse für Detailprobleme

Im ersten Teil der Serie wurde die Notwendigkeit der Optimierung von Heizungsanlagen vor allem im bereits baulich verbesserten Gebäudebestand verdeutlicht. Die beschriebenen Grundlagen zur Anpassung des Temperaturniveaus einer vorhandenen Heizungsanlage an die notwendige Heizlast sowie verschiedene Vorüberlegungen zur Verbesserung der Hydraulik (v. a. hydraulischer Abgleich) wurden in einem Softwareprogramm umgesetzt.

Über die in den ersten Teilen der Serie beschriebenen und mit dem Rechenprogramm realisierten Optimierungsansätze gibt es noch diverse weitere, komplexe Fragestellungen in der Bestandsverbesserung. Eine Lösungsstrategie für diese Fragen kann die nachfolgend schwerpunktmäßig beschriebene Wertanalyse sein.

Gelöste und ungelöste Fragestellungen bei der Optimierung von Bestandsanlagen

Werden die bisherigen Ausführungen zur Optimierung von Heizungsanlagen, einschließlich der Umsetzung in ein Softwareprogramm rückwirkend betrachtet, so kann folgender Schluss gezogen werden:

- Die Optimierungsansätze und -strategien richten sich an Heizungsanlagen im Bestand, die im Zweirohrsystem mit Heizkörpern ausgestattet sind. Konventionelle Wärmeerzeuger (Kessel sowie Nah- und Fernwärmeanschlüsse) können optimiert werden. Die überschlägige Heizlastberechnung gilt nur für Gebäude ohne mechanische Lüftungstechnik bzw. unter deren Vernachlässigung.

Dieser Grobbeschreibung entspricht ein Großteil des Anlagenbestands in Deutschland, dennoch gibt es diverse Problemstellungen in der Praxis, die nicht mit einem Standardrechenprogramm bzw. -ansatz bearbeitet werden können. Zwei seien im Folgenden benannt und kurz erläutert.

- Gebäude mit zusätzlicher mechanischer Lüftungstechnik (z.B. nachträglich installierte kontrollierte Wohnungslüftung): Problem des nicht bekannten Einflusses der Lüftungsanlage auf die Raumheizlast. Die Optimierung kann dem in den vorhergehenden Teilen der Serie beschriebenen Schema folgen, jedoch muss die Raumheizlast unter Berücksichtigung der Luftführung im Gebäude bestimmt werden. Es ergeben sich höhere Heizlasten in Zulufräumen und geringere Heizlasten in Überströmzonen und Ablufträumen. Hier ist eine genauere Heizlastberechnung, künftig nach bzw. in Anlehnung an EN 12831 notwendig.
- Gebäude mit Fußbodenheizung: Problem der unbekanntem Heizleistung. Eine Optimierung des Temperaturniveaus sowie der hydraulische Abgleich kann nachträglich nur durchgeführt werden, wenn die installierte Heizflächenleistung bekannt ist. Hierzu reicht eine Gebäudebegehung nicht aus, vorhandene alte Plandaten sind unbedingt notwendig.

Darüber hinaus gibt es Fragestellungen, die einer genaueren Erörterung von Vor- und Nachteilen – auch aus unterschiedlichen Blickwinkeln – bedürfen:

- Austausch von Heizflächen aus Gründen der Heizkostenabrechnung: Für eine korrekte Heizkostenabrechnung bzw. -verteilung mit Hilfe von Verdunstungsmessgeräten oder elektronischen Ein- bzw. Zweifühlergeräten ist eine geräteabhängige, minimale Übertemperatur der Heizfläche notwendig. Ist diese Übertemperatur nicht gegeben, muss die gerechte Abrechnung in Frage gestellt werden. Die benötigte Übertemperatur einer Heizfläche im Bestand hängt nur von der echten Raumheizlast und der installierten Heizkörpernormleistung (Heizkörpergröße und -typ) ab, jedoch nicht von der gewählten Vorlauftemperatur. Daher muss unter Umständen erwogen werden, besonders stark überdimensionierte Heizkörper nach einer baulichen Modernisierung auszutauschen oder falls ausreichend, die vorhandenen Verdunster mit relativ hoher benötigter Übertemperatur durch Geräte mit entsprechend geringerer benötigter Heizkörperübertemperatur auszutauschen.
- Austausch von Heizflächen aus Gründen der Temperaturoptimierung: Ein ähnlich gelagertes Problem ist der Austausch von stark unterdimensionierten Heizflächen. Das Temperaturniveau einer Anlage und damit auch die notwendige Vorlauftemperatur in einer Bestandsanlage richten sich nach dem thermisch ungünstigsten Heizkörper (Heizkörper mit der geringsten Überdimensionierung gegenüber seiner zu deckenden Raumheizlast). Um sehr hohe Vorlauftemperaturen z.B. in Anlagen mit Wärmepumpen zu vermeiden, kann der Austausch der am stärksten unterdimensi-

onierten Heizflächen zwingend erforderlich sein. Die Maßnahme führt zu besseren Arbeitszahlen der Wärmepumpen. Auch für konventionelle Wärmeerzeuger (z.B. Kessel) kann der Austausch von Heizflächen sinnvoll sein. Sind in einer Anlage einzelne Heizflächen verhältnismäßig klein dimensioniert, die überwiegende Zahl der Heizflächen jedoch normal oder sogar besonders groß dimensioniert, ergibt sich zwangsläufig eine sehr große Systemspreizung. Dies kann bei vielen Wandkesseln zu einer nicht optimalen Betriebsweise führen, da häufig Spreizungen von über 25 K nicht erlaubt sind bzw. die Kesselregelung dann reagiert, z. B. mit dem Reduzieren der Brennerleistung oder gar mit einer Sicherheitsabschaltung. Zudem muss eine übermäßig hohe Vorlauftemperatur gefahren werden, damit auch der thermisch ungünstigste Heizkörper die benötigte Heizleistung abgibt.

- Optimierung von Einrohrheizungen: Eine besondere Fragestellung ist die Optimierung von Einrohrheizungen. Hier ist – v. a. im nachträglich baulich modernisieren Gebäude – mit hohen Anteilen von Wärmeabgabe über die Rohrleitungen zu rechnen. Der Rohrwärmeanteil kann bis zu 90 % betragen. Eine gerechte Heizkostenabrechnung ist in diesem Fall in Frage zu stellen. Weiterhin gestaltet sich die Nachrechnung von Einrohrheizungen als sehr aufwendig – schon im Neubau ist der Planungsaufwand beachtlich. Über einen Umbau der Einrohrheizung in Richtung auf eine Zweirohrheizung oder eine Komplettänderung des Systems muss in der Praxis nachgedacht werden.
- Einbau von Differenzdruckreglern: Wegen der besseren Regelbarkeit und zur Geräuschverminderung werden in Bestandsanlagen nachträglich Differenzdruckregler installiert. Die Kosten für eine Nachrüstung können oftmals nicht allein aus Gründen der Energieeinsparung bzw. betriebswirtschaftlichen Gründen argumentiert werden. Hier sind weit tiefgründigere Entscheidungskriterien wirksam.
- Nachrüstung von Lüftungsanlagen: Ob und in welchem Umfang (zentrale oder dezentrale Abluftanlagen, zentrale oder dezentrale Zu- und Abluftanlagen mit und ohne Wärmerückgewinnung) in bestehende Gebäude nachträglich installiert werden, ist ein viel diskutiertes Thema. Hier treffen Argumente des Feuchteschutzes (dichte Fenster), der Energieeinsparung, der Wirtschaftlichkeit, des Komforts u. v. m. aufeinander. Gerade in Gebäuden mit modernisierten dichten Fenstern und gleichzeitig raumluftabhängig betriebenen Etagenheizkesseln besteht Handlungsbedarf. Eine Standardlösung kann auch hier - noch - nicht angegeben werden.

Diese und viele andere Problemstellungen erfordern eine umfassende Betrachtung aus verschiedenen Blickwinkeln, bevor eine Lösung vorgeschlagen werden kann. Die reine Betrachtung der Energieeinsparung oder Wirtschaftlichkeit genügt hier nicht. Ein Verfahren, das in diesem Fall als Hilfsmittel zur Entscheidungsfindung verwendet werden kann, ist eine Wertanalyse. In vereinfachter Form wird sie dem Leser durch die ähnlich durchgeführte Produktbewertung der Stiftung Warentest ggf. bekannt sein.

Das Wertanalyseverfahren wird im Folgenden in seinen Grundzügen erläutert und anhand eines Beispiels vertieft vorgestellt. Es soll die Entscheidung getroffen werden, ob für ein Mehrfamilienhaus die vorhandenen 25 Jahre alten Etagenheizungen sukzessiv ersetzt werden oder ob eine zentrale Anlage zur Heizung und Trinkwarmwasserbereitung installiert wird.

Begriffe der Wertanalyse

Das Verfahren der Wertanalyse ist in DIN 69910 beschrieben. Einen Überblick über die Vorgehensweise und wichtige Begriffe ist in Abbildung 2 zusammengestellt.

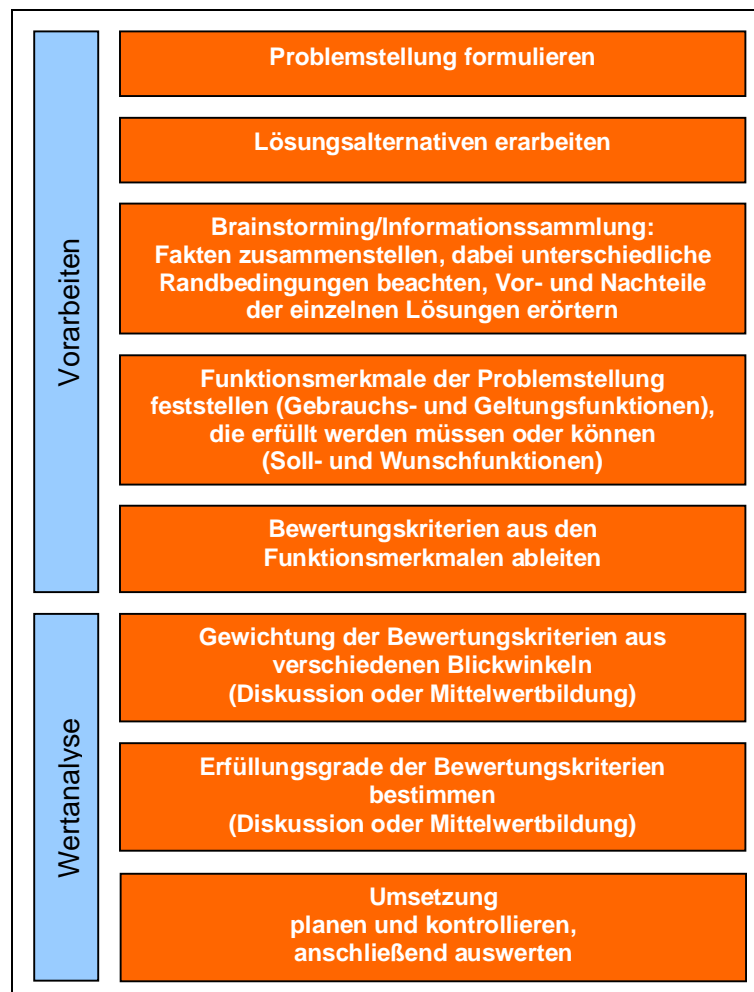


Abbildung 33 Vorgehensweise bei der Wertanalyse

Zunächst werden die Problemstellung und mehrere Lösungsalternativen definiert. Die Entscheidung, welche der Lösungen optimal ist, ist das Ergebnis der Wertanalyse. Um die Vor- und Nachteile einzelner Lösungsalternativen beurteilen zu können, beginnt das Wertanalyseverfahren mit einem Brainstorming bzw. einer Informationssammlung. Alle an der Diskussion Beteiligten stellen Fakten, Ideen, Vor- und Nachteile, die sich mit dem Problem und den Lösungsalternativen verbinden, zusammen. Dabei wird das Problem aus allen Blickwinkeln betrachtet. Es ist also erforderlich, dass die beteiligten Akteure gleichberechtigte Diskussionspartner sind, aus verschiedenen Tätigkeitsfeldern kommen (z.B. Nutzer, Marketing, Handwerk, Energieberatung, Architektur, TGA-Fachplanung,...) und unbedingt offen ihre Ideen und Meinung äußern können.

Nach dem erfolgten Einstieg in die Diskussion und Problematik wird eine Liste mit Funktionsmerkmalen (Anforderungen) erstellt, die alle Lösungsalternativen erfüllen sollen. Es sollen Geltungs- und Gebrauchsfunktionen, Soll- und Wunschfunktionen berücksichtigt werden. Gebrauchsfunktionen beschreiben die sachliche Nutzung (technischer und/oder organisatorischer Art) der betrachteten Beziehung. Sie sind in der Regel aufgrund physikalischer und/oder wirtschaftlicher Daten bzw. Qualitäts- und Verhaltensstandards quantifizierbar. Geltungsfunktionen sind ausschließlich subjektiv wahrnehmbare, personenbezogene Wirkungen (Aussehen, Komfort, Sozialmaßnahmen, Prestige) und allenfalls mit Methoden der Meinungsforschung bewertbar.

Sollfunktionen müssen erfüllt werden, Wunschfunktionen können erfüllt werden. Bei der Bearbeitung technischer Probleme sollen auf jedem Fall Energieverbrauch und Kosten (Kapital-, Energie-, Wartungs- und Unterhaltskosten) angemessen berücksichtigt werden.

Liegt die Liste der Soll- und Wunschfunktionen vor, werden daraus Bewertungskriterien abgeleitet. Sie dienen dem Vergleich der Lösungsalternativen untereinander. Nicht jedes Bewertungskriterium wird aber gleich stark zur Entscheidungsfindung beitragen. Die Gewichtung hängt von der Sichtweise jedes einzelnen Beteiligten ab. Sie kann anhand einer Bewertungstabelle (siehe später folgendes Beispiel) mathematisch ermittelt werden.

Für die Bewertung der Lösungsalternativen sollten sich alle Beteiligten auf eine einheitliche Gewichtung verständigen. Dies kann in einer offenen Diskussion erfolgen oder durch eine mathematische Mittelwertbildung der Gewichtungen jedes einzelnen.

Für die verschiedenen Lösungsalternativen müssen anschließend die Erfüllungsgrade der einzelnen Bewertungskriterien bestimmt werden. Die Frage, die sich hierbei jeder der Beteiligten stellt, lautet: wie gut (0 ... 1 oder 0 % ... 100 %) erfüllt die Alternative x das Kriterium y. Die Bewertungen werden tabellarisch festgehalten. Anschließend erfolgt ein Abgleich der Ergebnisse der Beteiligten in Form einer Diskussion oder mathematisch.

Das Ergebnis ist die Entscheidung für eine Alternative. Diese Art der Entscheidungsfindung ist immer eine Kompromisslösung und unter Beachtung aller Randumstände die Lösung, die den Vorstellungen der Beteiligten am ehesten gerecht wird. Eine optimale Lösung, die allen Wunschvorstellungen entspricht, wird mit diesem Verfahren i. d. R. nicht gefunden. Gäbe es diese Lösung, hätte das Wertanalyseverfahren nicht durchgeführt werden müssen.

Beispiel Wertanalyse: Etagen- oder Zentralheizung

Das Verfahren der Wertanalyse soll anhand eines praktischen Problems bei der Optimierung von Heizungsanlagen demonstriert werden. Ziel ist die Beantwortung der Frage, ob in einem MFH mit 6 Wohneinheiten mit sanierungsbedürftigen Etagenheizungen im Rahmen der Instandsetzung sukzessiv wieder Etagenheizkessel eingesetzt werden oder ob eine zentrale Heizung und Trinkwarmwasserbereitung installiert wird. Eine detaillierte Problembeschreibung sowie die Erläuterung der Lösungsalternativen sind in Tabelle 1 zusammengestellt.

Als Interessensgruppen bei der Diskussion und Argumentation kommen in Frage: die Mietervertretung, die Wohnbaugesellschaft als Investor, ein unabhängiger Energieberater, Vertreter des Fachhandwerks (bzw. Fachplaner TGA oder Architekten). Ferner könnten auch Hersteller von Kesseln oder das Versorgungsunternehmen in die Entscheidung mit einbezogen werden, die hier aus Gründen der Vereinfachung nicht mit berücksichtigt werden.

Problem:	Ein Mehrfamilienwohnhaus (6 Wohneinheiten) mit Etagenheizung im Zweirohrsystem und mit wohnungszentraler Trinkwarmwasserbereitung ohne Speicher und Zirkulation wurde bereits baulich saniert. Es soll nach 25 Jahren die alte Anlagentechnik ersetzt werden.	
Alternative 1:	Zentralisierung	Es wird eine zentrale Anlage zur Heizung und Trinkwarmwasserbereitung mit Brennwertkessel installiert und eine zentrale Heizungsverteilung sowie eine zentrale Trinkwarmwasserverteilung mit Zirkulation verlegt. Im Keller wird ein Trinkwarmwasserspeicher vorgesehen.
Alternative 2:	Stufenweise Instandsetzung	Bei Bedarf werden im Verlauf der nächsten maximal 5 Jahre die 6 Etagenheizkessel durch etagenweise Brennwertthermen ersetzt. Die Trinkwarmwasserbereitung im Durchlaufsystem ohne Zirkulation bleibt erhalten.

Tabelle 1 Problemstellung und zwei mögliche Alternativen zu Lösung

Informationssammlung und Festlegung der Kriterien

Die Informationssammlung umfasst Überlegungen zum Energieverbrauch, den verschiedenen Kostengruppen, der zeitlichen Abwicklung der Instandsetzung, zur Umweltwirksamkeit, dem Wohn- und Bedienkomfort der Nutzer, der Umsetzung durch Fachplaner, der späteren Folgekosten durch Wartung u. v. m. Aus den Vorüberlegungen werden Funktionsmerkmale abgeleitet, die beide Lösungsalternativen erfüllen sollen (Sollfunktionen) bzw. können (Wunschfunktionen).

Funktion	Gebrauchsfunktion (1) oder Geltungsfunktion (2)	Sollfunktion (1) oder Wunschfunktion (2)
Gewährleistung einer gerechten und einfachen Heizkostenabrechnung	1	1 ... 2
Komfort bei Raumheizung und Trinkwarmwasserbereitung	2	2
Sparsames Heizen ermöglichen	1 ... 2	1 ... 2
Sicheren Betrieb ermöglichen (keine Gefährdung von Personen)	1	1
Flexible Regelung bzw. dynamische Leistungsanpassung	1	2
Geringer Wartungsaufwand	1	2
Geringes Verschwendungspotential für Energie bieten	1	2
Umweltfreundlichen Betrieb ermöglichen, d.h. positive Primär- und CO ₂ -Bilanz	1 ... 2	2
Leichte und übersichtliche Bedienung	1	2
Einbindung von regenerativen Energien ermöglichen	1 ... 2	1 ... 2
Flexibilität hinsichtlich der Austauschbarkeit des Energieträgers	1	2
Geringer Raumbedarf	1 ... 2	2
Geringe Investitionskosten	1	1 ... 2
Ermöglichung einer einfachen Planung und Umsetzung	1	1 ... 2
Flexibilität bei der Instandsetzung bzw. Umsetzung der Maßnahme (zeitlich und hinsichtlich des Kapitalaufwandes)	1	2

Tabelle 2 Funktionen, die alle Lösungen erfüllen sollen

Die in Tabelle 2 zusammengestellten Funktionen werden anschließend so aufgearbeitet, dass sich eindeutige Bewertungskriterien ergeben. Einzelne Anforderungen können zusammengefasst werden, damit die Anzahl der Kriterien überschaubar bleibt. Im vorliegenden Fall ergeben sich 8 Kriterien, vgl. Tabelle 3. Die Beschreibung der Kriterien sollte dabei ein Substantiv und ein Verb umfassen, z. B. „Investitionskosten minimieren“. Dies beugt Missverständnissen im weiteren Verlauf der Bewertung vor.

Kriterium (Kürzel)	Detaillierte Beschreibung
1: Investitionskosten	Investitionskosten minimieren
2: Energiekosten	Energieverbrauch und damit -kosten minimieren
3: Wartungskosten	Wartungsaufwand und somit Wartungskosten minimieren
4: Flexibilität der Umrüstung	Zeitliche Flexibilität der Umrüstung maximieren (Nutzerbelastigung gering halten); Anfall von Investitionskosten zeitlich verteilen
5: Heizkostenverteilung	Gerechte und einfache Heizkostenverteilung sicherstellen
6: Energieeffizienz	Energieeffizienz der Anlage maximieren; nachträgliche Änderung des Energieträgers und ggf. Einbindung regenerativer Energien ermöglichen
7: Komfort	Komfort für den Nutzer maximieren; gleichzeitig sicheren Anlagenbetrieb ermöglichen
8: Bedarfsanpassung	Bedarfsanpassung des Nutzers durch Eingriff in die Technik ermöglichen

Tabelle 3 Zusammenstellung der Kriterien für die Bewertung

Gewichtung der Kriterien aus verschiedenen Sichtweisen

Die beteiligten Personenkreise entscheiden anschließend entweder einzeln oder in einer gemeinsamen Diskussion, welches der acht Bewertungskriterien bei der Bestimmung des Endergebnisses wie stark ins Gewicht fällt. Dies erfolgt mit einer Matrix analog Tabelle 4. Es wird im Beispiel zunächst davon ausgegangen, dass jeder der Beteiligten zunächst eine eigene Gewichtung erarbeitet.

Kriterium									Summe	Gewichtung g in [%]
	1: Investitionskosten	2: Energiekosten	3: Wartungskosten	4: Flexibilität der Umrüstung	5: Heizkostenverteilung	6: Energieeffizienz	7: Komfort	8: Bedarfsanpassung		
1: Investitionskosten		0	0	1	2	1	0	0	3	6
2: Energiekosten	2		2	2	1	1	1	1	10	18
3: Wartungskosten	2	0		1	1	2	0	1	7	13
4: Flexibilität der Umrüstung	1	0	1		0	1	0	1	4	7
5: Heizkostenverteilung	0	1	1	2		2	1	2	9	16
6: Energieeffizienz	1	1	0	1	0		0	0	3	6
7: Komfort	2	1	2	2	1	2		2	12	21
8: Bedarfsanpassung	2	1	1	1	0	2	0		7	13
									55	100

Tabelle 4 Bestimmung der Gewichtung der Merkmale aus der Sicht des Nutzers

Zum Ausfüllen der Tabelle: die in der ersten Spalte und der oberste Zeile eingetragenen Bewertungskriterien werden jeweils miteinander verglichen. Dabei wird eine „2“ als Ergebnis in die entsprechende Zelle eingetragen, wenn das Kriterium in der Zeile links als höherwertig angesehen wird als das Kriterium in der Spalte oben. Im umgekehrten Fall wird eine „0“ eingetragen. Der Wert ist „1“, wenn beide Kriterien als gleichwertig angesehen werden. Es ist zu beachten, dass die Zahlen im oberen und im unteren Dreieck, die durch die nicht auszufüllenden Zellen voneinander getrennt sind, jeweils komplementär sind. Ein Beispiel: da der Nutzer die Gerechtigkeit der Heizkostenverteilung (links, Merkmal 5) als wichtiger empfindet als die Energieeffizienz (oben, Merkmal 6), trägt er eine „2“ ein. In der komplementären Zelle (links, Merkmal 6 \ominus oben, Merkmal 5) steht entsprechend eine „0“.

Für jede Zeile sind die Zahlenwerte zu summieren und anschließend die prozentuale Gewichtung der Bewertungskriterien bezogen auf die Gesamtsumme untereinander daraus zu bestimmen. Tabelle 4 zeigt die Ergebnisse, die sich beispielsweise ergeben, wenn der Nutzer die Entscheidung über die Gewichtung trifft. Tabelle 5 gibt die Endergebnisse der Gewichtungen auch für die anderen Beteiligten wieder.

Es ist deutlich sichtbar, dass jeder Interessensvertreter andere Schwerpunkte setzt. Während der Nutzer den geringen Energiekosten, der gerechten Heizkostenverteilung und dem Komfort eine große Bedeutung zumisst, sieht der Investor vor allem geringe Investitionskosten, geringen Wartungsaufwand und die flexible Umrüstung als wichtig an. Der Investor misst Energiekosten und -effizienz praktisch keine Bedeutung zu, weil er von den Folgekosten zunächst kaum betroffen ist.

Kriterium	Gewichtung, in [%]				
	Nutzer	Investor	Energieberater	Handwerk	Mittelwert
1: Investitionskosten	6	16	9	7	10
2: Energiekosten	18	2	20	9	12
3: Wartungskosten	13	18	4	11	12
4: Flexibilität der Umrüstung	7	23	9	19	15
5: Heizkostenverteilung	16	20	14	11	15
6: Energieeffizienz	6	3	21	16	12
7: Komfort	21	9	16	11	14
8: Bedarfsanpassung	13	9	5	16	10

Tabelle 5 Festlegung der Gewichtung als Mittelwert verschiedener Interessensgruppen

Für den Energieberater sind Komfort, Energieeffizienz und geringer Energieverbrauch bedeutsam. Er macht dafür entsprechende Abstriche bei der Flexibilität der Umsetzung der Maßnahme im laufenden Wohnbetrieb. Das Handwerk misst beispielsweise der Bedarfsanpassung durch den Nutzer große Bedeutung zu. Auf geringe Investitions- und Wartungskosten besteht er nicht, weil hier seine Haupt-

einnahmequellen liegen. Ein Mittelwert wird in diesem Fall einfach arithmetisch gebildet. Es käme auch eine Diskussion mit Annäherung der unterschiedlichen Gruppen in Frage.

Bestimmung der Erfüllungsgrade für die beiden Lösungsalternativen

Mit der Gewichtung der Bewertungskriterien entscheidet nun wiederum jeder der Beteiligten anhand der objektiven Fakten, aber auch zu einem gewissen Teil subjektiv, wie gut die beiden Alternativen den Anforderungen gerecht werden. Die Erfüllungsgrade bzw. Werte w werden in Teilen von „0“ (nicht erfüllt) bis „1“ (voll erfüllt) vergeben.

Die Produkte „ $w \cdot g$ “ werden gebildet und für jede Alternative spaltenweise addiert. Es ergibt sich beispielsweise nach Tabelle 6, die aus Sicht des Nutzers ausgefüllt ist, eine Gesamterfüllung von „0,85“ für die Zentralisierung und „0,80“ für die stufenweise Instandsetzung. Damit würde nach Nutzersicht, wenn auch nur mit geringer Präferenz, die erste Alternative realisiert.

Kriterium	Gewichtung g , in [-]	Alternative 1 Zentralisierung		Alternative 2 Stufenweise Instandsetzung	
		Wert w , in [-]	$w \cdot g$	Wert w , in [-]	$w \cdot g$
1: Investitionskosten	0,10	1,0	0,100	0,6	0,060
2: Energiekosten	0,12	1,0	0,120	0,7	0,084
3: Wartungskosten	0,12	1,0	0,120	0,7	0,084
4: Flexibilität der Umrüstung	0,15	0,5	0,075	1,0	0,150
5: Heizkostenverteilung	0,15	0,7	0,105	1,0	0,150
6: Energieeffizienz	0,12	1,0	0,120	0,5	0,060
7: Komfort	0,14	1,0	0,140	0,8	0,112
8: Bedarfsanpassung	0,10	0,7	0,070	1,0	0,100
Summe	1,00	---	0,85	---	0,80

Tabelle 6 Bestimmung der Erfüllungsgrade (Werte) der Alternativen aus der Sicht des Nutzers

Auch die Bewertung der Alternativen mit den Erfüllungsgraden nimmt jede der involvierten Personengruppen entweder individuell vor oder es wird eine gemeinsame Bewertung durch eine Diskussion erarbeitet. Im ersten Fall ist eine Mittelwertbildung aller Endergebnisse sinnvoll. Insgesamt ist festzustellen, dass sich die Einzelbewertungen der Kriterien nicht wesentlich unterscheiden, da die Merkmale zu einem großen Teil Gebrauchsfunktionen sind und verhältnismäßig objektiv bewertet werden können. Es ergibt sich bei dieser beispielhaften Wertanalyse die „Alternative 1 – Zentralisierung“ als geeignete Problemlösung. Die Entscheidung ist, wie zu erwarten war, sehr knapp ausgefallen. Ein eindeutiges Ergebnis kann allerdings bei den sehr unterschiedlichen Interessensvertretern auch nicht erwartet werden. An vielen Stellen ergibt sich eine Mittelwertbildung der Einzelbewertungen.

Alternative	$w \cdot g$				
	Nutzer	Investor	Energiegeber	Handwerk	Mittelwert
1: Zentralisierung	0,85	0,79	0,90	0,82	0,84
2: Stufenweise Instandsetzung	0,80	0,86	0,76	0,86	0,82

Tabelle 7 Erfüllung als Mittelwert verschiedener Interessensgruppen

Folgende Hintergründe liegen den einzelnen Entscheidungen zugrunde.

- Geringe Investitionskosten: Die zentrale Anlage führt trotz der Installation einer zentralen Zirkulation (bis zur früheren Anbindung der Etagenessel) und eines Trinkwarmwasserspeichers zu geringeren Investitionskosten, da nur ein Kessel (z. B. Nennleistung 32 kW) anstelle von 5 Thermen (je 18 kW wegen der Trinkwarmwasserbereitung) benötigt wird.
- Geringer Energieverbrauch und geringe Energiekosten: Die zentrale Anlage weist höhere Wärmeverluste der Verteilung und Speicherung auf. Dafür ist die Effizienz der Wärmeerzeugung besser, weil sich der zentrale Kessel deutlich weniger Zeit in Bereitschaft befindet. Die Etagenheizung ist mit einem deutlich höheren Hilfsenergieaufwand (6 Heizungsumwälzpumpen anstelle einer Umwälzpumpe + Zirkulationspumpe + Speicherladepumpe) verbunden, weil die Umwälzpumpen einen großen Teil der Heizzeit durchlaufen. Außerdem entfallen die Leistungspreise für die 6 Ein-

zelgasanschlüsse zugunsten des weit preiswerteren Sammelanschlusses. Daher ergibt sich insgesamt eine positive Bewertung für die zentrale Anlage.

- Geringer Wartungsaufwand und geringe Wartungskosten: Da alle 6 Wärmeerzeuger in der zentralen Anlage der Überwachung und somit der Kosten des Schornsteinfegers unterliegen, schneidet die zentrale Lösung hier besser ab. Zudem ist ein Betreten der Wohnung zur Wartung nicht notwendig.
- Hohe Flexibilität bei der Umrüstung bzw. Instandsetzung: Da die Kosten für die Sanierung hier nicht gebündelt, sondern gestaffelt anfallen, liegt die dezentrale Instandsetzung der Thermen deutlich vorn. Auch die Vereinbarkeit der Instandsetzung mit einer gleichzeitigen Bewohnung des Gebäudes kann elegant gelöst werden, indem hier notwendige Arbeiten entweder erfolgen, wenn ein Mieterwechsel ansteht oder separate Termine mit den Mietern vereinbart werden. Die zentrale Lösung erfordert auf jeden Fall größere Umbauten. Auf einen Aspekt soll hier jedoch noch ausdrücklich hingewiesen werden: eine Komplettsanierung von Gebäude und Anlage kann ggf. als aktivierungspflichtige Herstellkosten auf die Mieter umgelegt werden (Mietpreissteigerung bis 11 %/a), weil sich damit der Wert der Immobilie steigert. Darunter würde die Alternative mit Zentralisierung der Heizung zählen. Dagegen würde die Instandsetzung der 6 Einzelthermen als normaler Instandhaltungsaufwand zählen und könnte nur im Rahmen der üblichen Mietpreissteigerungen umgelegt werden. Da in diesem Gebäude davon ausgegangen wird, dass das Gebäude bereits vor einiger Zeit baulich saniert wurde, trifft der beschriebene Aspekt hier nicht zu.
- Gerechte und einfache Heizkostenabrechnung: Wegen der Einzelabrechnung jedes einzelnen Mieters mit dem Versorger ist die Abrechnung in der Lösung mit der Etagenheizung überschaubarer. Die zentrale Variante weist anstelle der oben eingesparten Kosten für den Gasanschluss hier die Kosten für den Abrechnungsdienst auf. Insgesamt spricht dies für die Etagenheizung.
- Hohe Energieeffizienz, gute Nachrüstbarkeit von alternativen (auch regenerativen) Energieträgern: Die Einbindung von regenerativen Energien, wie Solarenergie, ist praktisch nur bei der zentralen Alternative machbar. Wegen der oben bereits genannten verminderten Bereitschaftsverluste eines zentralen Kessels ergibt sich eine verbesserte Energieeffizienz. Auch der Verzicht auf Thermen mit Überströmventil führt zu einer positiven Bewertung der zentralen Lösung.
- Hoher Komfort und hohe Sicherheit der Anlage: Sowohl der Komfort in den Bereichen Heizung und Trinkwarmwasserbereitung als auch die (subjektiv) höhere Sicherheit (nur ein Gasanschluss im Keller) sprechen für die zentrale Alternative.
- Möglicher Nutzereingriff zur Bedarfsanpassung der Anlage: Die zentrale Anlage kann vom Nutzer praktisch nur über eine Veränderung der THKV beeinflusst werden. Alle weiteren Regelfunktionen: Sommer-/Winterumschaltung, Vorlauftemperatur, Trinkwarmwassertemperatur sind nicht beeinflussbar. Es muss von einer verlängerten Heizzeit ausgegangen werden, da sich die Anlagenabschaltung nach dem Wärmeempfinden des sensibelsten Nutzers richtet. Auch hier erweist sich die Etagenheizung als flexibler.

Fazit und Ausblick

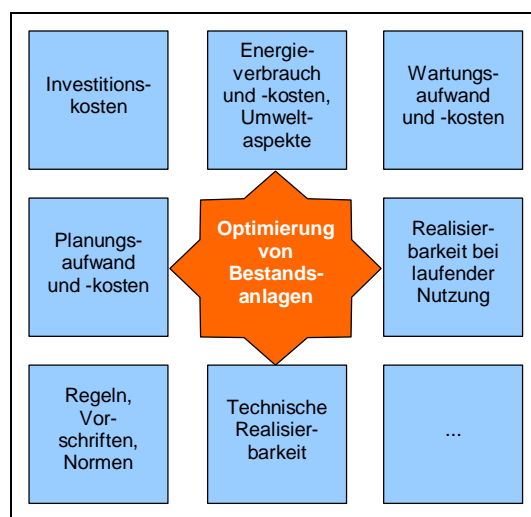


Abbildung 34 Einflüsse auf die Optimierung

Die Autoren haben versucht, das Thema „Optimierung von Heizungsanlagen“ von den technischen Grundlagen bis zur Entwicklung eines vereinfachten Rechenprogramms für die Standardheizungsanlage mit Heizkörper, Zweirohrnetz und Kessel bzw. Übergabestation aufzuarbeiten. Mit der Wertanalyse als Lösungsansatz für Problemstellungen, die über die einfache technische Umsetzung einer Optimierung mit Hilfe eines Rechenprogramms hinausgehen, schließt sich der Themenkomplex „Optimierung von Heizungsanlagen im Bestand“.

Festzustellen bleibt: eine Anlagenoptimierung im (ggf. baulich modernisierten) Bestand wird von diversen Randbedingungen u. a. der Nutzung, Wirtschaftlichkeit, Regeln und Vorschriften, technischen Einflüssen bestimmt, vgl. Abbildung 34. Verglichen mit Neubauvorhaben erweisen sich fast alle Stufen der Planung und Ausführung als aufwendiger und kostenintensiver. Trotzdem bietet die Optimierung aber im Zusammenspiel mit dem Nutzer eine einmalige Chance, die im Neubau – einem Zubau – nicht gegeben ist: die Möglichkeit der Energieeinsparung.

Quellen

- [1] Tobias Timm; 2002: *Optimierung des Temperaturniveaus in bestehenden Heizungsanlagen*, Studienarbeit an der Fachhochschule Braunschweig/Wolfenbüttel
- [2] Tobias Timm; 2002: *Optimierung der Hydraulik in bestehenden Heizungsanlagen*, Diplomarbeit an der Fachhochschule Braunschweig/Wolfenbüttel
- [3] Schramek, Ernst-Rudolf (Hrg.); 2001: *Taschenbuch für Heizung + Klimatechnik*, München (Oldenbourg Industrieverlag)
- [4] VDI 6030 Blatt 1; Juli 2002: *Auslegung von freien Raumheizflächen - Grundlagen - Auslegung von Raumheizkörpern*, Berlin (Beuth)
- [5] Dieter Wolff; Jochen Vorländer, Stephanie Hahn; 1998: *Bauen am Kronsberg – Heiztechnisches Konzept*, Landeshauptstadt Hannover
- [6] Sobirey, Marco: *Evaluierung und Weiterentwicklung eines Programms zur Optimierung der Hydraulik*, Diplomarbeit an der Fachhochschule Braunschweig/Wolfenbüttel. 2003
- [7] F.W. Oventrop: *Fachbuch Hydraulischer Abgleich*. Olsberg. 2003
- [8] Wilo: *Optimierung von Heizungsanlagen*. Dortmund, 2002 und Wilo Brain: *Heizungsanlagen optimieren!* Christiani-Verlag.
- [9] Kermi: *Planungsunterlage hydraulischer Abgleich*. Plattling. 2002
- [10] Otto, J.: *Pumpenheizung richtig geplant*. Krammer Verlag. Düsseldorf. 1982
- [11] Burkhardt, W.; Kraus, R.: *Projektierung von Warmwasserheizungen*. Oldenbourg Industrieverlag. München. 2001
- [12] C. Ihle, C.: *Die Pumpenwarmwasserheizung*. Werner Verlag. Karlsruhe. 1979
- [13] Diplomarbeit von Marco Sobirey, Fachhochschule Braunschweig/Wolfenbüttel, 2003 (unveröffentlicht)
- [14] *Handbuch zum Programm „Optimierung von Heizungsanlagen – Hydraulischer Abgleich“*, TWW e. V. und proKlima GbR, 2003
- [15] Bach; Wertanalyse.
- [16] Eisenmann; Wertanalyse.

Die Autoren

- Dipl.-Ing. (FH) Kati Jagnow ist selbständige Ingenieurin der TGA, Wernigerode.
- Dipl.-Ing. (FH) Christian Halper ist Mitarbeiter am IWO, Hamburg.
- Dipl.-Ing. (FH) Tobias Timm ist Mitarbeiter beim enercity-Klimaschutzfonds proKlima, Hannover.
- Dipl.-Ing. (FH) Marco Sobirey ist Mitarbeiter bei AVACON, Helmstedt.