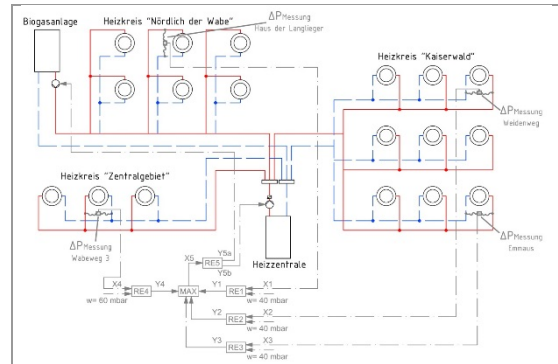




Umsetzungsprojekt: Integrale Planung und Steuerung der nachhaltigen Modernisierung des Gebäudebestands und der Energieversorgung der Evangelischen Stiftung Neuerkerode

Projektbericht

Nahwärmenetz- und Biowärmeoptimierung

Der Bericht wurde erstellt von /
Das Projekt wurde bearbeitet von:

Datenstand: 29.01.2014

Die Verantwortung für den Inhalt
des Berichtes liegt bei den Verfassern.

Stefan Mewes M. Eng., Wolfenbüttel
Dr.-Ing. Kati Jagnow, Braunschweig
Prof. Dr.-Ing. Dieter Wolff, Wolfenbüttel

Inhalt

1	Einleitung	4
1.1	Aufgabenstellung	4
1.2	Vorgehensweise	5
1.3	Zielsetzung	5
2	Beschreibung der Wärmeversorgung	6
2.1	Wärmeerzeugung	6
2.2	Verteilnetz	6
2.3	Verbraucher	7
3	Anlagenhydraulik	8
3.1	Berechnungsgrundlagen	8
3.2	Hydraulische Schaltungen der Brauchwasserbereitung	9
3.2.1	Brauchwasserspeicher	9
3.2.2	Brauchwasserbereitung mit Wärmeübertrager	10
3.2.3	Brauchwasserbereitung mit Speicherladesystem	10
3.3	Hydraulische Schaltungen der Gebäudeheizung	12
3.3.1	Beimischschaltung	12
3.3.2	Einspritzschaltung	12
3.4	Pumpenregelung Nahwärmepumpe	13
3.4.1	Druckkonstant- und druckvariable Pumpenregelung	13
3.4.2	Pumpenregelung mit Schlechtpunktmessung	14
3.4.3	Temperaturregelung bei Rücklaufanhebung	16
3.5	Hydraulischer Abgleich	19
3.5.1	Problemstellung	19
3.5.2	Überprüfung der Kurzschlüsse	20
3.5.3	Überprüfung der Warmwasserbereitung	20
3.5.4	Überprüfung der Gebäudeheizung	23
4	Anlagenüberwachung	29
4.1	Provisorische Inbetriebnahme ohne Fernüberwachung	29
4.2	Nachbetrachtung durch Trendkurvenauswertung	29
4.2.1	Lokalisierung Rücklauftemperaturanhebung Biogasanlage	29
4.2.2	Verzögerte Einschaltung der Kesselanlagen	34
5	Wärmeerzeuger	35
5.1	Betrachtung bestehende Wärmeerzeugung	35
5.2	Folgeschaltung Wärmeerzeuger	35
5.2.1	Leistungsregelung im Teillastbereich	35
5.2.2	Anfahrerschaltung	37
5.2.3	Restwärmenutzung	40
5.2.4	Nutzungsgradbetrachtung bei verschiedenen Lastbereichen	41
5.3	Optimierungsvorschläge Wärmeerzeugung	45
5.3.1	Folgeschaltung Wärmeerzeuger	45
5.3.2	Brennwertnutzung	47
5.3.3	Pufferspeicher Biogasanlage	47
5.3.4	Nutzung der vorhandenen Kessel als Pufferspeicher	51
5.4	Zusammenfassung Wärmeerzeugung	53
5.4.1	Berechnung der Energieeinsparung	53
5.4.2	Ökonomische Betrachtung	58
5.4.3	Ausblick	59

6	Ergebnisse der umgesetzten Maßnahme	60
7	Schlussbetrachtung	67
8	Anhang	68
8.1	Quellen	68
8.2	Formelzeichen und Symbole	69
8.3	Technische Daten Umwälzpumpe Heizzentrale	71
8.4	Herstellerunterlage Absperrventile	73

1 Einleitung

In großen Liegenschaften wie der Evangelischen Stiftung in Neuerkerode fallen auf Grund des hohen Energieverbrauchs hohe Kosten für die Bereitstellung von Raumwärme und Warmwasserbereitung an. Aus diesem Grund sollte grundsätzlich darauf geachtet werden, dass die Energiebereitstellung sowohl ökologisch als auch ökonomisch sinnvoll realisiert wird.

An das Nahwärmenetz der Evangelischen Stiftung ist zusätzlich zu herkömmlichen Wärmeerzeugern eine naheliegende Biogasanlage angeschlossen. Die Biogasanlage wird vorrangig zur Stromerzeugung betrieben. Die dabei anfallende Abwärme wird in das Nahwärmenetz der Evangelischen Stiftung eingekoppelt. Der Wärmepreis für Abwärme aus der Biogasanlage auf Grund verschiedener Förderprogramme günstiger als in der Heizzentrale aus Erdgas bereitgestellte Wärme.

Aus den vorstehend genannten Gründen hat Stefan Mewes in seiner Masterarbeit [1] untersucht, wie ein möglichst hoher Anteil der in Neuerkerode benötigten Wärmeenergie durch die Biogasanlage gedeckt werden kann.

1.1 Aufgabenstellung

Die Gebäude der Evangelischen Stiftung in Neuerkerode werden derzeit von zwei verschiedenen Heizzentralen versorgt. Zum einen aus dem zentral angeordneten Kesselhaus, welches mit herkömmlichen Gaskesselanlagen ausgestattet ist, zum anderen aus einer etwas außerhalb des Dorfes platzierten Biogasanlage.

Aufgrund des wesentlich günstigeren Wärmepreises für Wärmeenergie aus der Biogasanlage und der Tatsache, dass diese bei Nichtnutzung über Rückkühler in die Umgebung abgeführt wird, sollte die Biogasanlage immer die erste Priorität bei der Einspeisung besitzen und erst wenn die Leistung der Biogasanlage nicht mehr ausreicht, sollten die Gaskessel im Kesselhaus zusätzlich Wärme bereitstellen.

In der Vergangenheit kam es jedoch häufig dazu, dass die Gaskessel zugeschaltet wurden, obwohl nicht die gesamte Wärme aus der Biogasanlage ausgekoppelt wurde. Diese Tatsache ist zu großen Teilen auf hydraulische Probleme zurück zu führen. Die Wärmeenergie aus der Biogasanlage wird am Ende einer der drei Heizkreise in das Nahwärmenetz eingespeist – mit somit gegeneinander arbeitenden Pumpen der beiden Zentralen. Da die Pumpen der Gaskesselanlage wesentlich größer sind als die Pumpe in der Biogasanlage, kann diese nicht genügend Druck aufbauen, um die ganze Abwärme in das Nahwärmenetz einzukoppeln.

Zunächst wurde darüber nachgedacht durch Verlegung einer zusätzlichen Nahwärmeleitung den Einspeisepunkt der Biowärme in das Kesselhaus zu verlegen und die Biogasanlage hier parallel zu den Wärmeerzeugern einzubinden. Dieser Schritt würde zu einer Vereinfachung der Regelung der Wärmeerzeuger untereinander führen. Die Maßnahme würde jedoch durch die zusätzlichen Nahwärmeleitungen eine Erhöhung der Verteilverluste mit sich bringen. Sie wurde verworfen.

Die tatsächlich im Sommer 2013 realisierte Verbesserungsmaßnahme betrifft die Regelung und Hydraulik bei unveränderter Verschaltung der beiden Zentralen. Sie wird nachfolgend dokumentiert. Zusätzlich werden die hydraulischen Grundlagen der Maßnahme erläutert sowie Erfahrungsberichte aus der Umsetzungsphase und dem späteren Betrieb beschrieben. Im Anschluss werden hieraus Rückschlüsse für zukünftige hydraulische Optimierungen gezogen.

1.2 Vorgehensweise

Im Vorfeld wurden in Zusammenarbeit mit der Bauabteilung von der Evangelischen Stiftung Neuerkerode sowie der Ostfalia Hochschule in Wolfenbüttel Auslegungsdaten für eine neue differenzdruckgeregelte Umwälzpumpe in der Heizzentrale vorgegeben, die hydraulisch ungünstigsten Punkte im Nahwärmenetz untersucht und damit die Positionen von vier so genannten Schlechtpunktmessungen festgelegt.

Auf dieser Grundlage werden an jedem der Schlechtpunkte ein Differenzdrucksensor und ein Schaltschrank mit einem netzwerkfähigen Regler installiert. Zusätzlich werden für die spätere Auswertung an den gewählten Punkten Vor- und Rücklauffühler installiert. Hierdurch können weitere Rückschlüsse auf Fehlfunktionen im Netz gezogen werden. Ebenfalls werden Regler am Einspeisepunkt der Biogasanlage sowie in der Heizzentrale installiert. Alle Regler sind über das hausinterne Netzwerk miteinander verbunden und können darüber kommunizieren.

Die kontinuierlich aufgenommenen Differenzdrücke werden über das Netzwerk an den Regler in der Heizzentrale weitergeleitet. Dieser übernimmt die eigentliche Pumpenregelung. Er gibt entweder ein Signal an den Regler der Biowärmeeinspeisung und damit an die Pumpe in der Biogasanlage oder er schaltet bei nicht ausreichender Versorgung die Pumpe in der Heizzentrale zu. Beide Pumpen werden so geregelt, dass sie nur mit so geringer Drehzahl betrieben wird, wie es zur Versorgung der Gebäude notwendig ist.

Im Anschluss an die Maßnahme wird die eingespeiste Wärmemenge der Biogasanlage mit der bisher eingespeisten Wärmemenge verglichen und somit eine Erfolgsüberprüfung durchgeführt.

1.3 Zielsetzung

Durch Installation der sogenannten Schlechtpunktmessungen an verschiedenen Punkten des Nahwärmenetzes soll erreicht werden, dass bei Betrieb der Biogasanlage immer zunächst die Biowärme eingespeist wird und erst bei nicht ausreichender Wärmemenge die herkömmlichen Gaskessel hinzugeschaltet werden.

Das vertraglich zwischen dem Planer/Ausführenden und der Evangelischen Stiftung festgelegte Ziel ist es, durch diese Maßnahme die maximal mögliche Wärmemenge an das hauseigene Nahwärmenetz zu übertragen. Dies soll dadurch sichergestellt werden, dass eine gleichzeitige Vernichtung von Wärmeenergie in der Biogasanlage und Erzeugung in der Heizzentrale verhindert werden muss.

Quantitativ soll hierdurch eine Erhöhung der eingespeisten Wärmemenge von derzeit monatlich 320 MWh auf 400 MWh erreicht werden. Dies entspricht bei den aktuellen Energiepreisen einer Einsparung von rund 2.400 €/Monat bzw. 28.800 €/a.

Um einen zusätzlichen Anreiz für die positive Umsetzung des Projektes zu geben, wird die gesamte Maßnahme erfolgsorientiert vergütet. Im Detail bedeutet das, dass nur bei Erreichen der vertraglich vereinbarten Mehreinspeisung an Wärmeenergie durch die Biogasanlage, die gesamte Vergütung an den Planer/Ersteller der Anlage ausgezahlt wird. Störungen, Betriebsunterbrechungen sowie Leistungsminderungen bei der Biogasanlage sind von dieser Erfolgsklausel ausgenommen.

Aus den Erfahrungen des Projekts sollen Hinweise für die zukünftige Verbesserung von Hydraulik in Heizungsanlagen mit Nahwärmenetzen sowie zur weiteren Entwicklung des Nahwärmenetzes in Neuerkerode gegeben werden.

2 Beschreibung der Wärmeversorgung

Für die Untersuchung der Wärmeversorgung und Anlagenhydraulik in Neuerkerode wird im Vorfeld ein Überblick über die bestehende Wärmeversorgung gegeben. Hierzu werden analog des Energieflusses zunächst die Wärmeerzeugung, danach die Wärmeverteilung und im Anschluss die angeschlossenen Verbraucher betrachtet.

2.1 Wärmeerzeugung

Die Wärmeerzeugung der Liegenschaft wird von verschiedenen Arten von Wärmeerzeugern realisiert. Zum einen sind in der Heizzentrale drei Erdgas-Niedertemperaturkessel mit einer Leistung von je 4600 kW installiert und zum anderen wird in das Nahwärmenetz Wärmeenergie aus einer ca. 400 m entfernten Biogasanlage eingespeist. Die Leistung der Biogasanlage beträgt nach Aussage des Biogasanlagenbetreibers rund 550 kW.

Die gesamte installierte Erzeugerleistung liegt deutlich über der im Nahwärmenetz installierten Verbraucherleistung. In der Regel reicht die Wärme der Biogasanlage sowie einer der in der Heizzentrale installierten Kessel für die Wärmeversorgung aus.

2.2 Verteilnetz

Die Verteilung der Wärme zu den einzelnen Gebäuden wird über ein Nahwärmenetz bestehend aus drei Heizkreisen realisiert. Die drei Heizkreise "Zentralgebiet", "Nördlich der Wabe" sowie "Kaiserwald" erstrecken sich über das gesamte Dorf Neuerkerode. Zur Verdeutlichung der Aufteilung der drei Heizkreise dient nachfolgender Übersichtsplan des Nahwärmenetzes.

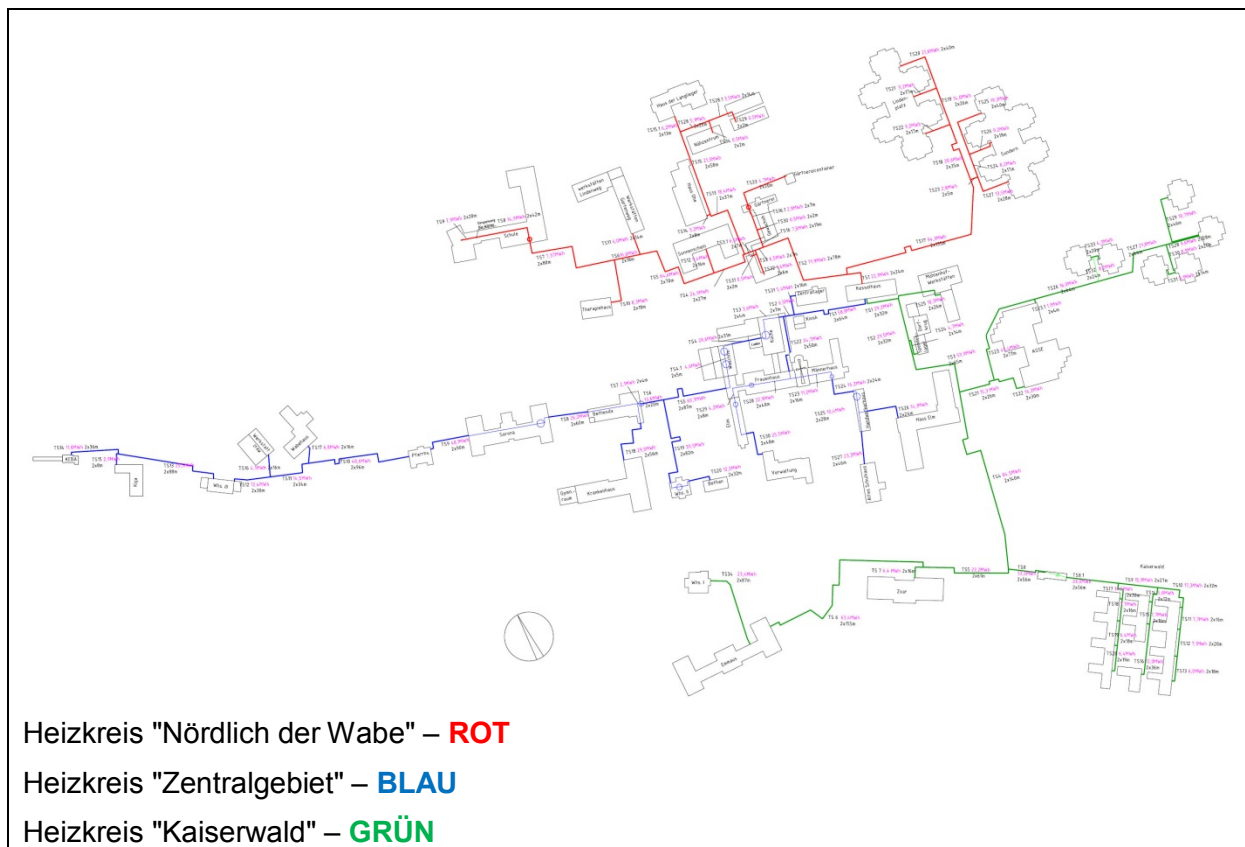


Bild 1 Übersicht Nahwärmenetz Neuerkerode [3]

Viele Teile des Nahwärmenetzes stammen aus den Jahren 1973 bis 1987 [4]. Das Nahwärmenetz ist an einigen Stellen sanierungsbedürftig und wies im Winter 2012/2013 verschiedene Undichtigkeiten mit einem Wasserverlust von bis zu 15 m³ pro Tag auf.

Die Gesamtlänge der Nahwärmeleitungen in Neuerkerode beträgt rund 7.000 m (3,5 km Trassenlänge) in den Dimensionen DN 25 bis DN 150. Eine ausführliche Betrachtung der Druckverluste sowie Wärmeverluste der einzelnen Teilstrecken wurde bereits in verschiedenen vorhergehenden Projektarbeiten der Ostfalia Hochschule durchgeführt [7].

Diese werden in den nachfolgenden Kapiteln als Grundlage für die weiterführenden Berechnungen verwendet.

2.3 Verbraucher

An das Nahwärmenetz der Evangelischen Stiftung in Neuerkerode sind insgesamt 55 Gebäude/Unterstationen angeschlossen. Die nachgeschalteten Verbraucher bestehen vor allem aus statischen Heizungen wie Fußbodenheizung oder Heizkörpern, Warmwasserbereitungen mit Warmwasserspeicher oder im Durchlaufprinzip mit Wärmeübertrager und vereinzelt dynamischen Heizkreisen wie RLT-Anlagen. Aufgrund der Warmwasserbereitung muss die Netztemperatur ganzjährig auf einem hohen Niveau gehalten werden.

Die Wärmeübergabe in den Gebäuden findet überwiegend direkt statt, d.h. es findet keine Systemtrennung zwischen dem Nahwärmenetz und dem im Gebäude verbauten Heizsystem mit Wärmeübertrager statt.

Der Großteil der Übergabestationen besteht wie das Nahwärmenetz aus den Jahren 1970 bis 1990. Viele der Stationen sind erheblich sanierungsbedürftig. Dieser Zustand macht sich zum einen an baulichen Komponenten wie undichten Absperrventilen, schlechter oder fehlender Dämmung etc., zum anderen an regelungstechnischen Komponenten und Schaltschränken bemerkbar. Besonders die fehlende oder nicht funktionsfähige Regelung wirkt sich negativ auf die Effizienz der Anlagen aus und bereitete auch im Verlauf der Projektumsetzung verschiedene Probleme. Diese werden in späteren Kapiteln genauer beschrieben.

3 Anlagenhydraulik

Dass im Anlagenbestand nicht das volle Potenzial der Biowärmeeinspeisung genutzt wird, ist nach verschiedenen Voruntersuchungen größtenteils auf hydraulische Probleme im Nahwärmenetz zurückzuführen.

Im nachfolgenden Kapitel werden daher zunächst einige hydraulische Grundlagen erläutert und daraufhin Möglichkeiten aufgezeigt, die Anlagenhydraulik mit einer veränderten Pumpenregelung zu optimieren. In Kapitel 3.5 wird zusätzlich der hydraulische Abgleich erläutert und am Beispiel Neuerkerode darauf eingegangen, welche Probleme bei fehlendem hydraulischen Abgleich entstehen.

3.1 Berechnungsgrundlagen

Nachfolgend werden hydraulische Grundlagen aufgezeigt, welche für die Bewertung der umgesetzten Optimierungsmaßnahmen relevant sind. Die Zusammenhänge und Formeln werden angewendet, wenn die Maßnahmen beschrieben werden.

$$\begin{aligned}\dot{Q} &= \dot{m} \cdot c_p \cdot (t_{VL} - t_{RL}) \\ \text{mit } \dot{m} &= \dot{V} \cdot \rho \text{ ergibt sich} \\ \dot{Q} &= \dot{V} \cdot \rho \cdot c_p \cdot (t_{VL} - t_{RL})\end{aligned}$$

Formel 1 Leistung, Temperaturdifferenz und Massen- bzw. Volumenstrom

$$\Delta p_R = R \cdot L$$

Formel 2 Druckverlust in geraden Rohrleitungen

$$\Delta p_R = R \cdot (L_{VL} + L_{RL})$$

Formel 3 Druckverlustberechnung für Vor- und Rücklaufleitung

$$k_V = \dot{V} \cdot \sqrt{\frac{1 \text{ bar}}{\Delta p}}$$

Formel 4 k_V -Wert

$$P_{hydr.} = \Delta p \cdot \dot{V}$$

Formel 5 hydraulische Leistung aus Druckverlust und Volumenstrom

$$\Delta p = C \cdot \dot{V}^2$$

Formel 6 Druckverlust aus hydraulischem Widerstand und Volumenstrom

$$P_{hydr.} = \Delta p \cdot \dot{V} = C \cdot \dot{V}^3$$

Formel 7 hydraulische Leistung aus hydraulischem Widerstand und Volumenstrom

$$P_{el.} = \frac{P_{hydr.}}{\eta_{ges}} = \frac{C \cdot \dot{V}^3}{\eta_{ges}}$$

Formel 8 elektrischen Leistung aus hydraulischer Leistung

3.2 Hydraulische Schaltungen der Brauchwasserbereitung

Nachfolgend werden die verschiedenen hydraulischen Schaltungen aufgezeigt, die für die Brauchwasserbereitung in den einzelnen Gebäuden realisiert sind. Es wird erläutert, welche Vor- und Nachteile sich durch die einzelnen Schaltungen ergeben und welche Grundlagen bei der späteren Betrachtung für die Einregulierung beachtet werden müssen.

Weitere Hinweise zum Thema Hydraulik in Heizungsanlagen und hydraulische Schaltungen können der VDMA 24199:2004-07 entnommen werden [5].

3.2.1 Brauchwasserspeicher

Die einfachste Variante ist die Brauchwasserbereitung mit Brauchwasserspeicher, wie sie in Bild 2 dargestellt ist.

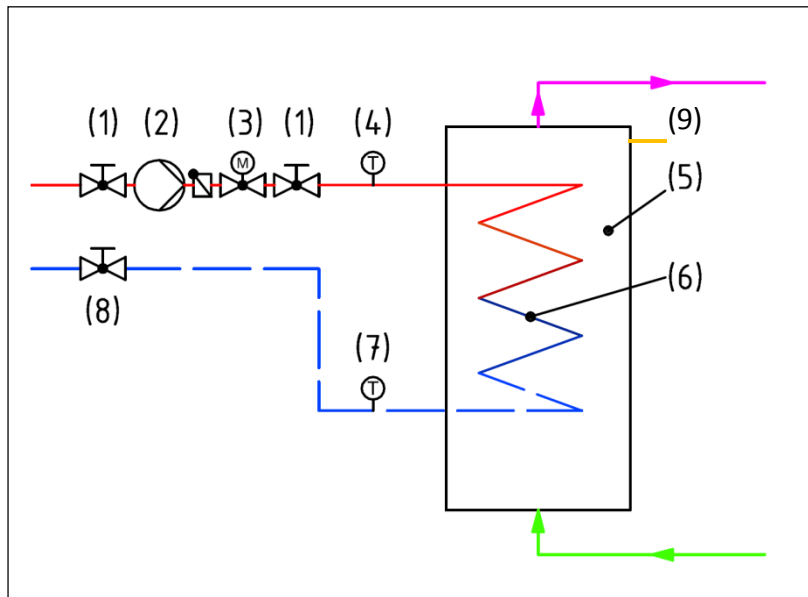


Bild 2 Brauchwasserbereitung mit Warmwasserspeicher

Hierbei wird Kaltwasser durch einen Speicher (5) mit einer innenliegenden Heizschlange (6) geleitet. Die Heizschlange wird von der Heizungsanlage bzw. in diesem Fall von der Nahwärme gespeist. Dadurch wird das kalte Wasser in dem Speicher erwärmt. Die Temperatur im Speicher wird über einen Regler geregelt. Sobald die Solltemperatur im Speicher unterschritten wird, wird das Regelventil (3) geöffnet und die Speicherladepumpe (2) eingeschaltet. Diese pumpt Heizungswasser durch die Heizschlange im Speicher, bis die gewünschte Brauchwassertemperatur erreicht ist. Nach Erreichen der Solltemperatur wird die Pumpe wieder ausgeschaltet und das Regelventil geschlossen. Hierbei ist es wichtig, dass das Regelventil dicht schließt, wenn die Pumpe außer Betrieb ist. Mit dem geschlossenen Regelventil wird vermieden, dass die Heizschlange bei Nichtbetrieb von der Nahwärmepumpe gespeist wird und somit eine ungewollte Durchströmung zu einer Rücklaufftemperaturanhebung im Nahwärmenetz führt.

Der Vorteil der Warmwasserbereitung mit Brauchwasserspeicher ist, dass durch die vorgehaltene Menge an Warmwasser Spitzenlasten abgedeckt werden können und die Spitzenleistungen im Nahwärmenetz sinken.

Nachteilig bei dieser Variante ist, dass durch Brauchwasserspeicher hohe Rücklaufftemperaturen in der Nahwärme erzeugt werden. Aufgrund der Grädigkeit beim Wärmeübergang kann die Rücklaufftemperatur nicht unterhalb der Warmwassertemperatur im Speicher liegen.

Durch die hohen Rücklauftemperaturen werden zum einen die Verteilverluste der Nahwärme erhöht, zum anderen wird dadurch potentielle Brennwertnutzung in der Heizzentrale vermieden oder vermindert. Im Extremfall kann es weiterhin dazu kommen, dass es ab einer Temperatur oberhalb von 68°C zu Problemen beim Betrieb des BHKWs in der Biogasanlage kommt.

Ein weiterer Nachteil ist, dass immer ein relativ großer Teil Brauchwasser vorgehalten wird. Dadurch kann es zu Hygieneproblemen kommen. Um diesen Problemen entgegenzuwirken, muss eine hohe Brauchwassertemperatur gewählt werden, bei der Bakterien wie Legionellen abgetötet werden. Das führt wiederum zu erhöhten Speicherverlusten.

3.2.2 Brauchwasserbereitung mit Wärmeübertrager

Bei der Brauchwasserbereitung mit Wärmeübertrager, wie sie in Bild 3 dargestellt ist, wird das Wasser im Durchlaufprinzip erwärmt.

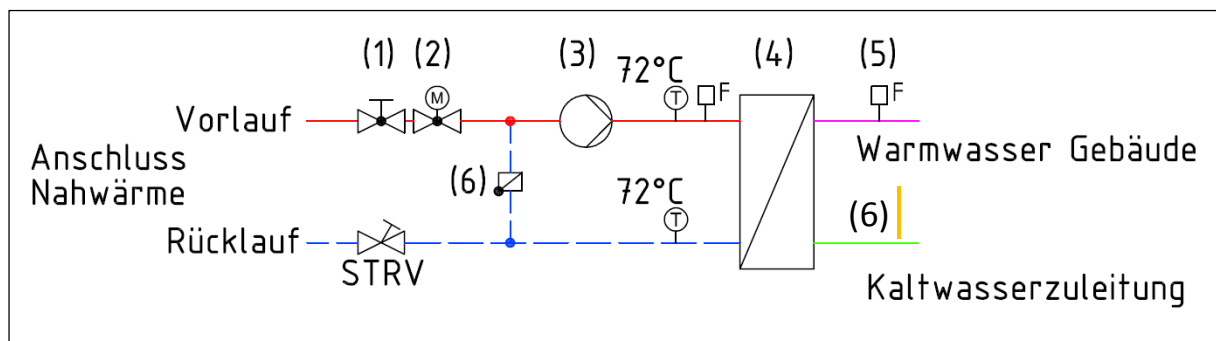


Bild 3 Brauchwasserbereitung im Durchlaufprinzip mit Wärmeübertrager

Der Wärmeübertrager (4) wird dabei von der Heizungsanlage bzw. in diesem Fall von der Nahwärme gespeist. Sobald Brauchwasser gezapft wird, wird durch einen Fühler (5) am Wärmeübertrageraustritt auf der Sekundärseite eine Sollwertunterschreitung festgestellt. Durch die Regelung wird die Pumpe (3) eingeschaltet und durch Betätigen des Regelventils (2) die Solltemperatur ausgeregelt.

Diese Art der Brauchwasserbereitung hat den Vorteil, dass keine großen Mengen Brauchwasser vorgehalten werden. Das bietet vor allem aus hygienischen Gründen Vorteile. Der Nachteil besteht darin, dass ohne Speicher hohe Leistungen bei der Entnahme von Brauchwasser notwendig sind. Dadurch kommt es vor allem in den frühen Morgenstunden zu großen Spitzenleistungen und Volumenströmen im Nahwärmenetz.

Außerdem werden bei einer funktionierenden Regelung niedrige Rücklauftemperaturen erreicht, was zum einen die Verteilverluste des Nahwärmenetzes senkt, zum anderen trägt dies zum störungsfreien Betrieb des Biogas-BHKWs bei. Allerdings ist hinzuzufügen, dass die Rücklauftemperaturen nur dann niedrig sind, wenn Warmwasser gezapft wird, d.h. wenn Kaltwasser strömt.

Im Zirkulationsfall (6) ist die Temperatur im Übertrager hoch und eine ähnliche Situation wie beim Speicher tritt ein.

3.2.3 Brauchwasserbereitung mit Speicherladesystem

Die in Neuerkerode am häufigsten eingesetzte Variante der Brauchwasserbereitung ist das Speicherladesystem, wie es in Bild 4 abgebildet ist. Es verknüpft die vorstehend beschriebenen Varianten der Warmwasserbereitung mittels Wärmeübertrager mit der Speicherung von Brauchwasser.

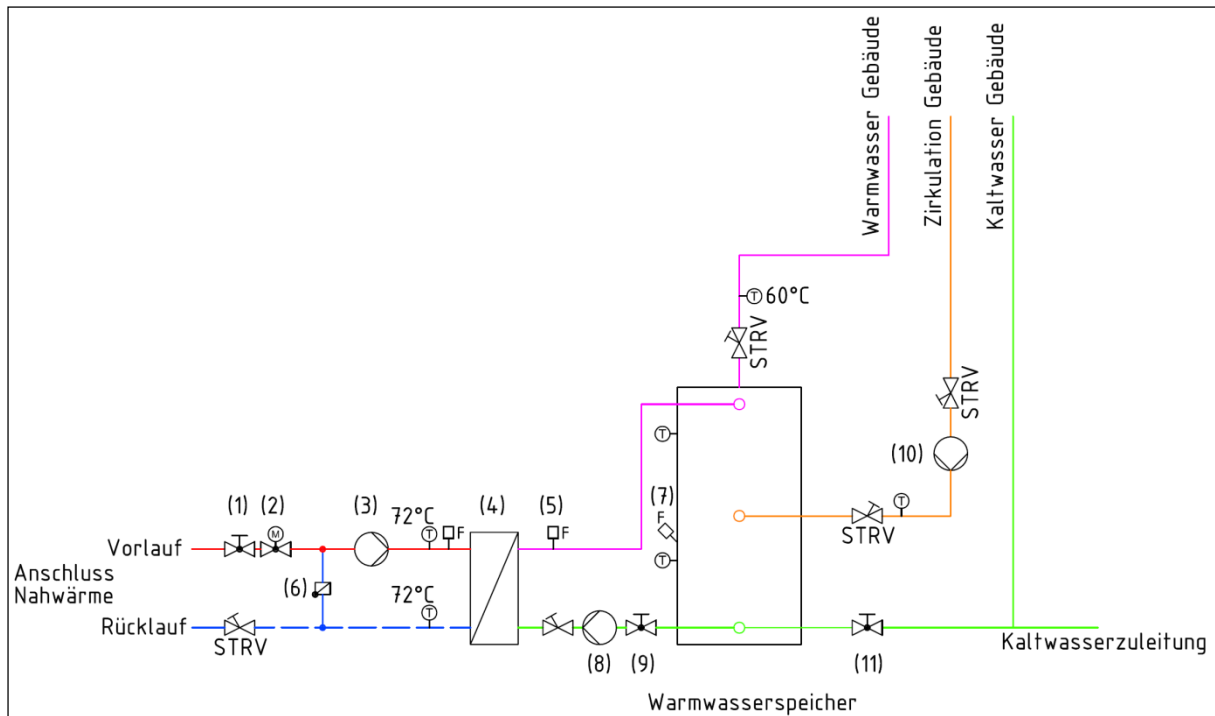


Bild 4 Brauchwasserbereitung mit Speicherladesystem

Der Wärmeübertrager (4) ist in diesem Fall jedoch nicht im Brauchwasserspeicher integriert sondern außenliegend angebracht. Durch einen Fühler (7) im Speicher wird festgestellt, ob das Brauchwasser den aktuellen Sollwert unterschreitet. Bei Unterschreiten des Sollwertes werden die Speicherladepumpe (8) und die Umwälzpumpe (3) auf der Primärseite des Wärmeübertragers in Betrieb gesetzt. Durch die Speicherladepumpe (8) wird dem Speicher unten Wasser entzogen, über den Wärmeübertrager (4) geleitet und erwärmt dem Speicher oben wieder zugeführt. Bei der Speicherbeladung wird am Wärmeübertrageraustritt auf der Sekundärseite die Temperatur (5) mit einem Fühler gemessen und mit dem Regelventil (2) die Solltemperatur geregelt.

Sobald die gewünschte Speichertemperatur erreicht ist, werden die Pumpen (3) und (8) wieder außer Betrieb genommen. In diesem Fall wird das Regelventil (2) ebenfalls wieder geschlossen, um eine unkontrollierte Durchströmung des Wärmeübertragers und die daraus resultierende Rücklauftemperaturerhöhung im Nahwärmenetz zu vermeiden.

Wenn Brauchwasser im Gebäude gezapft wird, fließt Kaltwasser aus der Hausanschlussleitung nach und der Speicher wird von unten nach oben entladen.

Der Vorteil dieser Art der Warmwasserbereitung liegt darin, dass sie für große Warmwasserverbräuche geeignet ist. Der Wärmeübertrager besitzt in der Regel eine große Leistung und zusätzliche Spitzenlasten können durch den Speicher abgedeckt werden. Im Gegensatz zu einem Warmwasserbereiter mit innenliegendem Wärmeübertrager können hierbei niedrigere Rücklauftemperaturen erreicht werden – zumindest im Falle der Zapfung, d.h. bei Kaltwasserfluss. Durch die Abdeckung der Spitzenlasten mit dem Speicher wird vermieden, dass in diesem Fall das Nahwärmenetz mit hohen Abnahmeleistungen belastet wird.

Der Nachteil dieser Variante besteht darin, dass größere Mengen Brauchwasser vorgehalten werden und folglich zur Legionellenprophylaxe hohe Temperaturen im Speicher vorgehalten werden müssen. Dies schlägt sich wiederum negativ auf die Speicherverluste nieder.

3.3 Hydraulische Schaltungen der Gebäudeheizung

Wie bereits beschrieben erfolgt die Wärmeübergabe in den Unterstationen des Nahwärmenetzes überwiegend direkt ohne Systemtrennung zwischen Nahwärme und Gebäudeheizung, d.h. ohne Wärmeübertrager. Nachfolgend werden die verschiedenen hydraulischen Schaltungen aufgezeigt, mit denen die Wärmeübergabe in den einzelnen Gebäuden gewährleistet wird. Es wird erläutert, welche Vor- und Nachteile sich durch die einzelnen Schaltungen ergeben und welche Grundlagen bei der späteren Betrachtung für die Einregulierung beachtet werden müssen.

Weitere Hinweise zum Thema Hydraulik in Heizungsanlagen und hydraulische Schaltungen können der VDMA 24199:2004-07 entnommen werden [5].

3.3.1 Beimischschaltung

Die nachfolgend schematisch dargestellte Beimischschaltung (Bild 5) wird bei differenzdrucklosem Anschluss verwendet. Hierbei wird keine Vordruckpumpe installiert. Die Verbraucherpumpe (3) fördert den notwendigen Volumenstrom über den Primärkreis von (B) nach (A). Die Vorlauftemperaturregelung wird durch Beimischung von Rücklaufwasser am Regelventil (2) realisiert.

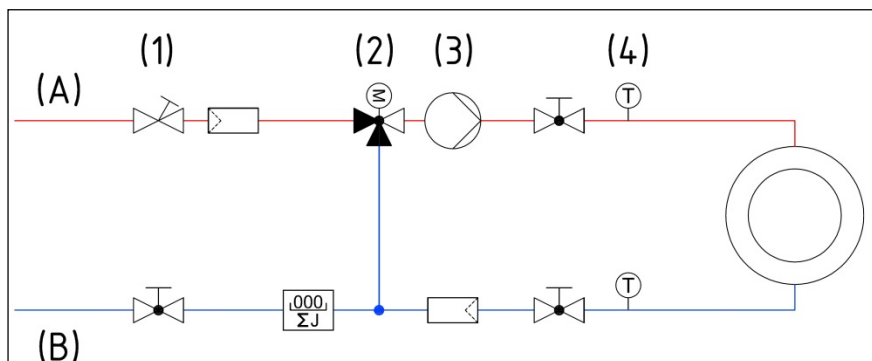


Bild 5 Vorlauftemperaturregelung mit Beimischschaltung

3.3.2 Einspritzschaltung

Die Einspritzschaltung (Bild 6) dient ebenfalls der Vorlauftemperaturregelung. Dies ist die in neuerer Zeit am häufigsten angewandte Form der Wärmeübergabe in den Gebäuden.

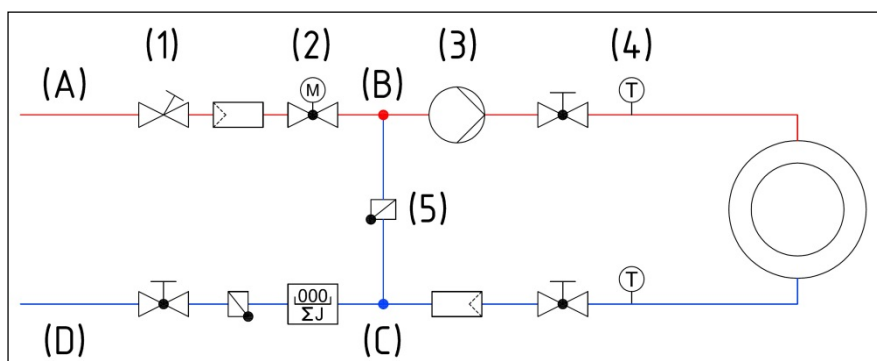


Bild 6 Vorlauftemperaturregelung mit Einspritzschaltung

Auch bei dieser Schaltung wird die Vorlauftemperatur durch Beimischen von Rücklaufwasser angepasst. Im Unterschied zur Beimischschaltung wird die Einspritzschaltung bei differenzdruckbehaftetem Anschluss angewendet.

In diesem Fall wird der Druckverlust des Primärkreises von Punkt (C) über (D) / (A) zu Punkt (B) durch eine Primärpumpe im Erzeugerkreis (in Neuerkerode Nahwärmepumpe im Kesselhaus/Umwälzpumpe Biogasanlage) aufgebracht. Die Pumpe (3) im Verbraucherkreis fördert den Volumenstrom lediglich von Punkt (B) über den Verbraucher zu Punkt (C) bzw. im Teillastfall zusätzlich noch über dem Bypass von (C) nach (B) mit Rückschlagventil (5).

Der Druckverlust des Regelventils (2) wird somit von der hier nicht dargestellten Primärpumpe überwunden. Im Auslegungsfall entspricht der über das Regelventil (2) "eingespritzte" Volumenstrom dem Volumenstrom im Verbraucherkreislauf. Über den Bypass von (C) nach (B) fließt in diesem Fall kein Wasser. Im Teillastfall schließt das Regelventil (2). In diesem Fall fließt ein Teilvolumenstrom über den Bypass von (C) nach (B) und wird dort dem Vorlauf beigemischt.

3.4 Pumpenregelung Nahwärmepumpe

Im Anlagenbestand Neuerkerodes wurde die Nahwärmepumpe häufig ungeregt betrieben. Teilweise wurde von den Kesselwärtern eine manuelle Drosselregelung durchgeführt, indem die Absperrkugelhähne vor den Pumpen teilweise geschlossen werden, um einen zusätzlichen Druckverlust aufzubauen und damit den Anlagenvolumenstrom anzupassen.

Im Zuge der Umsetzung der in diesem Bericht beschriebenen Maßnahmen wurde eine der vorhandenen Doppelpumpen (in der Zentrale) durch eine elektronisch geregelte Umwälzpumpe ersetzt.

Nachfolgend werden zunächst die herkömmlichen Regelungsvarianten differenzdruckkonstanter und differenzdruckvariabler Pumpenregelung beschrieben, welche mit der pumpeninternen Regelung umgesetzt werden können. Im Anschluss daran wird die in Neuerkerode 2013 umgesetzte Regelung mit Schlechtpunktmessung durch eine übergeordnete Regelung betrachtet.

3.4.1 Druckkonstant- und druckvariable Pumpenregelung

Die Heizungsumwälzpumpen nach aktuellem Stand der Technik sind überwiegend mit einer internen Pumpenregelung ausgestattet. Diese ermöglicht es, die Pumpe an den aktuellen Bedarf der Abnahme anzupassen. Hierzu bietet die Pumpenregelung verschiedene Regelungsvarianten.

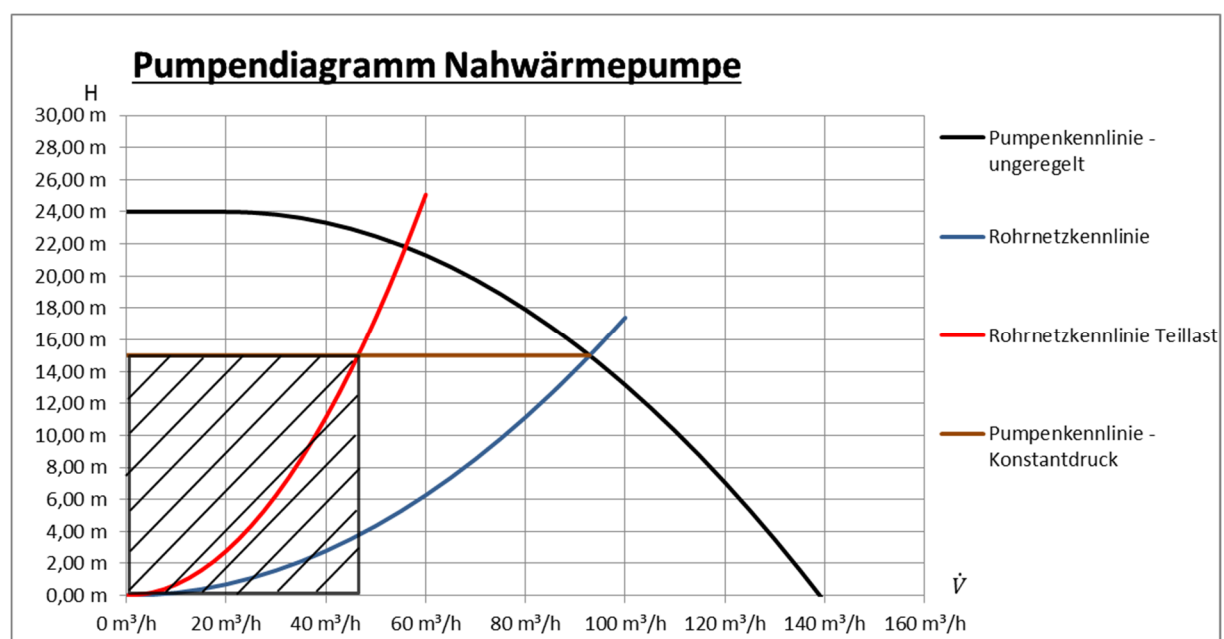


Bild 7 Pumpenregelung Δp -konstant

Die Standardregelungen sind die differenzdruckkonstante Regelung und die differenzdruckvariable Pumpenregelung. Diese beiden Varianten der Pumpenregelung werden anhand von Pumpendiagrammen erläutert. Beide Diagramme zeigen die einstellbaren Pumpenkennlinien der tatsächlich eingesetzten Netzpumpe in Neuerkerode.

In Bild 7 ist die differenzdruckkonstante Pumpenregelung dargestellt. Hierbei wird durch die Pumpe die braun dargestellte Kennlinie abgefahren. In blau ist die Rohrnetzkenlinie im Auslegungsfall dargestellt, in rot ist die Kennlinie dargestellt, die sich bei einem beispielhaft angenommenen Teillastfall bei 50 % Volumenstrom einstellt. Der schwarz schraffierte Bereich stellt die hydraulische Leistung der Pumpe in diesem Betriebszustand dar. Sie kann nach Formel 5 errechnet werden.

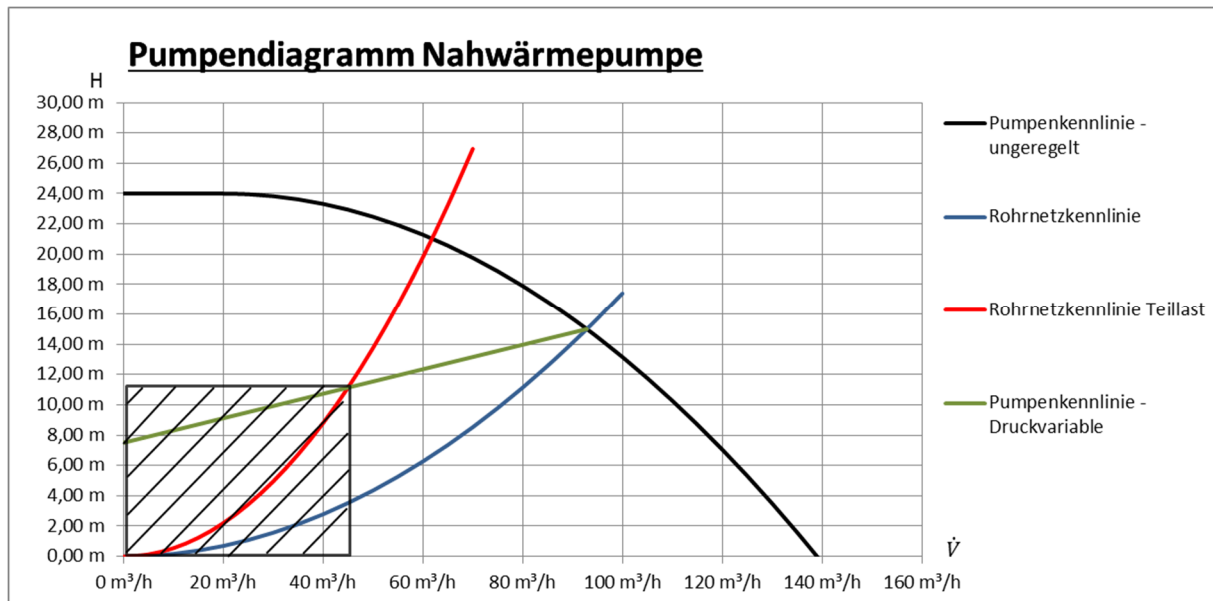


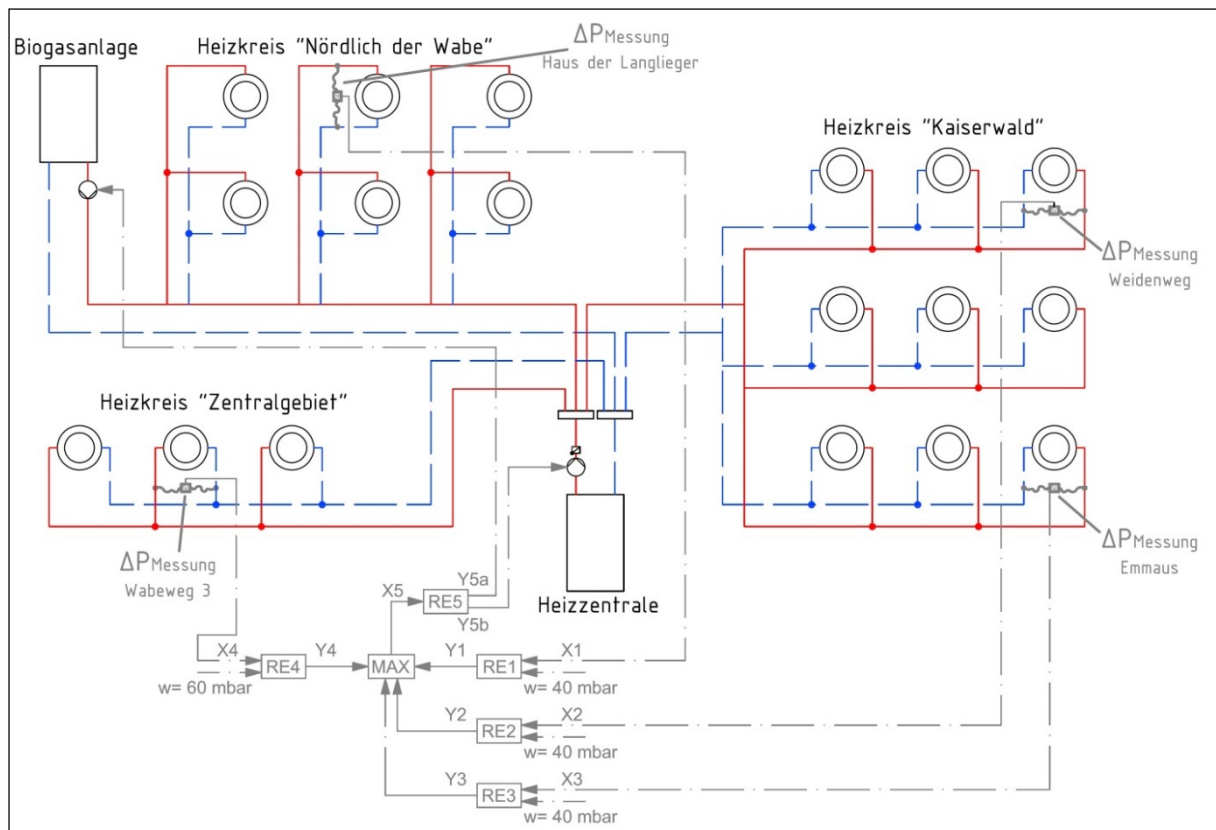
Bild 8 Pumpenregelung Δp -variabel

In Bild 8 ist die differenzdruckvariable Pumpenregelung dargestellt. Hierbei wird durch die Pumpe die grün dargestellte Kennlinie abgefahren. Die Steigung dieser Kennlinie kann bei größeren Pumpen je nach Bedarf angepasst werden. Diese Regelungsvariante eignet sich besonders dann, wenn Teile des Netzes mit hohen Auslegungsdruckverlusten (z.B. Brennkessel mit kleinem Wasserinhalt) durch große Volumenstromschwankungen hohen Druckverluständerungen unterliegen. In rot ist wieder die Rohrnetzkenlinie dargestellt, die sich bei einem angenommenen Teillastfall bei 50 % Volumenstrom einstellt. Der schwarz schraffierte Bereich stellt auch hier die hydraulische Leistung der Pumpe in diesem Betriebszustand dar und kann nach Formel 5 errechnet werden.

Bereits hier lässt sich erkennen, dass sich durch die Einstellung der differenzdruckvariablen Pumpenregelung eine geringere hydraulische Leistung und damit nach Formel 8 eine geringere elektrische Leistungsaufnahme ergibt.

3.4.2 Pumpenregelung mit Schlechtpunktmessung

Um den Anteil an Biowärme im Nahwärmenetz in Neuerkerode zu erhöhen, sollte eine teilweise Verknüpfung zwischen den Erzeugern Biogasanlage und Heizzentrale, sowie den Verbrauchern stattfinden. Hierzu sollen die Pumpen nicht weiterhin unregelt sein oder autark über ihre eigene, interne Pumpenregelung angesprochen werden, sondern mittels einer übergeordneten Regelung miteinander kommunizieren und durch diese auf den erforderlichen Betriebspunkt eingestellt werden. Die geplante und 2013 umgesetzte Pumpenregelung wird anhand von Bild 9 erläutert.



An den vier hydraulisch ungünstigen Punkten:

- Weidenweg
- Gartenweg 10 (Haus der Langlieger)
- Wabeweg 3 und
- Emmaus

wird die Druckdifferenz zwischen Vor- und Rücklauf gemessen.

Da es sich bei den meisten nachgeschalteten Verbrauchern um eine sogenannte Einspritzschaltung (siehe Kapitel 3.3.2) handelt, benötigen diese einen definierten Vordruck zur Überwindung des im Primärkreis angeordneten Regelventils. Die Programmierung wird derart umgesetzt, dass es für den Bediener möglich ist, für jeden Schlechtpunkt einen separaten Sollwert einzustellen.

Um negative Differenzdrücke (sie können mit dem installierten Drucktransmitter nicht ermittelt werden) und sehr kleine Differenzdrücke (schwierige Regelung) zu vermeiden, werden im "Weidenweg", "Gartenweg 10" und "Emmaus" 40 mbar Differenzdruck als Schlechtpunkte eingestellt. Da die Schlechtpunktmessung im Heizkreis "Zentralgebiet" nicht am hydraulisch ungünstigen Punkt aufgebaut wurde, sondern es noch weitere nachgeschaltete Verbraucher gibt, wird hierfür ein höherer Differenzdruck von zunächst 60 mbar eingestellt.

Aufgrund der verschiedenen Sollwerte wird für jeden Schlechtpunkt ein Regelkreis aufgebaut. In jedem Regelkreis wird der anstehende Differenzdruck mit dem eingestellten Sollwert verglichen und hieraus ein Pumpensollwert generiert. Aus den vier Sollwerten wird eine Maximalauswahl getroffen und dann sequenzweise zunächst an die Pumpe der Biogasanlage und dann an die Netzpumpe in der Heizzentrale weitergegeben.

Durch die sequenzweise Regelung der Pumpen wird immer zunächst die Pumpe in der Biogasanlage bis zu einer Leistung von 100 % hochgeregt und erst wenn diese zur Versorgung nicht mehr ausreicht, wird die Netzpumpe in der Heizzentrale hinzugeschaltet. Mit dieser Schaltung soll gewährleistet werden, dass immer vorrangig Biowärme in das Nahwärmenetz eingekoppelt wird und nur, wenn diese nicht ausreicht, Heizwärme von den Gaskesseln in der Heizzentrale erzeugt und zugespeist wird.

Zusätzlich wird durch diese Art der Pumpenregelung immer gewährleistet, dass die hydraulisch ungünstigsten – und damit auch alle anderen Verbraucher – ausreichend mit Wärmeenergie versorgt werden.

Als weiterer Effekt kann durch die externe Pumpenregelung mit Schlechtpunktmessung sehr genau die Rohrnetzkenlinie mit der Pumpe abgefahren werden, so dass sich die in nachfolgendem Bild 10 dargestellte Pumpenkenlinie ergibt.

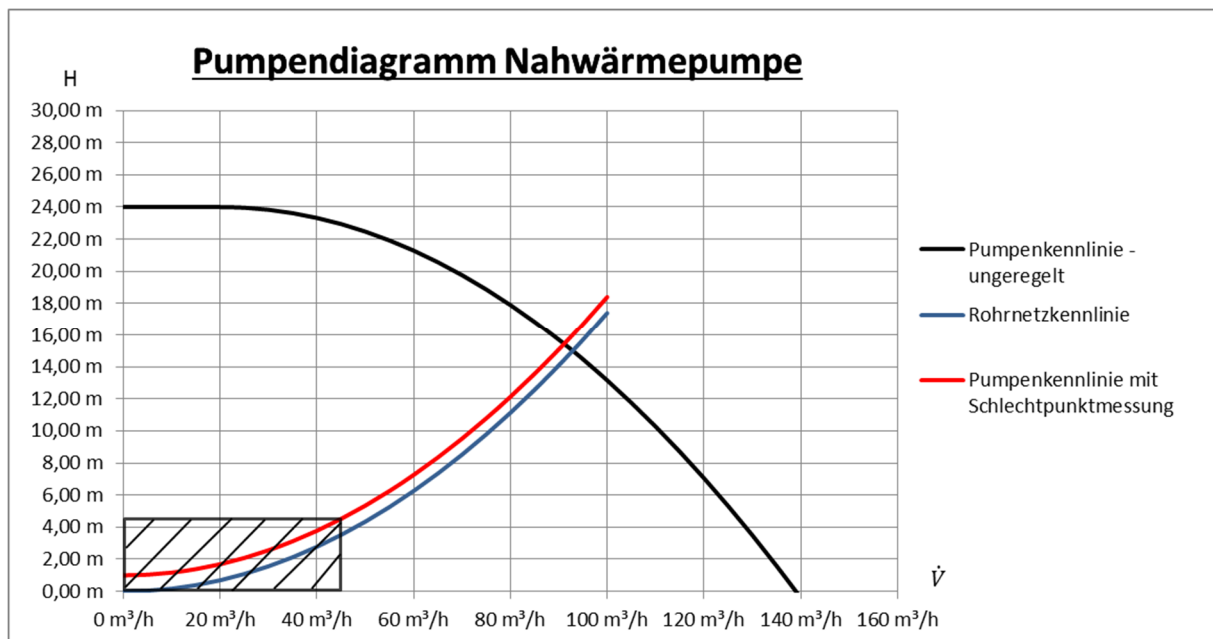


Bild 10 Pumpenregelung mit Schlechtpunktmessung (schematisch)

Die Pumpenkenlinie entspricht der Rohrnetzkenlinie um den Betrag der am Schlechtpunkt eingestellten Druckdifferenz nach oben verschoben. Die schraffierte Fläche stellt wie vor die hydraulische Leistung bei einem angenommenen Teillastfall von 50 % des Auslegungsvolumenstroms dar.

Vergleicht man die hydraulische Leistung aus Bild 7 und Bild 8 mit der Leistung in Bild 10, so kann man erkennen, dass hier ein erhebliches Einsparpotential an hydraulischer und damit an elektrischer Leistungsaufnahme besteht, was bei großen Pumpenlaufzeiten zu erheblichen Einsparungen beim Stromverbrauch führt.

3.4.3 Temperaturregelung bei Rücklaufanhebung

Für die vorhandenen Gas-Heizkessel ist es zum Schutz vor Korrosion notwendig, dass die Rücklauftemperatur konstant über einem vom Hersteller festgelegten Wert gehalten wird. Damit wird gewährleistet, dass es an den Stahloberflächen im Kessel nicht zu Kondensation und damit Rostbildung kommt. Im Bestand wurde die Rücklaufanhebung gemäß nachfolgendem Schema realisiert.

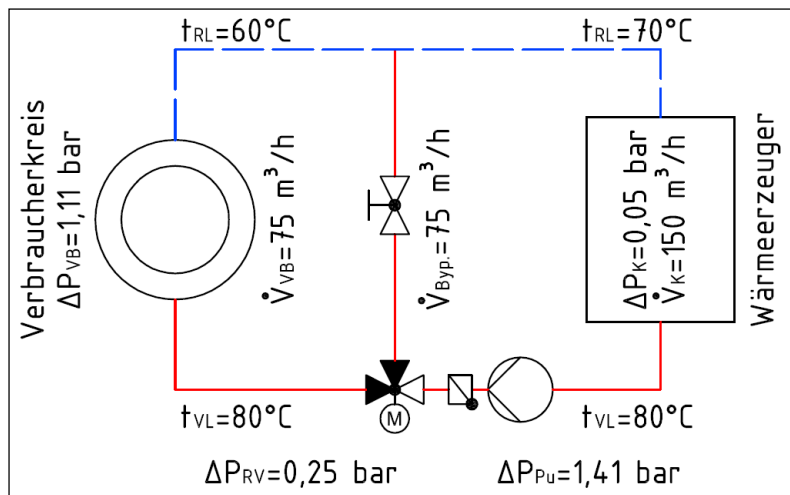


Bild 11 Rücklaufanhebung Bestand

Im Kesselhaus war im Hauptvorlauf der Anlage ein Regelventil als Verteilventil installiert. Ziel der Verschaltung ist, dass ein Teil des von der Nahwärmepumpe geförderten Volumenstroms dem Verbraucherkreis zugeführt wird und ein weiterer Teil direkt vom Vorlauf in den Rücklauf umgeleitet wird. Die Beimischung von Vorlaufwasser zum Rücklaufwasser bewirkt somit die geforderte Temperaturerhöhung im Rücklauf.

Die abgebildete Schaltung hat jedoch zwei entscheidende Nachteile. Der erste Nachteil besteht in der Schwierigkeit, diese in Zusammenhang mit der geplanten Schlechtpunktmessung zu regeln. Der zweite Nachteil ist, dass bei Dauerbetrieb des Verbraucherkreises hohe Pumpenstromverbräuche verursacht werden, welche durch eine alternative Hydraulik reduziert werden können.

Notwendigkeit einer Bypasspumpe

Zunächst soll jedoch die Schwierigkeit, die die in Bild 11 dargestellte Anlagenhydraulik in Bezug auf die 2013 umgesetzte Pumpenregelung verursacht, genauer erläutert werden.

Die dargestellte Umwälzpumpe wird im umgesetzten Optimierungskonzept anhand des Differenzdruckes über den ungünstigsten Verbraucher geregelt. Wenn am Verbraucher zu wenig Differenzdruck ansteht, wird die Pumpe in der Heizzentrale demnach hochgeregelt, bis der geforderte Sollwert erreicht ist. Durch die höhere Pumpendrehzahl steigen der geförderte Volumenstrom sowie der aufgebaute Differenzdruck der Pumpe.

Hierdurch steigt auch der am Regelventil anstehende Differenzdruck. Somit wird auch ein größerer Volumenstrom dem Rücklauf der Anlage beigemischt. Durch die größere Beimischung steigt die Temperatur im Rücklauf über den Sollwert an, was veranlasst, dass das Regelventil den Bypass weiter schließt und mehr Wasser in Richtung Heizkreis durchlässt. Dadurch steigt wiederum der Differenzdruck über den ungünstigsten Verbraucher über den Sollwert an.

Als Folge darauf läuft der zuvor beschriebene Kreislauf rückwärts ab. Die Pumpe im Kesselhaus wird herunter geregelt, bis der geforderte Differenzdruck am ungünstigsten Verbraucher ansteht. Durch den geringeren Differenzdruck am Regelventil reicht der Volumenstrom über den Bypass des Regelventils nicht mehr aus, um die geforderte Temperatur im Kesselrücklauf einzuhalten. Das Regelventil öffnet den Bypass weiter, so dass mehr Wasser über den Bypass und damit weniger Wasser in den Heizkreis fließt. Der Differenzdruck am Verbraucher sinkt wieder ab und der "schwingende" Regelkreis beginnt von vorne.

Eine Alternative zur im Bestand installierten Rücklaufanhebung mit einem Regelventil bietet die Rücklaufanhebung mit einer Pumpe im Bypass, wie sie in nachfolgendem Schema dargestellt ist.

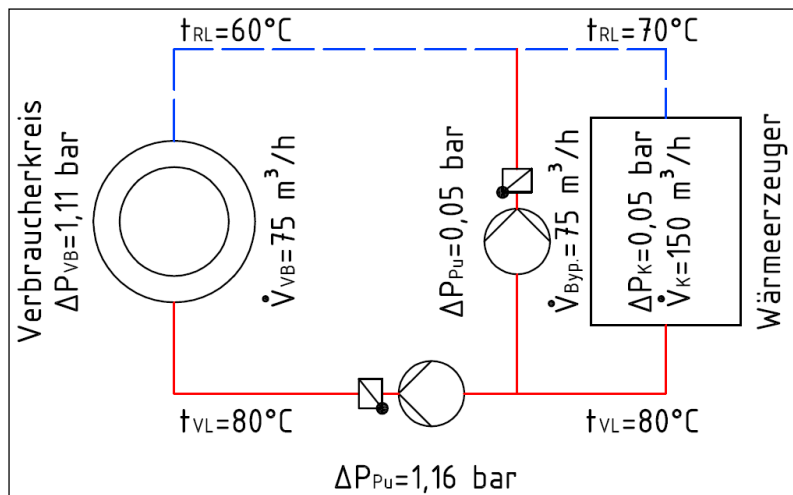


Bild 12 Rücklaufanhebung mit Bypasspumpe

Bei dieser hydraulischen Schaltung wird eine Pumpe in einem Bypass zwischen Vor- und Rücklauf parallel zum Heizkreis/Wärmeerzeuger installiert. Bei Hochregeln der Pumpe im Heizkreis wird in diesem Fall nur geringfügig der Volumenstrom zur Rücklaufanhebung über den Bypass beeinflusst, was dem steigenden Druckverlust über den Kesselkreis geschuldet ist. Um den steigenden Druckverlust auszugleichen sowie die Temperatur im Rücklauf weiterhin auf dem gewünschten Sollwert zu halten wird die Pumpe im Bypass ebenfalls geringfügig hochgeregelt. Der Einfluss hierdurch wirkt sich jedoch auf die Pumpe anstehenden Differenzdrücke am Verbraucher nicht merkbar aus.

Ein weiterer Vorteil der vorstehend beschriebenen Rücklaufftemperaturanhebung liegt darin, dass diese einen geringeren Stromverbrauch verursacht, was anhand nachfolgender Beispielrechnung erläutert wird.

Die für die Beispielrechnung angenommen sowie in Bild 11 und Bild 12 dargestellten Druckverluste und Volumenströme wurden den Voruntersuchungen der Ostfalia entnommen [4]. Sie entsprechen in etwa mittleren Werten des Jahres.

Bei der Bestandsschaltung musste von der Pumpe der gesamte Volumenstrom umgewälzt und gleichzeitig immer der Differenzdruck aufgebracht werden, der zur Versorgung des ungünstigsten Verbrauchers notwendig ist. Bei den in Bild 11 und Bild 12 angenommenen Drücken und Volumenströmen ergibt sich nach Formel 5 folgende hydraulische Leistung.

$$P_{hydr.} = 1,41 \times 10^5 \frac{J}{m^3} \times 150 \frac{m^3}{h} \frac{h}{3600 s} = 5875 W \rightarrow 5,88 kW$$

Im optimierten Zustand muss nur noch von der Pumpe im Heizkreis der "hohe" Differenzdruck zur Versorgung des ungünstigsten Verbrauchers aufgebracht werden. Die Umwälzpumpe im Bypass muss lediglich den Differenzdruck im Kesselkreis überwinden. Beide Pumpen müssen nur den Volumenstrom befördern, der für den jeweiligen Bedarf notwendig ist. Für die beiden Pumpen ergeben sich daraus folgende hydraulische Leistungen.

$$P_{hydr.HK} = 1,16 \times 10^5 \frac{J}{m^3} \times 75 \frac{m^3}{h} \frac{h}{3600 s} = 2415 W \rightarrow 2,41 kW$$

$$P_{hydr.Byp.} = 0,05 \times 10^5 \frac{J}{m^3} \times 75 \frac{m^3}{h} \frac{h}{3600 s} = 105 W \rightarrow 0,11 kW$$

Die Differenz der hydraulischen Leistungen zwischen der bestehenden und der optimierten Schaltung beträgt demnach für das gewählte Beispiel:

$$\Delta P_{hydr.} = 5,88 \text{ kW} - 2,41 \text{ kW} - 0,11 \text{ kW} = 3,28 \text{ kW}$$

Bei einem Gesamtwirkungsgrad der Pumpe von rund 60% [6] ergibt sich daraus nach Formel 8 eine eingesparte elektrische Leistung von:

$$\Delta P_{el.} = \frac{\Delta P_{hydr.}}{\eta_{ges}} = \frac{3,28 \text{ kW}}{0,6} = 5,47 \text{ kW}$$

Das Datenblatt der installierten Pumpe kann dem Anhang 8.3 entnommen werden.

Da die Umwälzpumpe ganzjährig betrieben wird ergibt sich aus der Betriebszeit von 8.760 h/a und der eingesparten elektrischen Leistung folgende Stromeinsparung:

$$\Delta W_{el.} = 5,47 \text{ kW} \times 8.760 \frac{\text{h}}{\text{a}} = 47.900 \frac{\text{kWh}}{\text{a}}$$

Bei einem Strompreis von 0,167 €/kWh **Fehler! Eine Ziffer wurde erwartet.** [13] ergibt sich somit eine Einsparung von rund 8000 €/a, was bei einer geschätzten Investition von 15.000 € einer statischen Amortisation von nur knapp über zwei Jahren entspricht.

3.5 Hydraulischer Abgleich

Nach der provisorischen Inbetriebnahme der neuen Netzpumpe in der Heizzentrale der Evangelischen Stiftung in Neuerkerode im Februar 2013 wurde festgestellt, dass diese im Heizfall ausreichend Druckdifferenz an den gewählten Schlechtpunkten aufbringt. In den Morgenstunden im Zeitraum von ca. 8 bis 12 Uhr, wenn große Leistungsabnahmen durch die Warmwasserbereitungen in den Unterstationen auftreten, fallen die Differenzdrücke deutlich ab und eine der vorhandenen, ungeregelten Netzpumpen muss kurzzeitig mit in Betrieb genommen werden.

Da sich der Betrieb der vorhandenen Netzpumpen negativ auf die Einspeisung der Biogasanlage auswirkt und diese zudem hohe Stromkosten verursacht, soll das Nahwärmenetz teilweise hydraulisch abgeglichen werden. Hierbei wird vorrangig bei den dicht an der Heizzentrale gelegenen Verbrauchern durch entsprechende Einstellung von vorhandenen Strangreguliertventilen oder Absperrventilen ein zusätzlicher Widerstand erzeugt, um somit eine Überversorgung dieser Verbraucher und die damit verbundene Unterversorgung in den weit abgelegenen Bereichen zu vermeiden.

3.5.1 Problemstellung

Im Normalfall sollte die Einregulierung eines Heizungsverteilsnetzes durch eine ausführliche Rohrnetzberechnung mit rechnerischer Ermittlung der Einstellung von Strangreguliertventilen oder Differenzdruckreglern durchgeführt werden.

Im Zuge verschiedener Bachelorarbeiten sowie Untersuchungen im Rahmen eines DBU Projektes wurden bereits Datenaufnahmen zu Rohrdurchmessern, Rohrleitungslängen und weiteren Kenngrößen des Nahwärmenetzes durchgeführt und hieraus Rohrnetzberechnungen erstellt. Diese wurden auch teilweise als Grundlage für die Einregulierung zu Grunde gelegt.

Die Problematik in Neuerkerode besteht jedoch darin, dass nur teilweise Daten (Fabrikat, Typ, Dimension etc.) zu installierten Komponenten wie Strangreguliertventilen und Absperrventilen der Übergabestationen in den Gebäuden vorliegen. Des Weiteren sind nicht alle Unterstationen mit Strangreguliertventilen ausgestattet oder diese sind nicht mehr funktionstüchtig.

Da derzeit nicht absehbar ist, wann oder ob die einzelnen Unterstationen saniert werden, muss daher bei der Einregulierung auf vorhandene Armaturen zurückgegriffen und die entsprechenden Einstellungen größtenteils vor Ort festgelegt werden. Die dabei gewählte Vorgehensweise wird in den anschließenden Kapiteln erläutert.

Aufgrund der vorstehend beschriebenen Problemstellung muss bei der Einregulierung teilweise auf überschlägige Berechnungen zurückgegriffen und Einstellungen teilweise anhand der Gegebenheiten vor Ort festgelegt werden. Hierzu wurde bei einem Rundgang (im Winter/Frühjahr 2013 bei sehr niedrigen Temperaturen) durch die Unterstationen die Anlagenhydraulik betrachtet und dabei zum einen Kurzschlüsse als Überströmung zwischen Vor- und Rücklauf ermittelt und auf ihre Notwendigkeit überprüft, zum anderen bei Verbrauchern mit hohen Volumenströmen eine Reduzierung des Volumenstroms untersucht.

3.5.2 Überprüfung der Kurzschlüsse

Kurzschlüsse, welche keine Notwendigkeit haben, werden verschlossen und Kurzschlüsse, die aus Gründen von z.B. Frostschutz an Lüftungsanlagen notwendig sind, werden möglichst weit gedrosselt.

Hierdurch verringert sich der Volumenstrom in der Gesamtanlage, was bereits eine Einsparung an elektrischer Energie für Umwälzpumpen mit sich bringt. Zusätzlich werden hierdurch die Rücklauftemperaturen gesenkt, was zum einen die Verteilverluste des Nahwärmerücklaufs reduziert und zu einem störungsfreien Betrieb des Biogas-BHKWs beiträgt.

Besonders für den Betrieb des Biogas-BHKWs ist es wichtig, dass bei dem Aufspüren von Kurzschlüssen in der Anlage sorgsam vorgegangen wird, da bei einer Rücklauftemperatur von über 68°C eine Bypassklappe im Abgasweg des BHKWs öffnet und ein installierter Abgaswärmetauscher umströmt wird. Diese Öffnung der Bypassklappe verringert die thermische Leistung des BHKWs um rund 300 kW.

3.5.3 Überprüfung der Warmwasserbereitung

Da es vor allem im Zeitraum großer Warmwasserverbräuche zu hohen Volumenströmen und damit Problemen in der Versorgung kommt, wird die Einstellung der Umwälzpumpen für die Warmwasserbereitungen überprüft. Die Pumpen sind oft sehr groß dimensioniert und zusätzlich in hoher Drehzahlstufe betrieben. Bei der Einregulierung und Überprüfung der Volumenströme werden zwei verschiedene Ansätze verfolgt. Der erste Ansatz basiert auf der Grundlage der geplanten Leistungen für die Warmwasserbereitung, bei dem zweiten Ansatz werden die Gegebenheiten in der Anlage (Temperaturen, Drücke etc.) vor Ort betrachtet und auf die korrekte Arbeitsweise überprüft.

In dem ersten Ansatz der rechnerischen Betrachtung der Warmwasserbereitungen wurden im Vorfeld aus den gegebenen Leistungen mit einer angenommenen Temperaturdifferenz von 20 K entsprechende Volumenströme nach Formel 1 ermittelt.

Speicherladesystem

Die Einregulierung beim Speicherladesystem soll anhand der Warmwasserbereitung in den Häusern "Weidenweg" erläutert werden. Die Brauchwasserbereitung ist nach folgendem Anschlusschema aufgebaut.

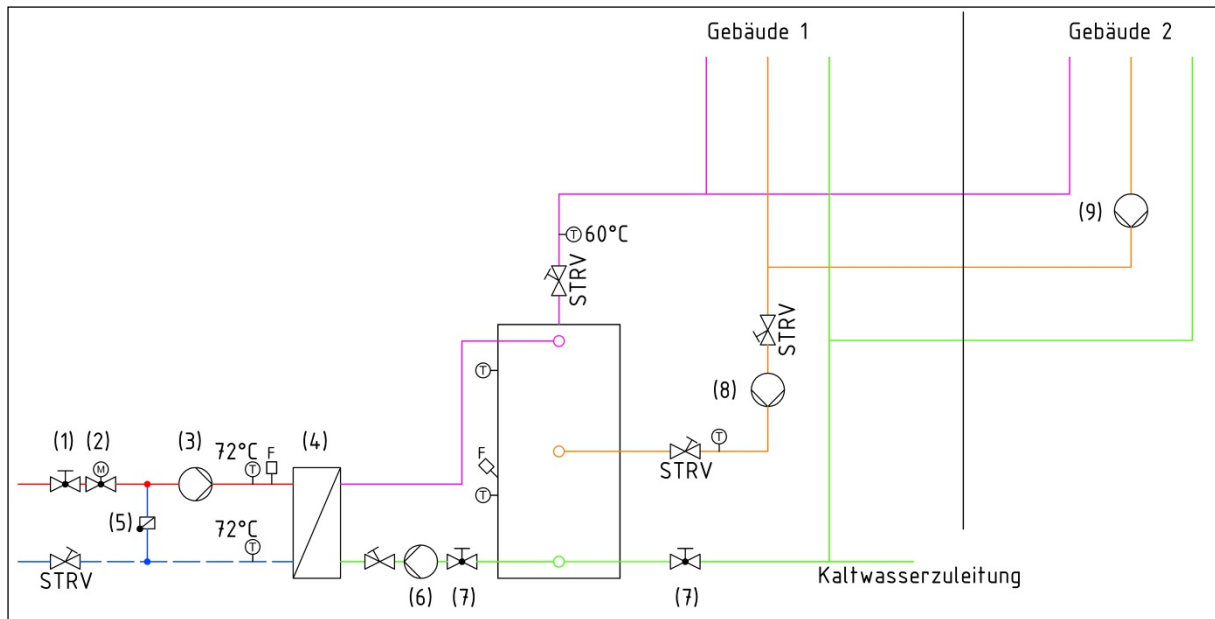


Bild 13 Schematische Darstellung Brauchwasserbereitung Weidenweg

Aus den gegebenen Plandaten sind beispielsweise die Warmwasserbereitungen für die 6 Weidenweghäuser auf eine Leistung von zusammen 482 kW ausgelegt [4]. Eine Warmwasserbereitung versorgt jeweils zwei Gebäude. Hieraus ergibt sich eine Leistung von rund 160 kW je Anlage. Bei dieser Leistung und einer angenommenen Temperaturdifferenz zwischen Vorlauf und Rücklauf von 20 K ergibt sich daraus auf der Primärseite des Wärmeübertragers ein Volumenstrom von 6,9 m³/h.

Bei der heizungsseitigen Schaltung handelt es sich um eine Einspritzschaltung wie sie in Kapitel 3.3.2 erklärt wurde.

Zur Überprüfung der Einstellung der Primärpumpe (3) wird zunächst der ebenfalls im Gebäude angeschlossene Heizkreis abgeschaltet und abgesperrt. Als nächstes wird die Primärpumpe (3) in Betrieb genommen und das Regelventil (2) voll geöffnet. In diesem Fall sollte die Vorlauftemperatur am Wärmeübertrager der Vorlauftemperatur aus dem Nahwärmenetz entsprechen. Das bedeutet, dass kein Wasser über den Bypass (5) fließt. Liegt die Vorlauftemperatur am Wärmeübertrager unter der Vorlauftemperatur des Nahwärmenetzes, dann wird Rücklaufwasser über den Bypass beigemischt und der Volumenstrom über den Wärmeübertrager ist größer als der Volumenstrom, der dem Nahwärmenetz entnommen wird.

In den Gebäuden am "Weidenweg" kann festgestellt werden, dass die Primärpumpen für die Warmwasserbereitung sehr groß dimensioniert sind und somit eine Einregulierung nur sehr schwer möglich ist. Hier lag die Temperatur vor dem Wärmeübertrager unter der Vorlauftemperatur aus dem Nahwärmenetz, obwohl der aus dem Nahwärmenetz entnommene Volumenstrom (Ableseung Wärmemengenzähler) bereits über dem errechneten Sollwert liegt. Aus diesem Grund wird zusätzlich die Dimensionierung der Primärpumpe überprüft.

In Bild 14 ist die Pumpenkennlinie der installierten Pumpe dargestellt. Die Pumpendrehzahl war bei der Besichtigung der Anlage auf Stufe 3 eingestellt. Bei dieser Einstellung und einem angenommenen Druckverlust des Speichers von knapp 2 m_{WS} ergibt sich mit über 20 m³/h ein Volumenstrom, welcher deutlich über dem Sollwert von 6,9 m³/h liegt. Auch durch Verstellen der Pumpe auf Drehzahlstufe eins lässt sich nicht der geforderte geringe Volumenstrom erreichen.

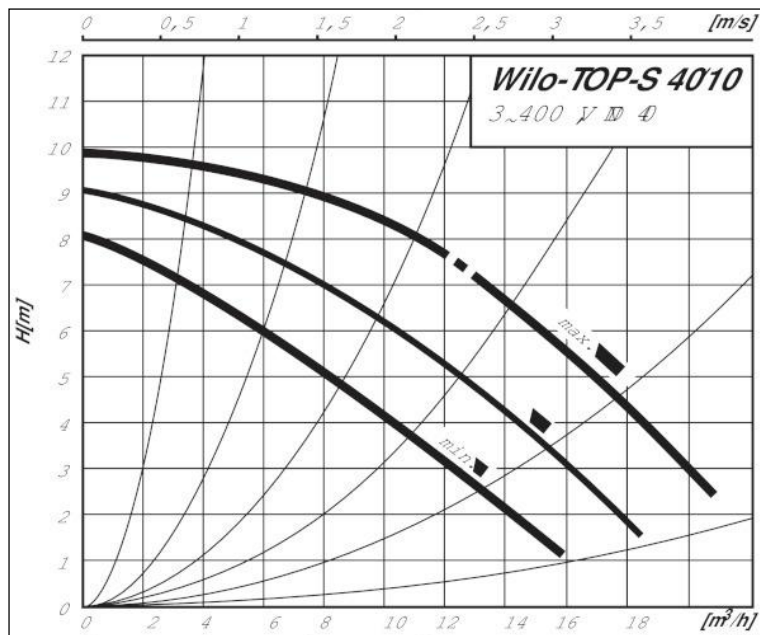


Bild 14 Pumpenkennlinie Primärpumpe Brauchwasserbereitung Weidenweg [15]

Das Problem ist, dass somit die geforderte Vorlauftemperatur am Wärmeübertragereintritt, welche zum Erreichen der Warmwassertemperatur notwendig ist, erst dann erreicht wird, wenn der Volumenstrom komplett aus dem Nahwärmenetz zugeführt wird (keine Temperaturabsenkung durch Rücklaufbeimischung). Aus diesem Grund sollten überdimensionierte Pumpe gegen kleinere Pumpen ausgetauscht werden um den Volumenstrom im Nahwärmenetz insgesamt zu senken.

Warmwasserspeicher

Die Betrachtungsweise der Anlagenkomponenten vor Ort und Vorgehensweise bei der Einregulierung und Plausibilitätsbetrachtung werden anhand nachfolgendem Anlagenschema beschrieben.

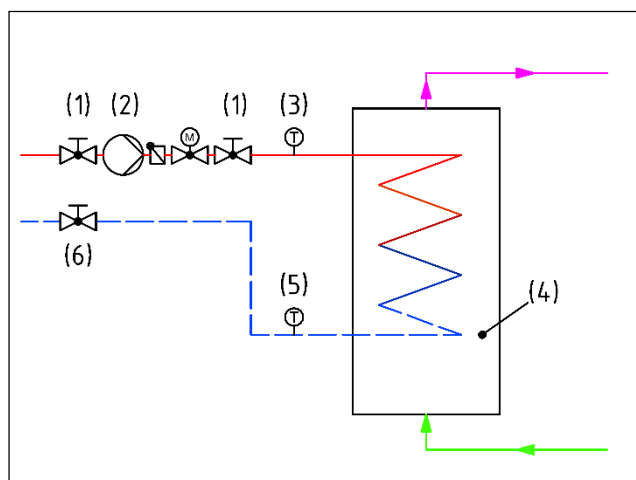


Bild 15 Brauchwasserbereitung im Brauchwasserspeicher

Da die angegebenen Leistungen für die Warmwasserbereitungen teilweise als sehr hoch eingeschätzt werden, werden die Volumenströme anhand der anstehenden Temperaturen überprüft. Diese Überprüfung sollte im vorliegenden Fall in den frühen Morgenstunden durchgeführt werden, da hier die größten Warmwasserverbräuche vorliegen. Der Warmwasserspeicher sollte zu diesem Zeitpunkt entladen sein.

Pumpe (2) wird, falls nicht bereits durch die Regelung geschehen, eingeschaltet und somit der Betrieb der Warmwasserbereitung simuliert. Hierbei werden die anstehenden Vor- und Rücklauftemperaturen (3) + (4) betrachtet.

Da der Wärmefluss von dem Nahwärmewasser zu dem Trinkwarmwasser verläuft, kann die Rücklauftemperatur (5) des Heizungswassers nicht unter der Temperatur des Brauchwassers in dem Warmwasserbereiter (4) liegen. Die Rücklauftemperatur (5) sollte jedoch auch nicht wesentlich über der des Warmwassers (4) und damit nahe an der Vorlauftemperatur (3) liegen, da eine kleine Temperaturdifferenz (3) – (5) auf einen niedrigen Verbrauch bei hohem Volumenstrom hinweist. Diese Zusammenhänge hierzu ergeben sich aus Formel 1.

Bei der Simulation der Trinkwarmwasserbereitung werden daher die Pumpendrehzahl und damit der Volumenstrom solange reduziert, bis sich eine Rücklauftemperatur annähernd der Brauchwassertemperatur einstellt. In der Regel ist wegen den geringen hydraulischen Widerständen innerhalb des Speichers bei stufig geschalteten Pumpen die kleinste Drehzahlstufe und bei differenzdruckgeregelten Pumpen eine Förderhöhe von ca. 1 m ausreichend, um die Warmwasserbereitung zu realisieren.

Sollte die Reduzierung der Pumpendrehzahl nicht ausreichend sein und keine niedrigere Rücklauftemperatur erreicht werden, kann zusätzlich eine Drosselung durch die vorhandenen Absperrventile (1) vorgenommen werden, um den Volumenstrom weiter zu reduzieren. Grundsätzlich sollte aber in diesem Fall, wie bereits erwähnt, darauf hingewiesen werden, dass hier ein Austausch der Umwälzpumpe gegen einen kleineren Pumpentyp die wirtschaftlichere Variante und auch ökologisch sinnvollere ist.

3.5.4 Überprüfung der Gebäudeheizung

Die Vorgehensweise zum hydraulischen Abgleich bei den Heizkreisen zur Gebäudeheizung hängt von der hydraulischen Schaltung ab. Bei der Einspritzschaltung kann der Abgleich vor Ort durch Abgleich von Temperaturen durchgeführt werden. Zum Abgleich bei der Beimischschaltung muss zusätzlich eine überschlägige Berechnung durchgeführt werden. Beide Varianten werden in den nachfolgenden Abschnitten erläutert.

Einspritzschaltung

Zunächst wird mit Hilfe von Bild 16 erläutert, welche Probleme zum Beispiel bei einer nicht abgeglichenen Einspritzschaltung entstehen können und woran man erkennt, dass eine Schaltung nicht abgeglichen ist.

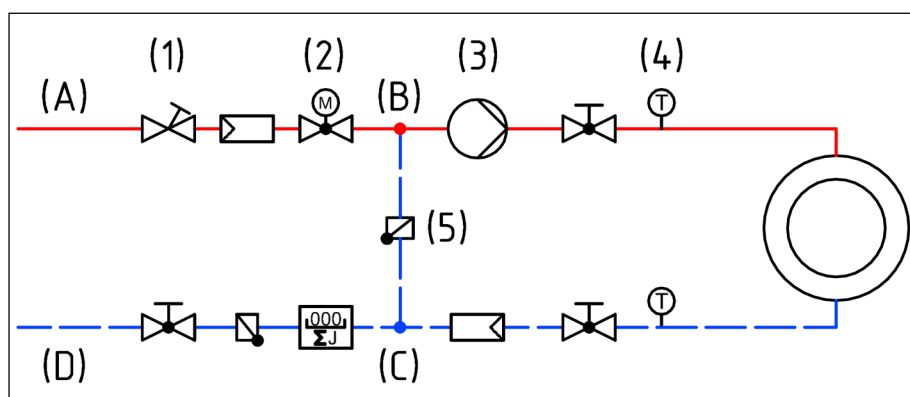


Bild 16 Schematische Darstellung Einspritzschaltung

Bei einer nicht abgeglichenen Einspritzschaltung kann es vor allem in den Aufheizphasen, wenn die Abnahme wesentlich höher als die Auslegungsleistung ist, zur Überversorgung kommen.

In diesem Fall steht bei voll geöffnetem Ventil (2) ein Überdruck von Punkt (B) nach Punkt (C) an. Da die Fließrichtung von (B) nach (C) durch eine Rückschlagklappe (5) blockiert ist, wird der überschüssige Druck über den Heizkreis abgebaut, was zu einer Erhöhung des Volumenstroms im Heizkreis führen kann (Annahme, die Thermostatventile lassen zunächst mehr Heizwasser durch bis eine Regelung erfolgt). Erkannt werden kann eine nicht abgegliche Einspritzschaltung daran, dass im Heizfall die Primärvorlauftemperatur der Sekundärvorlauftemperatur entspricht, obwohl das Regelventil (2) weit geschlossen ist. In diesem Fall wird der überschüssige Druck durch das Regelventil abgebaut.

Zunächst wird der Typ und Einstellung der Pumpe (3) hinsichtlich der Volumenströme aus den gegebenen Leistungen überprüft. Um die Einstellung der Betriebsvolumenströme überprüfen zu können, muss der Abgleich während der Heizperiode (möglichst bei geringen Außentemperaturen) durchgeführt werden, wenn die nachgeschalteten Verbraucher wie z.B. Heizkörper durchströmt werden und Abnahme gewährleistet ist.

Sollte die installierte Pumpe auffällig groß dimensioniert sein bzw. in hoher Drehzahl betrieben werden, wird hier die Einstellung der Pumpe angepasst oder nach Bedarf zusätzlich durch Drosseln eines der im Sekundärkreis angeordneten Absperrventile eine Verminderung der Volumenströme im Gebäude angestrebt.

Nach Einstellung des Sekundärkreises wird der Primärkreis abgeglichen. Hierzu wird das Regelventil (2) des Primärkreises voll geöffnet. Die Vorlauftemperatur (4) im Sekundärkreis sollte jetzt der Vorlauftemperatur im Primärkreis (A) entsprechen. Ist die Temperatur (4) im Sekundärkreis in diesem Zustand bereits niedriger als die Temperatur (A) im Primärkreis, gibt es eine Strömung von Punkt (C) zu Punkt (B). Diese Tatsache weist darauf hin, dass der Vordruck durch die Nahwärmepumpe im Kesselhaus zu gering ist. In diesem Fall müsste eine Erhöhung des eingestellten Differenzdruckes am Schlechtpunkt in diesem Heizkreis stattfinden.

Entspricht die Temperatur (4) im Sekundärkreis der Temperatur am Punkt (A) so kann mit der Einregulierung gemäß nachfolgender Beschreibung fortgefahren werden.

Die Schaltung ist hydraulisch dann abgeglichen, wenn bei voll geöffnetem Regelventil (2) weder Wasser von (C) nach (B) noch umgekehrt fließt. Die Fließrichtung von (B) nach (C) ist durch das Rückschlagventil blockiert, so dass auch bei einem Druckgefälle von (B) nach (C) hier kein Wasser fließt. In diesem Fall wird der Volumenstrom über den Heizkreis erhöht. Dieser Umstand soll durch Drosselung des Regulierventils (1) verhindert werden. Hierzu wird das Regulierventil (1) so lange geschlossen, bis die Temperatur im Punkt (4) leicht absinkt. Nun herrscht durch die Drosselung des Vordruckes ein Druckgefälle von Punkt (C) nach (B) und es findet im Punkt (B) eine Beimischung von Rücklaufwasser zum Vorlaufwasser statt. Ist dieser Zustand erreicht, wird das Regulierventil (1) wieder leicht geöffnet bis gerade wieder die Temperatur (4) der Temperatur (A) entspricht. Nun ist der Anschluss annähernd hydraulisch abgeglichen.

Beimischschaltung

Der hydraulische Abgleich bei der Beimischschaltung ist ohne vorliegende Daten wesentlich schwieriger bzw. eine genaue Einregulierung nicht möglich, da diese Schaltung im Normalfall für differenzdrucklosen Anschluss vorgesehen ist. Im hier betrachteten Fall wird die Einregulierung durch eine überschlägige Berechnung unter Festlegung von Annahmen durchgeführt. Zusätzlich sollte bei der Begehung darauf geachtet werden, ob Rücklauftemperaturen ungewöhnlich hoch sind bzw. ob durch vorhandene Manometer außergewöhnlich hohe Differenzdrücke festgestellt werden können.

Für die Einregulierung wird davon ausgegangen, dass der gesamte Überdruck, der von der Vordruckpumpe in diesem Bereich ansteht, durch ein vorhandenes Absperrventil gedrosselt werden muss. Wie dies im Einzelnen funktioniert soll anhand der nachfolgenden Skizze verdeutlicht werden.

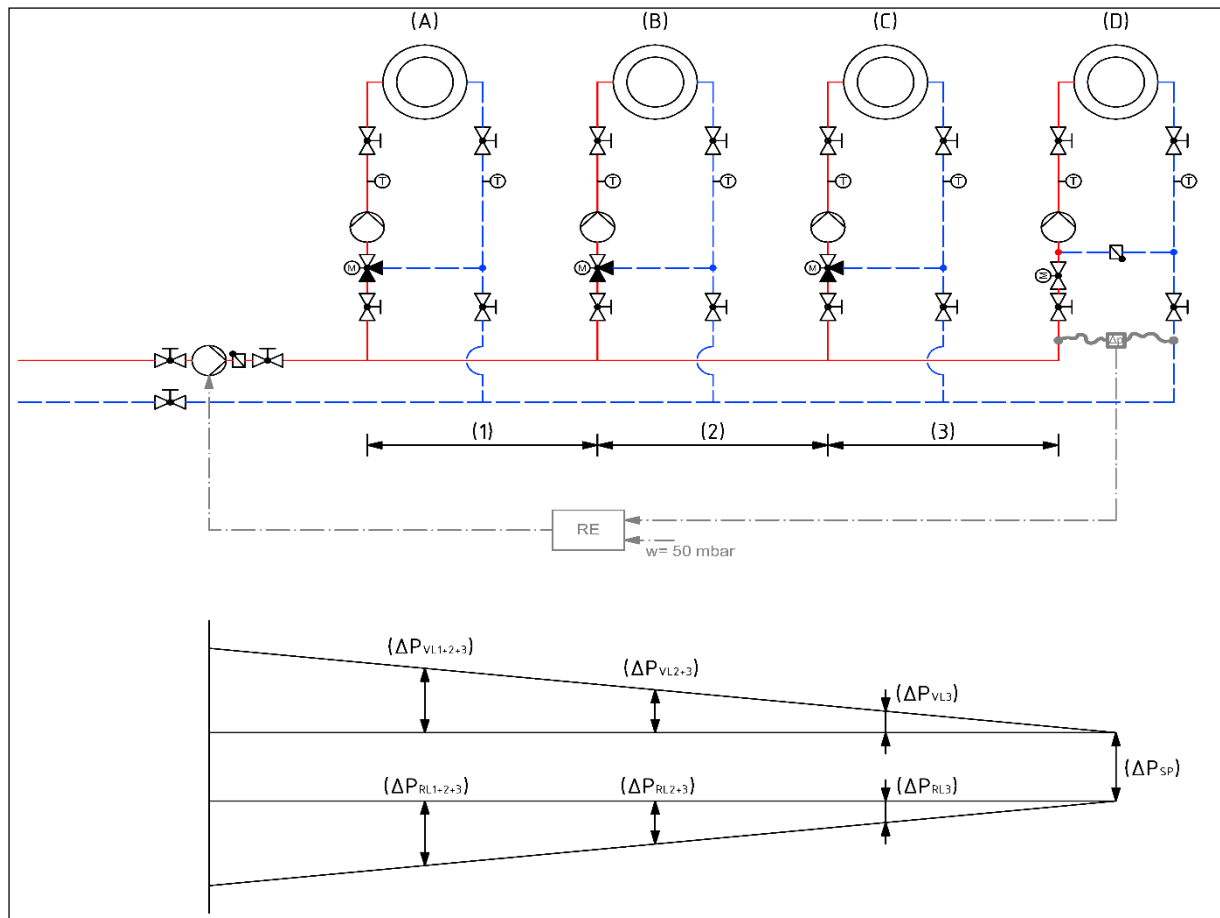


Bild 17 Hydraulischer Abgleich Beimischschaltung mit Druckverlaufdiagramm

Der anstehende Vordruck ergibt sich aus dem Differenzdruck (Δp_{SP}), welcher für den Schlechtpunkt in diesem Strang eingestellt wurde, zuzüglich des Druckverlustes für die Rohrleitung von dem betrachteten Verbraucher bis zum Schlechtpunkt in diesem Strang.

Betrachtet man den Verbraucher (C) so ergibt sich die zu drosselnde Druckdifferenz durch die Addition des eingestellten Differenzdruck (Δp_{SP}) sowie der Druckverluste (Δp_{VL3}) und (Δp_{RL3}) welche durch eine überschlägige Rohrnetzberechnung ermittelt werden. Zur Vereinfachung bei der Einregulierung wird für die Berechnung im Vorfeld eine Excelberechnung vorbereitet, wodurch die entsprechende Einstellung der installierten Absperrventile ermittelt werden kann. Die Exceltabelle liegt als separater Anhang vor.

Der Druckverlust für Rohrleitungen wird nach Formel 3 errechnet. Zu dem Druckverlust in geraden Rohrleitungen wird noch ein prozentualer Anteil für Formteile und Einbauten hinzuge-rechnet. Im Anschluss wird hierzu noch der eingestellte Differenzdruck am Schlechtpunkt in diesem Heizkreise addiert. Der so errechnete Druckverlust ist der Druckverlust, welcher durch das Abgleichventil aufgebracht werden muss.

Um diesen Druckverlust aufzubringen, kann nach Formel 1 der k_v -Wert errechnet werden, welcher am Ventil eingestellt werden muss. Den im Anhang 8.4 abgebildeten Herstellerunterlagen kann entnommen werden, bei welcher Ventilstellung (Umdrehungen) das Ventil den errechneten k_v -Wert aufweist. Zwischenwerte müssen linear interpoliert werden.

Einregulierung bei wechselnden Lastbedingungen

Eine optimierte hydraulische Einstellung des Nahwärmenetzes würde dann erreicht, wenn für jeden Verbraucher/Unterstation unabhängig von den verschiedenen Lastgängen die gleichen Betriebsbedingungen vorliegen. Dieser Zustand kann nur mit dynamischen Regulierventilen wie z.B. Differenzdruckreglern erreicht werden.

Hierbei wird dem nachgeschalteten Verbraucher bzw. Regelorgan ganzjährig der gleiche Differenzdruck zu Verfügung gestellt, unabhängig vom abgenommenen Volumenstrom. In den Neuerkeröder Gebäuden kann jedoch derzeit lediglich mit den bestehenden Armaturen wie Absperrventilen und Strangregulierventilen gearbeitet werden.

Durch diese Ventile kann zwar ein zusätzlicher Widerstand in das Netz eingebracht werden, dieser passt sich jedoch nicht an die wechselnden Betriebsbedingungen an. Was das für die Versorgung der verschiedenen Gebäude bedeutet, wird unter Zuhilfenahme der nachfolgenden Grafik in Bild 18 veranschaulicht.

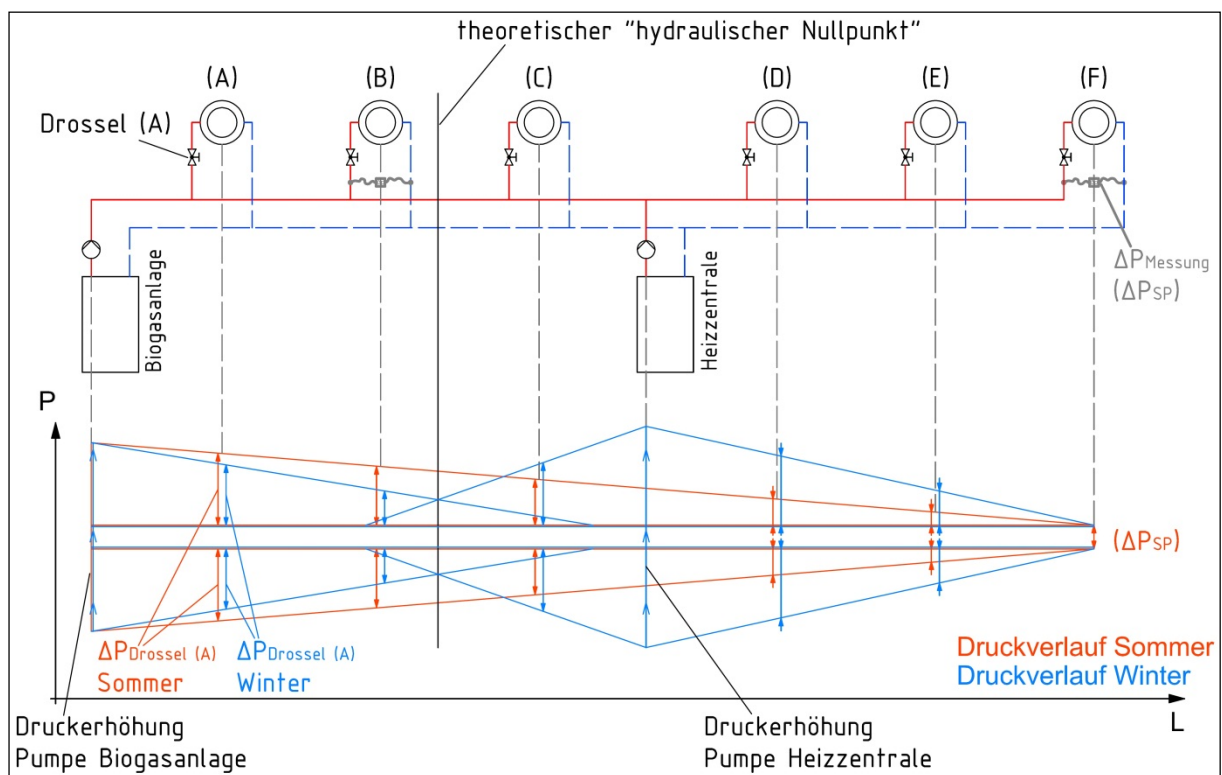


Bild 18 Druckverlauf Nahwärmenetz im Sommer und im Winter

In dem Schaubild ist eine vereinfachte Form des Nahwärmenetzes in Neuerkerode dargestellt. Links der Heizzentrale ist der Heizkreis "Nördlich der Wabe" dargestellt, in dem am Ende des Heizkreises die Wärmeenergie der Biogasanlage eingekoppelt wird. Rechts der Heizzentrale ist der Heizkreis "Zentralgebiet" mit der Schlechtpunktmessung im Wabeweg 3 abgebildet. Auf die Darstellung des dritten Heizkreises "Kaiserwald" wird in der vereinfachten Darstellung verzichtet. Unter dem Schaubild ist der vereinfachte Druckverlauf im Sommer sowie im Winter über das Nahwärmenetz in einem Diagramm über die Rohrlänge aufgetragen.

Bei der Betrachtung des Druckverlaufes im Sommer wird davon ausgegangen, dass die Wärmeversorgung ausschließlich von der Biogasanlage bewerkstelligt wird. Die Drehzahl der Pumpe in der Biogasanlage wird von der eingestellten Druckdifferenz an der Schlechtpunktmessung (Δp_{SP}) bestimmt. Für die näher an der Biogasanlage gelegenen Verbraucher steht in diesem Fall eine höhere Druckdifferenz zur Verfügung.

Geht man davon aus, dass alle Verbraucher auf die gleiche Druckdifferenz ausgelegt sind, ergibt sich in diesem Fall eine Überversorgung für die Verbraucher (A) bis (E), wobei die Überversorgung bei (A) am höchsten und bei (E) am geringsten ist. Um der Überversorgung entgegenzuwirken, muss ein zusätzlicher Widerstand (Drossel) in den jeweiligen Verbraucherheizkreis eingebracht werden. Der Druckverlust, der durch die Drosseln (A) bis (E) eingebracht werden muss, kann in dem Diagramm schematisch abgelesen werden.

Zum Vergleich soll nun der Winterfall betrachtet werden. Im Winter kann der Wärmebedarf der Liegenschaft nicht ausschließlich durch die Biogasanlage gedeckt werden. Um die Wärmeversorgung zu gewährleisten, muss zusätzlich Wärme aus der Heizzentrale bereitgestellt werden. In diesem Fall sind die Pumpen in der Biogasanlage und in der Heizzentrale in Betrieb und arbeiten teilweise gegeneinander. Es ergibt sich in dem Strang "Nördlich der Wabe" ein hydraulischer Nullpunkt. Dieser beschreibt den Punkt, an dem die bereitgestellte Druckdifferenz durch die Pumpe der Heizzentrale gleich der Druckdifferenz durch die Pumpe in der Biogasanlage ist.

Alle Verbraucher links vom "hydraulischen Nullpunkt" werden von der Biogasanlage mit Wärme versorgt. Alle Verbraucher rechts vom "hydraulischen Nullpunkt" werden von der Heizzentrale mit Wärme versorgt. Bei diesem Betriebszustand ergibt sich der im Diagramm blau dargestellte Druckverlauf im Nahwärmenetz. Um das Netz hydraulisch abzugleichen und damit eine Überversorgung zu vermeiden, müssen nun die Verbraucher (C) und (D), welche nah an der Heizzentrale gelegen sind, besonders gedrosselt werden. Ebenso muss der Verbraucher (A), welcher dicht an der Biogasanlage gelegen ist, besonders eingedrosselt werden.

Vergleicht man in Bild 18 die notwendigen Einstellungen der Drosselventile für den Sommer- und für den Winterauslegungsfall so kann man erkennen, dass diese teilweise deutlich voneinander abweichen.

Werden alle Drosselventile auf den Sommerauslegungsfall eingestellt, so bringen diese im Winter vor allem bei den Verbrauchern welche dicht an der Heizzentrale gelegen sind zu wenig Widerstand auf und es kann zu einer Überversorgung kommen. Bei den dicht an der Biogasanlage gelegenen Verbrauchern stellt sich in diesem Fall eine Unterversorgung ein, da die Drosselventile einen zu hohen Widerstand aufbringen.

Wird die Einregulierung so durchgeführt, dass sich im Winterauslegungsfall der optimale Zustand einstellt, so stellt sich eine genau entgegengesetzte Über- und Unterversorgung des Sommerzustandes ein. Bei der Einregulierung muss daher vorab entschieden werden, welchem der beiden Betriebszustände eine höhere Priorität zugeordnet wird.

Bevor ein der beiden Einstellungen realisiert wird, werden die Nachteile betrachtet, welche sich aus der Über- bzw. Unterversorgung bei den verschiedenen Möglichkeiten ergeben.

Stellt man die Drosselventile auf den Winterauslegungsfall ein, kann es im Sommer vor allem im Bereich rechts der Heizzentrale durch die großen Widerstände zur Unterversorgung kommen, was dazu führen kann, dass die Wärme der Biogasanlage vor allem im Sommer nicht auf das Netz verteilt werden kann und im ungünstigsten Fall zusätzlich Wärme aus der Heizzentrale mit eingekoppelt werden müsste.

Wird das Netz hingegen auf den Sommerauslegungsfall eingestellt, sind, wie bereits beschrieben, vor allem bei den nahe der Heizzentrale gelegenen Verbrauchern zu geringe Widerstände eingebracht. Das führt dazu, dass durch die Überversorgung dieser Verbraucher große Volumenströme notwendig sind, um auch die Verbraucher am Ende der Heizkreise noch ausreichend mit Wärme zu versorgen. Dieser Zustand führt wiederum dazu, dass die neue, regelbare Pumpe in der Heizzentrale nicht ausreicht und eine der vorhandenen Pumpen hinzugeschaltet werden muss.

Durch Einschalten einer der vorhandenen unregulierten Pumpen steigen Volumenströme und Druckverluste im Netz deutlich an und die Pumpe arbeitet gegen die Pumpe in der Biogasanlage. Dieser Zustand kann ebenfalls dazu führen, dass der gewünschte Effekt, zusätzliche Wärme aus der Biogasanlage einzukoppeln, nicht erreicht wird.

Da der Hauptgrund für die umgesetzte Maßnahme darin besteht, den Anteil der eingekoppelten Biowärme zu erhöhen, fällt die Entscheidung, die Einstellungen des Winterauslegungsfalls umzusetzen, da dies den eigentlichen Auslegungszustand beschreibt. Der Unterversorgung der Warmwasserbereitung im Sommer wird weniger Bedeutung zugemessen. Sollten im Sommer Beschwerden durch Unterversorgung auftreten, muss gegebenenfalls nachreguliert werden bzw. einige Drosseln wieder etwas geöffnet werden.

Wie sich bei späteren Auswertungen zeigt, reicht die Biogasanlage im Sommer oder in der Übergangszeit oftmals für die Versorgung der Evangelischen Stiftung aus, jedoch sind die Volumenströme der Biogasanlage zu gering. Wie eine zusätzliche Einkopplung von Wärme aus der Heizzentrale vermieden wird, wird in Kapitel 4.2.2 nochmals aufgegriffen.

4 Anlagenüberwachung

In diesem Kapitel wird erläutert, warum wichtig ist, bei Anlagenoptimierungen auch nach der Inbetriebnahme eine weitere Betreuung sowie eine Dokumentation von Verbräuchen und zusätzlichen Anlagenwerten (Temperaturen, Volumenströme, Differenzdrücke etc.) durchzuführen. Es kann nur so der tatsächliche Erfolg der Optimierungsmaßnahmen überprüft und gewährleistet werden. Zudem können so Rückschlüsse für die Umsetzung weiterer Projekte gezogen werden.

4.1 Provisorische Inbetriebnahme ohne Fernüberwachung

Im ersten Schritt wurde im Januar 2013 die neue differenzdruckgeregelter Netzpumpe mit der internen Drehzahlsteuerung in Betrieb genommen. Bereits nach kurzer Zeit wurde festgestellt, dass die interne Pumpenregelung nicht ausreichend auf die enorm wechselnden Bedingungen im Nahwärmenetz reagieren kann. Hinzu kommt, dass bei Unterversorgung nicht automatisch die vorhandenen Netzpumpen in Betrieb gehen konnten.

Im nächsten Schritt wurde ein provisorischer Regler in der Heizzentrale installiert, welcher ebenfalls wie der eigentlich geplante Regler über das Netzwerk mit den Reglern an den Schlechtpunkten kommuniziert. Mit dieser Regelung konnte bereits die Regelung über Schlechtpunktmessung realisiert werden. Auch hierbei war es nicht möglich, die vorhandenen Netzpumpen automatisch in Betrieb zu nehmen, wenn die neue differenzdruckgeregelter Pumpe zur Versorgung nicht ausreichte.

Außerdem konnten zu diesem Zeitpunkt noch keine Trendkurven von Differenzdrücken, Temperaturen etc. aufgenommen werden. Ebenfalls konnten keine Daten der Pumpe wie Volumenströme, Förderhöhe und Leistungsaufnahme mit der Regelung ausgelesen werden, was mit der finalen Regelung möglich ist.

Trotzdem konnten während des provisorischen Betriebs bereits Erkenntnisse zu z.B. Betriebszeiten mit hohen Volumenströmen gezogen werden. Die Kesselwärter notierten dafür in regelmäßigen Abständen die Differenzdrücke an den Schlechtpunkten.

Trotz der provisorischen Regelung kam es laut der Aussage des Biogasanlagenbetreibers auch weiterhin noch gelegentlich Probleme bei der Einkopplung der Biowärme in das Nahwärmenetz. Bereits zu diesem Zeitpunkt der Projektumsetzung zeigte sich erneut, dass es dringend notwendig ist, Trendkurven für Temperaturen, Differenzdrücke und Betriebszustände der Umwälzpumpe einzurichten.

4.2 Nachbetrachtung durch Trendkurvenauswertung

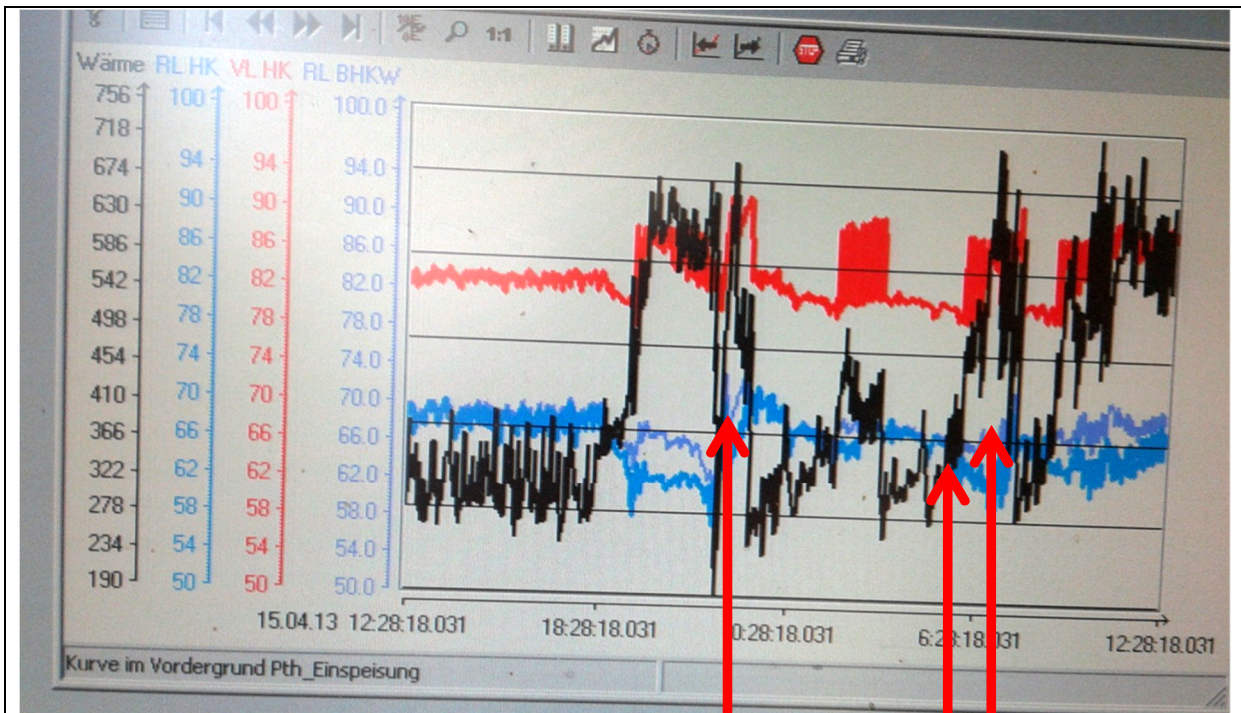
Ende März bis Mitte April 2013 wurde die eigentlich geplante Pumpenregelung in Betrieb genommen. Ab diesem Zeitpunkt wurden Trendkurven über die Temperaturen von Vor- und Rücklauf sowie Differenzdrücke an den Schlechtpunkten, Temperaturen und Betriebszustände von Pumpe und Kessel in der Heizzentrale sowie Vor- und Rücklauftemperaturen der Biogasanlage aufgezeichnet. Durch Auswertung der Trendkurven konnten noch weitere Anlagenprobleme lokalisiert und behoben werden.

4.2.1 Lokalisierung Rücklauftemperaturanhebung Biogasanlage

Nachdem sich nach der Inbetriebnahme erste Erfolge erzielen ließen, stellte sich bei Eintreten einer höheren Außentemperatur eine weitere Problemstellung dar. Bei sommerlichen Außentemperaturen wie sie am 15.04.2013 und 16.04.2013 vorlagen, war zu beobachten, dass die Rücklauftemperaturen für die Biogasanlage deutlich anstiegen. Es stellten sich Rücklauftemperaturen bis ca. 72°C im Bereich der Einspeisung der Biogasanlage ein.

Bei Anstieg der Rücklauftemperaturen auf über ca. 68°C wird in der Biogasanlage eine Umgehung zum installierten Abgaswärmeübertrager aktiviert, um die Anlage vor Überhitzung zu schützen. Der Abgaswärmeübertrager besitzt eine Leistung von ca. 300 kW. In der Phase der Abschaltung wird eine geringere Wärmemenge in das Nahwärmenetz der Evangelischen Stiftung eingespeist.

Nachfolgendes Diagramm verdeutlicht die Probleme bei steigender Rücklauftemperatur. Am Betrachtungspunkt 1 steigt die Rücklauftemperatur (blaue Kurve) über 68°C. Die BHKW-Leistung (schwarze Kurve) fällt durch die Auskopplung des Abgaswärmetauschers von über 550 kW auf unter 300 kW ab.



Vorlauftemperatur Biogasanlage **ROT**
Rücklauftemperatur Biogasanlage **BLAU**
Leistung Biogasanlagen **SCHWARZ**

Bild 19 Leistungsverlauf Biogasanlage vom 15.04.2013

Bei weiterer Betrachtung des Diagramms lässt sich feststellen, dass verzögert zu der abfallenden Leistung auch die Vorlauftemperatur deutlich absinkt. Dieser Zustand hat einen weiteren negativen Nebeneffekt. Durch die niedrigeren Vorlauftemperaturen in den Unterstationen machen hier die Regelventile weiter auf, um den Temperaturabfall zu kompensieren. Die damit verbundenen, steigenden Volumenströme im Nahwärmenetz können dann nicht mehr durch die Pumpe der Biogasanlage allein aufgebracht werden. Dies hat zur Folge, dass die Pumpe und die Kesselanlage in der Heizzentrale in Betrieb genommen werden müssen.

Im Punkt 2 ist die Rücklauftemperatur wieder gefallen und die Leistung der Biogasanlage steigt wieder an. Kurze Zeit darauf, am Punkt 3 verhält sich die Anlage analog zu Punkt 1.

Um die Quelle der Rücklaufanhebung zu lokalisieren und damit die Leistungseinkopplung der Biogasanlage zu garantieren, wurden die Rücklauftemperaturen der einzelnen Heizkreise über Thermometer in der Heizzentrale sowie die mittels Regelung aufgezeichneten Temperaturen überprüft.

Da die Rücklauftemperaturen in der Heizzentrale im Bereich von rund 60°C lagen, wurde die Rücklaufanhebung direkt im Heizkreis "Nördlich der Wabe" nahe der Einspeisung der Biogasanlage vermutet – und nicht in den anderen Heizkreisen. Um das Problem weiter einzugrenzen wurden folgende Verbraucher im Kreis „Nördlich der Wabe“ genauer betrachtet:

- Werkstätten Lindenweg/Gartenweg (A)
- Gärtnereiwohnhaus (B)
- Gewächshäuser bei Gärtnerei (C)
- Gärtnereicontainer (D)
- Foliengewächshäuser hinter dem Nähzentrum (E)
- Gartenweg 10 (F)

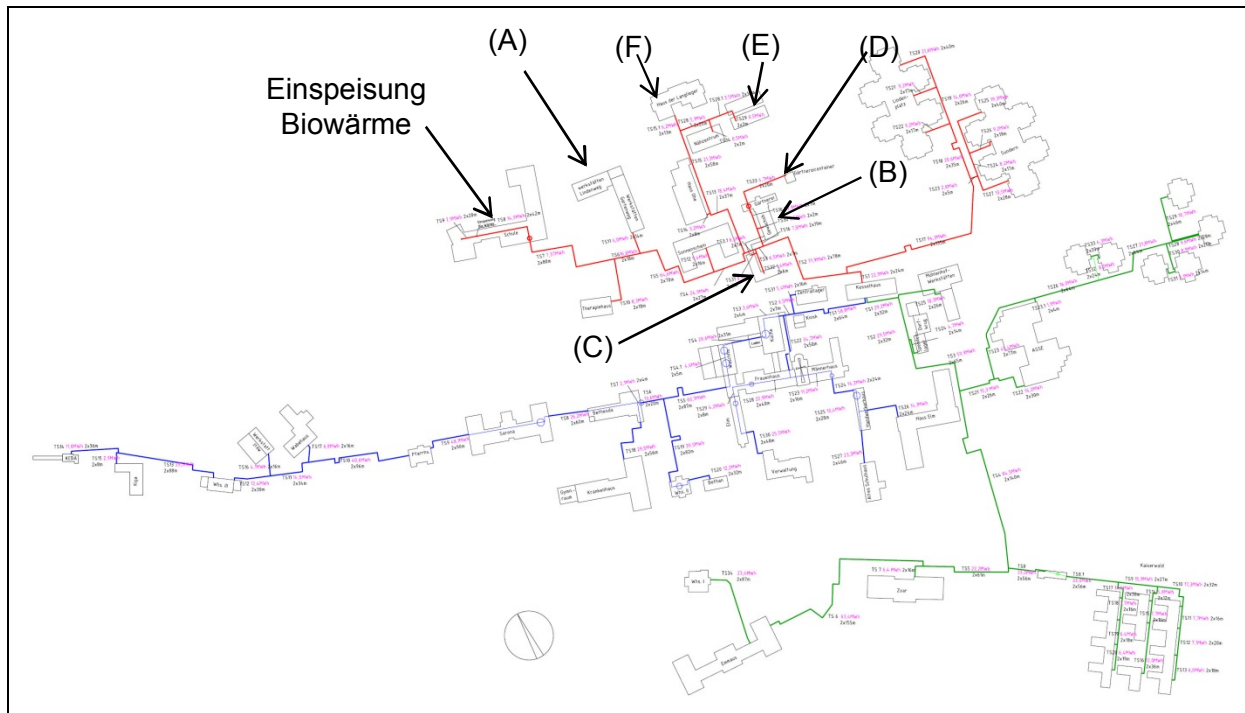


Bild 20 Lageplan mit Übersicht Rücklaufanhebungen im Nahwärmenetz

Bei der Begehung der aufgezählten Gebäude konnten zum einen Fehler festgestellt, zum anderen aber auch Gebäude als Fehlerquelle ausgeschlossen werden.

Die Gärtnerei besitzt zwei Heizkreise zur Gebäudeheizung sowie einen Heizkreis zur Warmwasserbereitung. Hier lag die Rücklauftemperatur im Bereich von 62°C, was für den Betrieb der Biogasanlage in Ordnung ist. Im Gärtnereicontainer wird ausschließlich die statische Heizung von der Nahwärme versorgt. Die Rücklauftemperaturen liegen ebenfalls unter 60°C.

Bei den weiteren Gebäuden konnten teilweise gravierende hydraulische Problem lokalisiert werden, welche zum Beispiel aufgrund der Tatsache, dass Bereiche wie die Gärtnerei bzw. die Gewächshäuser im Winter teilweise komplett außer Betrieb und vom Netz abgetrennt sind, erst in diesem Stadium der Untersuchung feststellbar waren.

Die Werkstätten Lindenweg/Gartenweg sollen abgerissen und damit auch vom Nahwärmenetz abgetrennt werden. Die Heizungsanlage des Hauses wurde bereits demontiert und vom Nahwärmenetz abgetrennt. Um die Hausanschlussleitung vor Frostschäden zu schützen, wurde hier jedoch eine Verbindung vom Vorlauf zum Rücklauf geschaffen, so dass ständig Heizungswasser zirkulieren kann. Der Nachteil der Verbindungsleitung ist die dauerhafte Anhebung der Rücklauftemperatur des Heizungsnetzes.

Das Gewächshaus bei der Gärtnerei ist ebenfalls an das Nahwärmenetz angeschlossen. Bei der Wärmeübergabe ist eine Entkopplung mit hydraulischer Weiche realisiert. Bei der Begehung am 16.04.2013 wurde festgestellt, dass die hydraulische Weiche auf der Primärseite dauerhaft mit Heizungswasser durchströmt wird, obwohl die Heizkreise auf der Sekundärseite der Weiche wegen der warmen Außentemperaturen außer Betrieb sind. Nach genauerer Betrachtung konnte festgestellt werden, dass hier auf der Primärseite keine Regelung vorhanden ist, welche den Volumenstrom auf die sekundärseitige Leistungsabnahme anpasst.

Ein ähnliches Bild wie bei dem Gewächshaus bei der Gärtnerei zeigt sich bei dem Foliengewächshaus hinter dem Nähzentrum. Hier findet die Wärmeübergabe direkt statt. In diesem Gewächshaus ist ein Heizlüfter zur Frostfreihaltung installiert. Vor dem Heizlüfter ist kein automatisches Absperrventil vorhanden, welches außerhalb des Betriebs die Durchströmung des Heizlüfters mit Heizungswasser verhindert. Somit wird der Heizlüfter auch bei warmen Außentemperaturen dauerhaft von Heizungswasser durchströmt und dadurch die Rücklauftemperatur im Netz angehoben.

Als zusätzliche Rücklaufanhebung konnte außerdem die Warmwasserbereitung im "Gartenweg 10" lokalisiert werden. Durch die Aufzeichnung von Trendkurven mit der hier neu installierten Regelung wurde festgestellt, dass auch hier eine sehr hohe Rücklauftemperatur ansteht. Bei der Fehlersuche vor Ort wurde festgestellt, dass das Regelventil der Warmwasserbereitung bei Anforderung öffnet, bei Erreichen der eingestellten Warmwassertemperatur aber nicht wieder (komplett) schließt.

Aus diesem Grund wird der Wärmeübertrager der Warmwasserbereitung ständig mit Heizungswasser beaufschlagt und stellt somit eine weitere Rücklaufanhebung dar. Wie hoch die anstehende Rücklauftemperatur ist und wie sich die Rücklauftemperatur nach Reparatur des Stellmotors am Regelventil entwickelt, kann nachfolgenden Bildern entnommen werden.

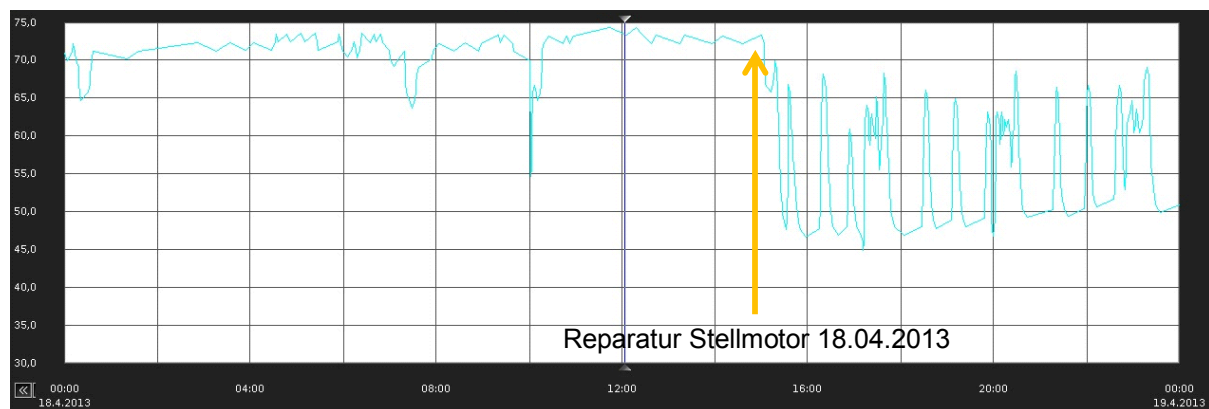


Bild 21 Verlauf Rücklauftemperatur "Gartenweg 10" am 18.04.2013

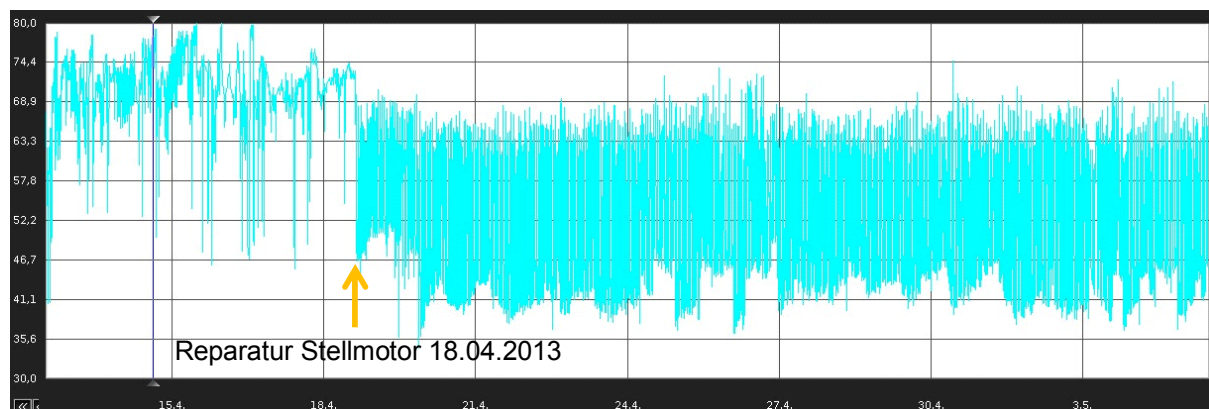


Bild 22 Verlauf Rücklauftemperatur "Gartenweg 10" Langzeitbetrachtung 15.04. bis 03.05.2013

Quantifizierung der Rücklaufanhebung

Nachfolgend wird beschrieben, in welchem Ausmaß sich die in vorhergehendem Kapitel beschriebenen Verbraucher auf die Rücklauftemperatur des BHKWs auswirken. Eine Beispielrechnung zeigt, in welchem Ausmaß die Kurzschlüsse die Rücklauftemperatur anheben.

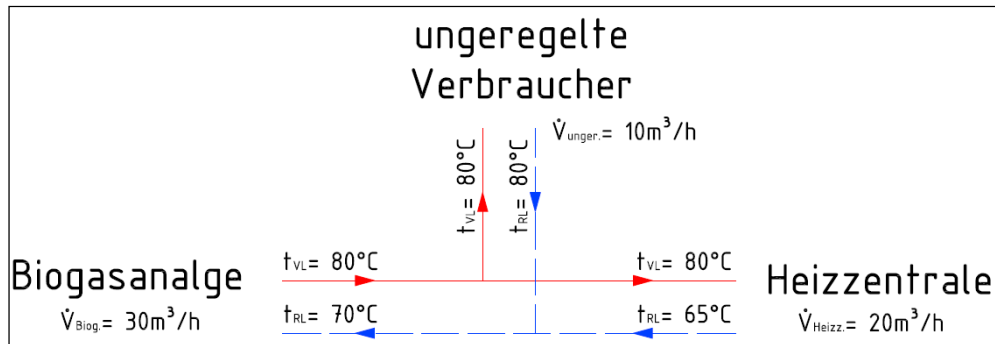


Bild 23 Temperaturmischung Rücklaufanhebung Biogasanlage

Die Rücklauftemperatur des BHKWs ergibt sich aus der Mischtemperatur des Rücklaufes aus den Heizkreisen sowie der Rücklauftemperatur der unregelmäßig genutzten Verbraucher und berechnet sich nach folgender Formel:

$$t_{RLBiog.} = \frac{t_{RLunger.} \times \dot{V}_{unger.} + t_{RLHeizz.} \times \dot{V}_{Heizz.}}{\dot{V}_{Biog.}}$$

Formel 9 Berechnung Mischtemperatur

Wie sich bei einem Volumenstrom von 30 m³/h über die Biogasanlage bereits eine Überströmung von 10 m³/h über die unregelmäßig genutzten Verbraucher und Kurzschlüsse auf die Rücklauftemperatur des BHKWs auswirkt, kann nachfolgender Beispielrechnung entnommen werden:

$$t_{RLBiog.} = \frac{80^\circ\text{C} \times 10 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} + 65^\circ\text{C} \times 20 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}}{30 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}} = 70^\circ\text{C}$$

Durch den Volumenstrom von 10 m³/h ($\frac{1}{3}$), der direkt mit der Vorlauftemperatur von 80°C in den Rücklauf strömt, wird bereits eine Temperaturerhöhung um 5 K auf 70°C bewirkt.

Um die Auswirkungen der einzelnen Verbraucher im Bestand festzustellen und Rückschlüsse für weitere Maßnahmen an den entsprechenden Verbrauchern zu erläutern, wird ein Praxistest vor Ort durchgeführt und protokolliert.

Zunächst wird das Regelventil für die Warmwasserbereitung im "Gartenweg 10" von Hand geschlossen. Im nächsten Schritt wird der Bypass in den Werkstätten Gartenweg verschlossen. Nach Durchführung dieser Maßnahmen wird die Rücklauftemperatur an der Biogasanlage erneut kontrolliert. Da die Rücklauftemperatur trotz der durchgeführten Maßnahmen noch zu hoch ist, werden probeweise zusätzlich die unregelmäßig genutzten Verbraucher in den Gewächshäusern von Hand abgesperrt.

In Bild 24 ist dargestellt, wie sich die Rücklauftemperatur im Laufe der durchgeführten Maßnahmen verändert.

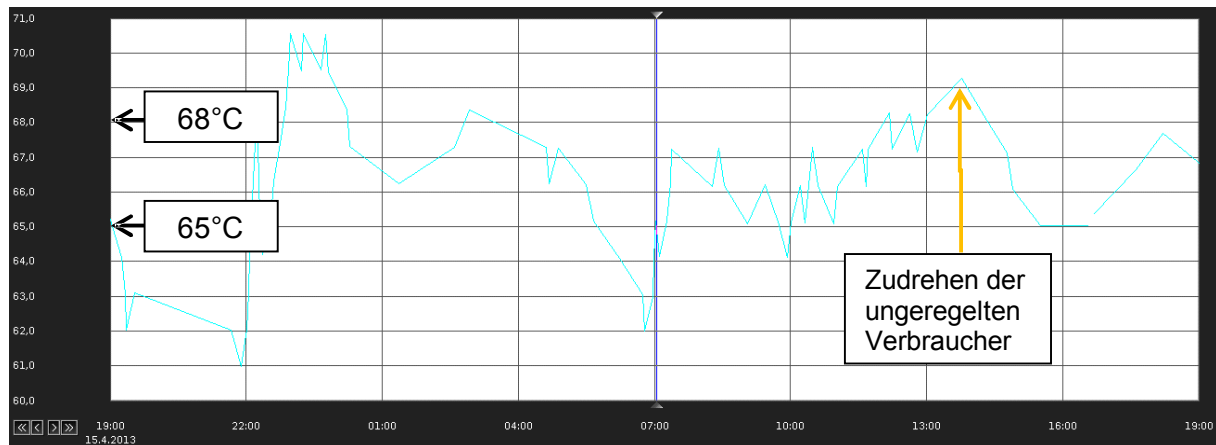


Bild 24 Temperaturverlauf Rücklauf Biogasanlage 16.04.2013

Im rechten Bereich des Bildes kann man ab ca. 13:30 Uhr sehen, wie die Rücklauftemperatur eine halbe Stunde nach Durchführung der oben genannten Maßnahmen von über 68°C auf rund 65°C abfällt. Da es bei Rücklauftemperaturen ab 68°C Probleme bei der Biogasanlage geben kann, können diese 3 K Temperaturverringerung bereits entscheidend für die erfolgreiche Einkopplung der Biowärme sein. Nach Rückstellung der einzelnen Ventile in den betrachteten Verbrauchern steigt die Rücklauftemperatur in der Trendkurve wieder an.

4.2.2 Verzögerte Einschaltung der Kesselanlagen

Eine weitere Erkenntnis, die aus der Aufzeichnung von Trendkurven gezogen werden konnte, ist, dass in der Übergangszeit und im Sommer oftmals die Wärmeleistung der Biogasanlage zur Versorgung von Neuerkerode ausreicht, jedoch der Volumenstrom der Biogasanlage nicht ausreichend ist, damit alle Schlechtpunkte mit ausreichend Differenzdruck beaufschlagt sind.

In diesem Fall wird von der Regelung häufig die Netzpumpe in der Heizzentrale hinzugeschaltet. Zunächst wurde mit der Pumpe in der Heizzentrale auch die Kesselanlage freigeschaltet und ging damit kurzzeitig in Betrieb.

Da häufige Kesselstarts den Nutzungsgrad von Kesselanlagen deutlich verschlechtern, wurde in der Regelung eine Verzögerungszeit implementiert, die verhindert, dass der Kessel zeitgleich mit der Pumpe in Betrieb genommen wird. In der nachfolgenden Probephase ging die Pumpe in der Heizzentrale häufig kurzzeitig in Betrieb, die Kesselanlage blieb hierbei jedoch aus.

Durch das Einschalten der Pumpe wird unbeheiztes Wasser vom Rücklauf in den Vorlauf gepumpt und dort beigemischt. So reduziert sich die Vorlauftemperatur der nachgeschalteten Heizkreise "Zentralgebiet" und "Kaiserwald". Die Vorlauftemperatur der Biogasanlage liegt in der Regel im Bereich von ca. 80°C, sodass eine Beimischung von Rücklaufwasser unproblematisch ist, da eine Vorlauftemperatur von rund 75°C immer noch ausreichend ist, um die Wärmeversorgung der Verbraucher sicherzustellen.

5 Wärmeerzeuger

Nach Abschluss der primär betrachteten Optimierungsmaßnahme zur Erhöhung der Einspeisung an Biowärme aus der Biogasanlage in Neuerkerode, findet eine weitere Betrachtung zur Erzeugung der noch zusätzlich notwendigen, herkömmlich bereitgestellten Wärmeenergie statt.

Hierzu werden in den nachfolgenden Unterkapiteln verschiedene Schwerpunkte untersucht. Dies ist zum einen die Kesselregelung [9] im Zusammenspiel mit der Regelung der Biowärme-einspeisung, zum anderen soll grundsätzlich die Dimensionierung der Wärmeerzeuger überprüft werden, da diese sehr groß ausgeführt sind und somit nur eine geringe Auslastung besitzen. Des Weiteren wird im Zuge der Untersuchung zur Wärmeerzeugerdimensionierung eine mögliche Brennwertnutzung betrachtet.

5.1 Betrachtung bestehende Wärmeerzeugung

In der Heizzentrale in Neuerkerode sind drei Gaskesselanlagen untergebracht. Im Zuge der Optimierungsmaßnahmen aus Kapitel 3 wurde einer der drei Kessel stillgelegt. Dieser ist regelungstechnisch nicht mehr eingebunden und kann somit kurzfristig nicht in Betrieb genommen werden. Die Leistung der zwei noch verbleibenden Kesselanlagen ist immer noch sehr großzügig bemessen, da sich im Betrieb gezeigt hat, dass ein Kessel alleine bereits für die gesamte Wärmeversorgung ausreicht.

Einer der beiden noch im Betrieb befindlichen Kessel wurde im Jahr 1992 mit einem neuen Brenner ausgestattet. Das Baujahr des Brenners am zweiten Kessel ist unbekannt. Der Zustand der Kesselanlagen ist in Ordnung, jedoch werden keine hohen Nutzungsgrade wegen der geringen Auslastung der Kesselanlagen erzielt.

Nachfolgend werden die Betriebsweise und Regelung der Kessel im Bestand erläutert.

5.2 Folgeschaltung Wärmeerzeuger

Wie bereits erwähnt, soll vorrangig die Wärmeenergie der Biogasanlage genutzt werden. Im Sommer 2013 wurde daher geplant, die Kesselanlagen in der Heizzentrale gänzlich vom Wärmenetz zu nehmen. Lediglich im Störfall der Biogasanlage wird einer der Kessel in Betrieb genommen, um die Wärmeerzeugung zu übernehmen. Wenn bei einem der beiden Kessel eine Störung anliegt, wird analog der zweite Kessel automatisch in Betrieb genommen.

Da jeweils ein Kessel für die Beheizung der Liegenschaft ausreicht, ist im Bestandsfall die Kesselfolgeschaltung untereinander nicht von so hoher Bedeutung. Es ist jedoch wichtig, dass die Kessel nach Möglichkeit gleichmäßig ausgelastet werden. Dies wird realisiert, indem nach einer definierten Anzahl an Betriebsstunden der Führungskessel wechselt und somit der Folgekessel zum Führungskessel wird.

Aus energetischer Sicht ist es wichtig, dass der Folgekessel hydraulisch vom Netz getrennt wird. Nur so ist gewährleistet, dass der ausgeschaltete Kessel nicht weiterhin von Heizungswasser durchströmt wird und damit Bereitschaftsverluste erzeugt.

5.2.1 Leistungsregelung im Teillastbereich

Nach Sanierung der Regelanlage wurden verschiedene Trendkurven eingerichtet. Hierbei wurde unter anderem die aktuelle Kesselleistung (berechnet aus Pumpenvolumenstrom sowie der Differenz zwischen Vor- und Rücklauftemperatur), Kesselfreigabe durch die Regelung, Kesselbetrieb sowie Betrieb der Nahwärmepumpe und Vor- und Rücklauftemperaturen aufgezeichnet.

In der Trendkurve nach Bild 25 sind die Betriebszustände des Kessels 1 in der Heizzentrale vom 01.06.2013 bis zum 06.06.2013 dargestellt. In der Trendkurve nach Bild 26 ist der aus dem Volumenstrom der Nahwärmepumpe sowie der Temperaturdifferenz zwischen Vor- und Rücklauf errechnete Leistungsverlauf abgebildet.

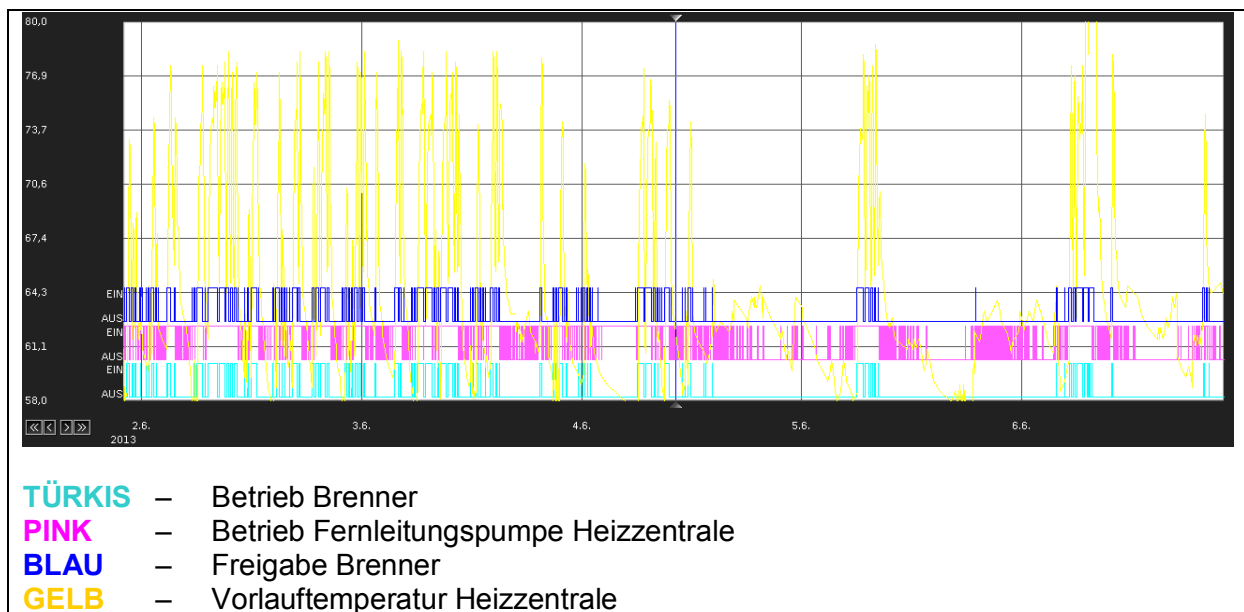


Bild 25 Betriebszustände Kesselanlage vom 01.06.2013 bis 06.06.2013

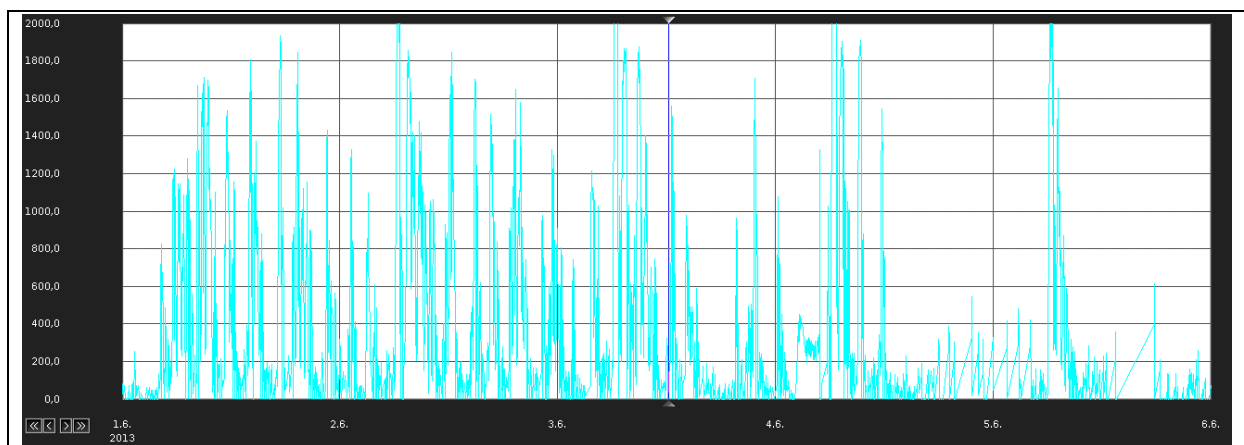


Bild 26 Leistungsverlauf Heizzentrale vom 01.06.2013 bis 06.06.2013

Aus Bild 25 ist ersichtlich, dass der Heizkessel häufig kurz von der Regelung freigegeben wird, kurze Zeit in Betrieb ist, und dann wieder abschaltet. Hieraus lässt sich ableiten, dass sich die Leistungsregelung im unteren Teillastfall als äußerst schwierig gestaltet. Dieser Umstand liegt vor allem daran, dass die minimale Kesselleistung mit rund 940 kW aufgrund der Kesselgröße bereits sehr hoch ist.

Betrachtet man hierzu den Leistungsverlauf in Bild 26 so zeigt sich, dass die Leistung überwiegend im Bereich unter 1 MW liegt. Auch die kurzen Leistungsspeaks oberhalb von 1 MW müssen kritisch betrachtet werden, da diese keine realen Leistungswerte sind – sondern errechnete Werte. Bei einem Anstieg des Pumpenvolumenstroms passen sich die Temperaturen an den Fühlern erst verzögert an, so dass hieraus abweichende Ergebnisse entstehen.

Es sollte grundsätzlich darüber nachgedacht werden, einen kleineren Kessel zu installieren, welcher den Leistungsbereich bis zu der Grundleistung der vorhandenen Kessel abdeckt. Diese Untersuchung wird in Kapitel 5.3 weitergehend betrachtet.

Zunächst wird jedoch beschrieben, durch welche regelungstechnischen Maßnahmen auch im Bestand eine Effizienzsteigerung erreicht werden kann. Ziel der Optimierung ist es, die Starts der Kesselanlagen zu reduzieren, da bei jedem Start des Brenners durch Vorbelüftung des Kessels Wärme über die Abgasanlage in die Umgebung abgeführt wird. Dies wird in Kapitel 5.2.2 genauer beschrieben.

Um eine Reduzierung der Starts zu erreichen, kann im Zeitraum niedriger Abnahmen, wie z.B. bei hoher Außentemperatur, eine höhere Schaltdifferenz eingestellt werden. Die Einstellung der Schaltdifferenz kann man von der Regelung analog einer Heizkurve errechnen lassen. So kann man die Kessel im Winter bei hoher Abnahme mit einer geringeren Schaltdifferenz und im Sommer bei geringer Abnahme mit einer hohen Schaltdifferenz betreiben. Was das im Detail bedeutet, wird anhand nachfolgender Grafik erläutert.

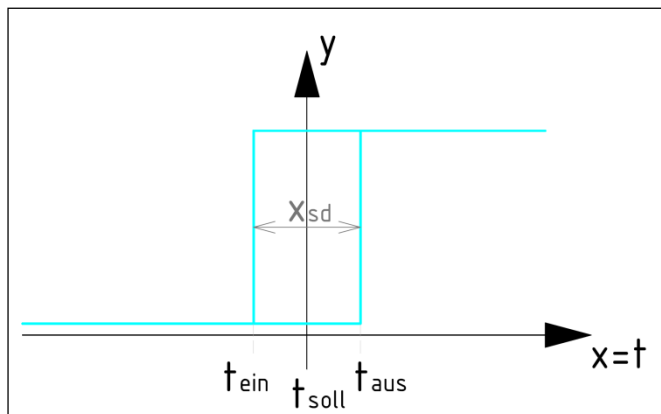


Bild 27 Schaltdifferenz Brennerregelung

Die Schaltdifferenz X_{sd} beschreibt die Differenz zwischen der Temperatur t_{ein} bei der der Kessel eingeschaltet wird und t_{aus} bei der der Kessel wieder ausgeschaltet wird. Die Solltemperatur t_{soll} liegt genau zwischen diesen beiden Temperaturen. Die höhere Abschalttemperatur bewirkt, dass der große Kesselwasserinhalt zusätzlich als eine Art Pufferspeicher dient. Durch die niedrigere Einschalttemperatur wird dann eine längere Stillstandszeit erreicht.

Somit lässt sich durch die vergrößerte Schaltdifferenz eine deutliche Verminderung der Kesselstarts bewirken. Hierbei muss jedoch darauf geachtet werden, dass die Einschalttemperatur nicht zu niedrig gewählt wird, da die Temperatur sonst unter Umständen nicht mehr für die Warmwasserbereitung ausreicht oder der Kessel nach dem Start aufgrund der großen Temperaturabweichung zum Sollwert mit Spitzenlast fahren muss um die Regelabweichung auszugleichen.

Trotz der beschriebenen Maßnahmen ist es jedoch besonders in der Übergangszeit mit den bestehenden Kesseln wegen der sehr großen Überdimensionierung schwierig, annehmbare Laufzeiten der Brenner zu erreichen.

5.2.2 Anfahrschaltung

Wie bereits in Kapitel 5.2 erwähnt, soll die Kesselregelung dafür sorgen, dass immer nur der Kessel hydraulisch am Netz ist, der auch für die Wärmeversorgung notwendig und in Betrieb ist. Hierdurch werden unnötige Wärmeverluste durch Strahlung sowie Startverluste vermieden. Trotzdem muss bei der Betriebsweise darauf geachtet werden, dass der Kessel durch die hydraulische Abkopplung vom Netz nicht beschädigt wird. So kann beispielsweise durch kalte Temperaturen des Kesselwassers, und damit verbundene Kondensation im Kesselinnenraum, beim Kesselstart Korrosion hervorgerufen werden. Dieser Zustand ist besonders bei der Inbetriebnahme des Kessels nach längerer Stillstandszeit zu erwarten. Aus diesem Grund ist es wichtig, bei der Anfahrschaltung des Kessels einige regelungstechnische Dinge zu beachten.

Bei Kesselstillstand wird dieser hydraulisch vom Wärmenetz getrennt. Das bedeutet, dass die elektrisch betriebenen Absperrklappen im Vor- und Rücklauf der Kesselanlage von der Regelung geschlossen werden. Der Kessel kühlt ab und die Stillstandsverluste verringern sich. Je nach Dauer der Außerbetriebnahme kühlt in diesem Zustand das Kesselmaterial ebenfalls aus.

Würde der Brenner im kalten Zustand starten, kann sich – veranlasst durch die niedrigen Oberflächentemperaturen – Kondenswasser im Brennraum bilden. Da es sich bei den installierten Kesseln um Heißwasser- bzw. Niedertemperaturkessel und keine Brennwertkessel handelt, ist Kondensation in keinem Fall erwünscht und kann zur Kesselzerstörung führen. Um diesem Effekt entgegenzuwirken, wurde bei der Anfahrschaltung der Kesselanlagen, der in nachfolgendem Schema beschriebene Ablauf implementiert.

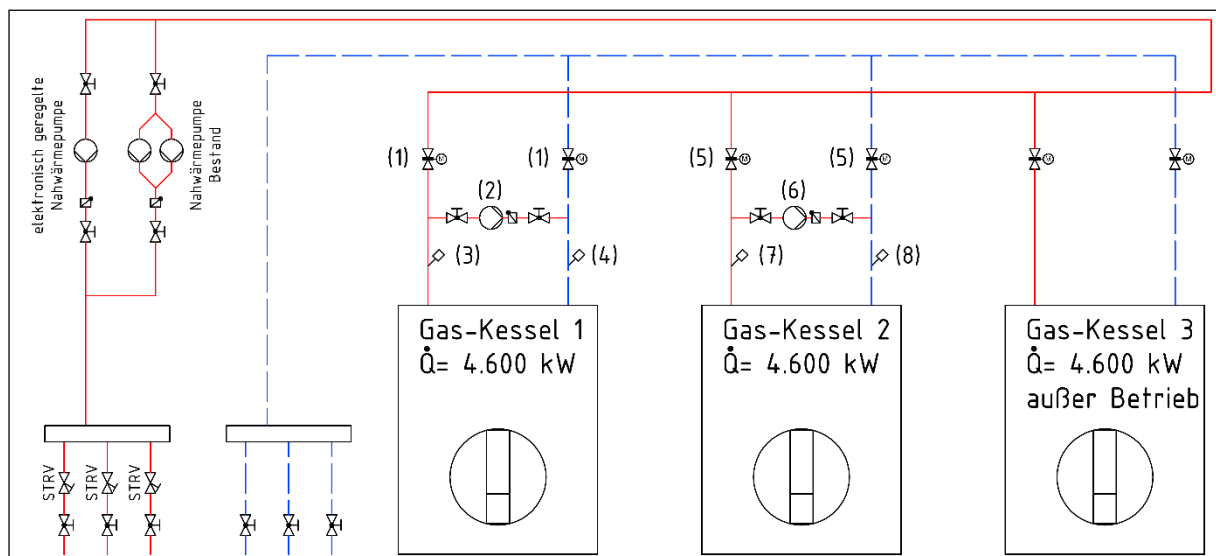


Bild 28 Hydraulische Einbindung Gas-Kessel Heizzentrale

Zunächst bekommen die Absperrklappen (1) bzw. (5) im Vor- und Rücklauf der in Betrieb gehenden Kesselanlage ein Signal zum Öffnen. Der Kessel ist hydraulisch wieder am Heizungsnetz. Nun wird der Kessel, wie im Betriebszustand durchströmt. Durch die Rücklauftemperatur des Heizungsnetzes wird nun auch die Wassertemperatur im Kessel angehoben. Dadurch wird der Kessel vom Rücklauf des Heizungsnetzes vorerwärmt. Der Brenner wird erst dann freigegeben, wenn die Temperatur am Vorlauffühler des Kessels 5 K unter der Rücklauftemperatur des Heizungsnetzes liegt. Das bedeutet, dass der Kessel bei einer Rücklauftemperatur von beispielsweise 60°C mindestens bis zu einer Temperatur von 55°C vorerwärmt wird. Nach Erreichen dieser Bedingung wird der Brenner freigegeben und kann mit der Vorbelüftung starten.

Zu diesem Zeitpunkt wird auch die Kesselkreispumpe (2) bzw. (6) des Kessels in Betrieb genommen, um die Rücklauftemperatur des Kessels über dem Kondensationspunkt zu halten. Die Kesselkreispumpe wird nach der Rücklauftemperatur am Fühler (4) bzw. (8) geregelt. Bei Unterschreitung der Solltemperatur im Rücklauf wird die Drehzahl der Kesselkreispumpe erhöht bzw. bei Überschreitung verringert. Im Anfahrzustand wird die Kesselkreispumpe mit voller Drehzahl laufen, da ein Großteil des Kesselvolumenstroms im Kreis gefördert werden muss, um die Rücklauftemperatur derart anzuheben, dass eine Kondensation im Kessel verhindert wird.

Beim Brennerstart muss aus energetischer Sicht ein weiterer Punkt beachtet werden. Bei einem Großteil der installierten Kesselanlagen lässt sich beobachten, dass der Brenner zunächst in "Startlast" geht, zündet und unmittelbar nach dem Start die Leistung hochmoduliert.

Dieser Effekt begründet sich dadurch, dass die Regelabweichung aufgrund der Verzögerungszeit von dem Zeitpunkt der Freigabe des Brenners bis zum tatsächlichen Start relativ groß ist und folglich der Brenner durch Hochfahren der Leistung versucht, die auszugleichen.

Durch große Brennerleistungen wird dann schnell die Solltemperatur erreicht und der Kessel bzw. Brenner schaltet wieder ab. Es kommt dadurch zum Takten des Brenners, was bedeutet, dass der Kessel häufig ein- und ausschaltet. Das wiederum führt zu hohen Verlusten, da bei jedem Start im Zuge der Vorbelüftung Wärme durch den Schornstein abgeführt wird.

Um dem Takten des Brenners entgegenzuwirken, muss darauf geachtet werden, dass der Brenner nach dem Start zunächst in Kleinlast verbleibt und nur, wenn die Leistung über einen längeren Zeitraum nicht ausreicht, die Leistung entsprechend angepasst wird.

Wie die Leistungsregelung des Brenners arbeitet, kann an einer Skala, welche über ein Gestänge mit der Regelklappe der Gaszufuhr verbunden ist, überprüft werden. Nachfolgende Bilder zeigen die entsprechende Skala am Brenner des Pumpen-Warmwasser-Kessel 1 (PWW-Kessel 1) in Neuerkerode.

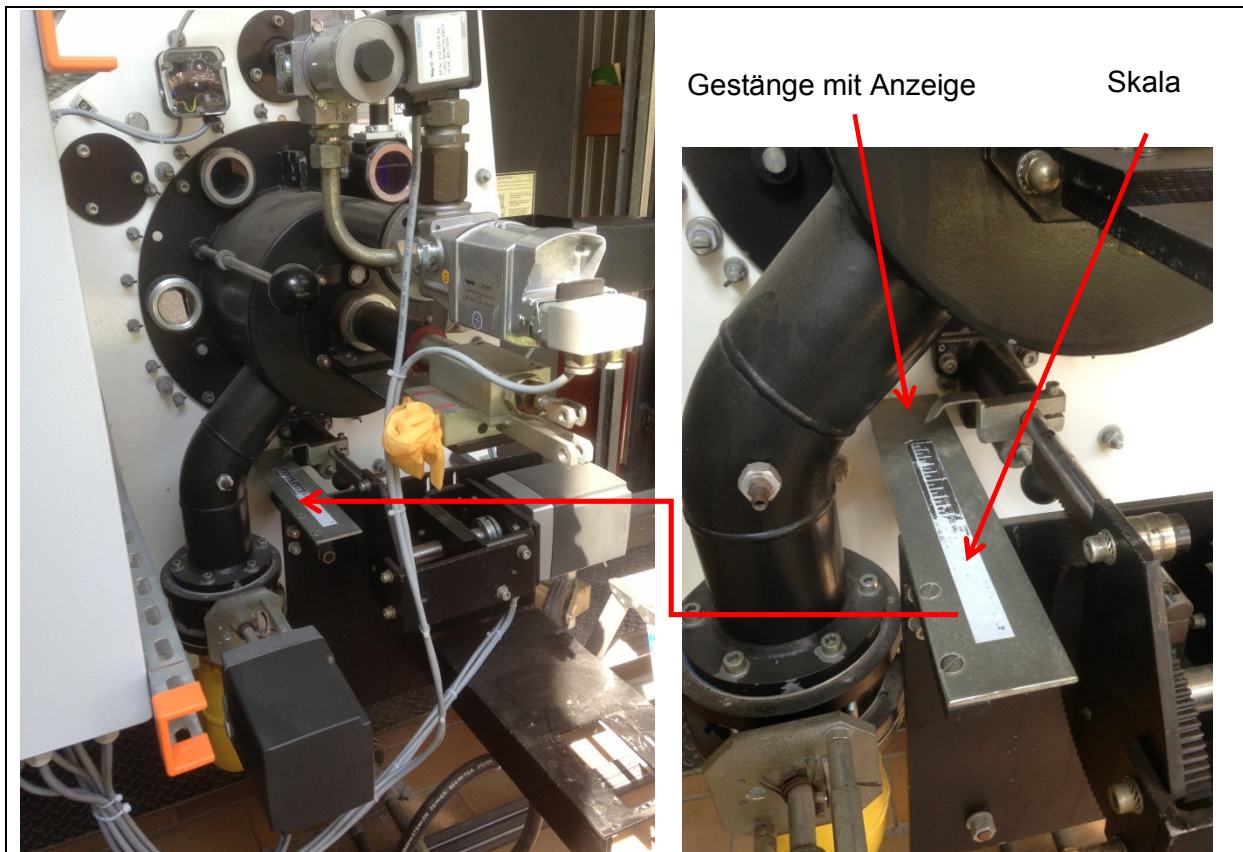


Bild 29 Leistungsskala Brennerregelung

Eine Anfahrschaltung kann beispielsweise durch eine "Anfahrrampe" realisiert werden. Das bedeutet, dass der Brenner erst nach einem programmierbaren Zeitraum seine volle Leistung erreichen kann.

Ein Beispiel hierfür ist, dass ein Brenner mit einer Leistung von 4.600 kW, wie er in der Evangelischen Stiftung in Neuerkerode installiert ist, über einen Zeitraum von 30 Minuten seine Leistung von Kleinlast (ca. 940 kW) bis zur maximalen Leistung anpassen kann. Nach einer Dauer von 15 Minuten ist die Leistung von 940 kW auf 2.770 kW angepasst.

Diese Leistungsänderungen sind in der Regel ausreichend, um die Leistung auf den aktuellen Bedarf anzupassen.

Um zusätzlich großen Leistungsschwankungen in Sonderfällen wie zum Beispiel dem Ausfall eines anderen Kessels oder der Biogasanlage begegnen zu können, sollte eine Zusatzfunktion in die Regelung implementiert werden. In dieser wird hinterlegt, dass bei einer sehr großen Regelabweichung von beispielsweise 15 bis 20 K die "Anfahrrampe" umgangen wird und der Brenner schneller seine Leistung anpassen kann.

5.2.3 Restwärmenutzung

Sollte der Kessel aufgrund der geringen Last nicht mehr benötigt werden, wird dieser von der Regelungsanlage außer Betrieb genommen und mit motorischer Absperrklappen hydraulisch vom Netz getrennt. Infolge des großen Kesselwasserinhalts ist zu diesem Zeitpunkt eine erhebliche Menge an Wärmeenergie im Kessel gespeichert. Bei sofortiger hydraulischer Trennung würde der Kessel auskühlen und die gesamte enthaltene Wärmeenergie ginge als Stillstandsverlust verloren.

Um dem Entgegenzuwirken ist in der Regelung eine so genannte Restwärmenutzung implementiert. Das bedeutet im Detail, dass die im Kesselwasser enthaltene Wärmeenergie zunächst noch in das Nahwärmenetz eingespeist wird, bevor der Kessel hydraulisch vom Netz genommen wird.

Hierzu bleiben die motorischen Absperrklappen (1) bzw. (5) aus Bild 28 nach Außerbetriebnahme des Brenners offen und der Kessel wird weiter durchströmt. Erst wenn die am Kesselaustritt (3)/(7) gemessene Temperatur nur noch 5 K über der am Kesseleintritt (4)/(8) gemessenen Temperatur liegt, werden die Absperrklappen (1)/(5) geschlossen und der Kessel hydraulisch vom Netz getrennt.

Was die beschriebene Restwärmenutzung aus energetischer Sicht bedeutet wird anhand nachfolgender Beispielrechnung erläutert.

Der Wasserinhalt der in Neuerkerode installierten PWW-Kessel liegt bei rund 5,5 m³ (je Kessel). Der Kessel wird immer dann vom Netz genommen, wenn er über einen bestimmten Zeitraum nicht benötigt wird. Dieser Fall tritt besonders in den Sommermonaten auf, da hier vorrangig jeweils ein Kessel in den Morgenstunden zur Warmwasserbereitung in Betrieb ist und nach ca. 10 Uhr nicht mehr benötigt wird.

Für die Betrachtung wird daraus resultierend davon ausgegangen, dass ein Kessel über einen Zeitraum von zwei bis drei Monaten einmal pro Tag Wärme in das Nahwärmenetz einspeist und im Anschluss die beschriebene Restwärmenutzung stattfindet.

Für die Warmwasserbereitung wird der Kessel mit einer Temperatur von ca. 80°C betrieben. Aufgrund der Auswertung der Trendkurve aus Bild 34 liegt die Rücklauftemperatur bei rund 60°C. Der Kessel wird infolge der oben beschriebenen Regelparameter von 80°C auf 65°C ausgekühlt. Die daraus resultierende Restwärmenutzung je Abschaltung ergibt sich nach folgender Berechnung.

$$Q_{Restw.} = V_{Kessel} \cdot \rho \cdot c_p \cdot (t_{Austritt} - t_{Eintritt})$$

Formel 10 Restwärmenutzung Kesselanlage Bestand

Für die Berechnung wird für $\rho \cdot c_p$ von Wasser vereinfacht 1,163 kWh/(m³K) angesetzt. Daraus resultiert für die Restwärmenutzung je Abschaltvorgang folgende Wärmemenge.

$$Q_{Restw.} = 5,5 \frac{m^3}{d} \cdot 1,163 \frac{kWh}{(m^3K)} \cdot (80 - 65)K = 95,9 \frac{kWh}{d}$$

Um zu überprüfen, ob diese Wärmemenge tatsächlich als Verlust angesetzt werden kann oder ob der Kessel aufgrund der geringen Stillstandsverluste seine Temperatur bis zur Wiederinbetriebnahme am nächsten Morgen teilweise hält, wird zunächst die Dauer der Kesselauskühlung mithilfe der Trendkurve in Bild 30 überprüft.

Die Auskühlung der Kesselanlage von 80°C auf 65°C dauert ca. 14 Stunden. Da der Kessel nach Außerbetriebnahme um ca. 10 ... 11 Uhr erst wieder am nächsten Morgen um ca. 5 ... 6 Uhr ans Netz geht, kann davon ausgegangen werden, dass die komplette enthaltene Wärmemenge ohne die programmierte Restwärmenutzung als Verlust angesehen werden kann.

Die gesamte Einsparung an Wärmemenge ergibt sich aus dem betrachteten Zeitraum von 2,5 Monaten im Sommer, in denen der Kessel ausschließlich einmal am Tag zur Warmwasserbereitung in Betrieb genommen wird, und der Wärmemenge, die je Vorgang eingespart wird.

$$Q_{\text{Restw.-Jahr}} = 2,5 \frac{\text{mon}}{a} \cdot 30 \frac{d}{\text{mon}} \cdot 95,9 \frac{\text{kWh}}{d} = 7.200 \frac{\text{kWh}}{a}$$

Da es sich bei der beschriebenen Restwärmenutzung lediglich um eine Implementierung im Regelprogramm handelt, ist diese Maßnahme in jedem Fall energetisch sowie wirtschaftlich sinnvoll. Die Investition für diese Maßnahme liegt im Bereich des Zeitaufwandes für die Programmierung und ist somit zu vernachlässigen.

5.2.4 Nutzungsgradbetrachtung bei verschiedenen Lastbereichen

Der Betrieb von Wärmeerzeugungsanlagen ist in verschiedenen Bereichen verlustbehaftet. Zum einen ist die chemische Umwandlung des Brennstoffes in Wärme verlustbehaftet (Verbrennungsverluste) zum anderen gibt der Kessel über die Außenhülle Wärme an die Umgebung ab (Strahlungsverluste). Zusätzlich entstehen Verluste bei der In- und Außerbetriebnahme der Kesselanlage. Bei dem Start der Kesselanlage muss der Brennraum vorbelüftet werden, um eventuell nicht vollständig verbrannte Gase über die Abgasanlage in die Umgebung abzuführen.

Die Verluste über die Außenhülle des Kessels hängen von der Konstruktion sowie der Dämmung und der Betriebstemperatur bzw. der Umgebungstemperatur ab. Bei gleichen Betriebsbedingungen sind sie annähernd konstant. Der Nutzungsgrad einer Kesselanlage, der durch das Verhältnis von Nutzen (Wärmeenergie) zu Aufwand (Brennstoffeinsatz) gebildet wird, hängt daher deutlich vom Nutzen des Kessels ab, da die Verluste verhältnismäßig ansteigen, wenn die Nutzwärme sinkt.

Feuerungstechnischer Wirkungsgrad

Um die Nutzungsgrade für verschiedene Betriebszustände der Kesselanlage festzustellen, wird zunächst der heizwertbezogene, feuerungstechnische Wirkungsgrad für die Brenner bestimmt. Hierzu werden die Messdaten der Brennerwartungen herangezogen [10]. Von der zuständigen Wartungsfirma wurden folgende zehn Messpunkte aufgenommen:

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
O ₂ gemessen:	8,7%	3,8%	3,5%	3,3%	2,8%	2,9%	2,9%	2,8%	2,3%	2,0%
CO ₂ berechnet:	6,9%	9,7%	9,9%	10,0%	10,3%	10,2%	10,2%	10,3%	10,6%	10,7%
Abgastemperatur:	84,0 °C	85,0 °C	94,0 °C	96,0 °C	98,0 °C	100,0 °C	113,0 °C	117,0 °C	110,0 °C	123,0 °C
Ansaugtemperatur:	7,0 °C	7,0 °C	7,0 °C	7,0 °C	7,0 °C	7,0 °C	7,0 °C	7,0 °C	7,0 °C	7,0 °C
Vorlauftemperatur:	84,0 °C	88,0 °C	96,0 °C	96,0 °C	86,0 °C	90,0 °C	96,0 °C	88,0 °C	94,0 °C	96,0 °C
Rücklauftemperatur:	68,0 °C	70,0 °C	70,0 °C	70,0 °C	70,0 °C	70,0 °C	70,0 °C	70,0 °C	70,0 °C	68,0 °C
Wirkungsgrad ELCO:	95,2%	96,3%	96,0%	95,9%	95,9%	95,8%	95,2%	95,1%	95,5%	95,0%

Tabelle 1 heizwertbezogener, feuerungstechnischer Wirkungsgrad, Messwerte

Der zugehörige Wirkungsgrad wurde bereits durch die Wartungsfirma ermittelt und ist ebenfalls in der Tabelle dargestellt. Die Wirkungsgrade schwanken mit der Vor- und Rücklauftemperatur.

Strahlungs- bzw. Stillstandsverluste

Die Strahlungs- bzw. Stillstandsverluste werden durch Auswertung von Trendkurven ermittelt. Um diese aufzunehmen, wird der Kessel auf eine Temperatur von 85°C aufgeheizt und die Absperrklappen zum Wärmenetz verriegelt. Danach wird die Auskühlung über die Zeit aufgenommen.

Da die Fühler zur Aufnahme der Temperaturen im Vor- und Rücklauf außerhalb der Kessel angebracht sind, wird das Kesselwasser zusätzlich über die installierte Rücklaufanhebungspumpe umgewälzt. Die Vor- und Rücklaufleitungen bis zu den motorischen Absperrklappen (je ca. 0,5 m) sowie die Bypassleitung zwischen Vor- und Rücklauf (ca. 5 m) sind somit in den aufgezeichneten Strahlungsverlusten enthalten.

Auf Grund der Tatsache, dass diese Bereiche auch im Realbetrieb zur energetischen Bilanzgrenze des Kessels gehören, werden die Verluste in der weiteren Betrachtung dem Kessel zugeschrieben.

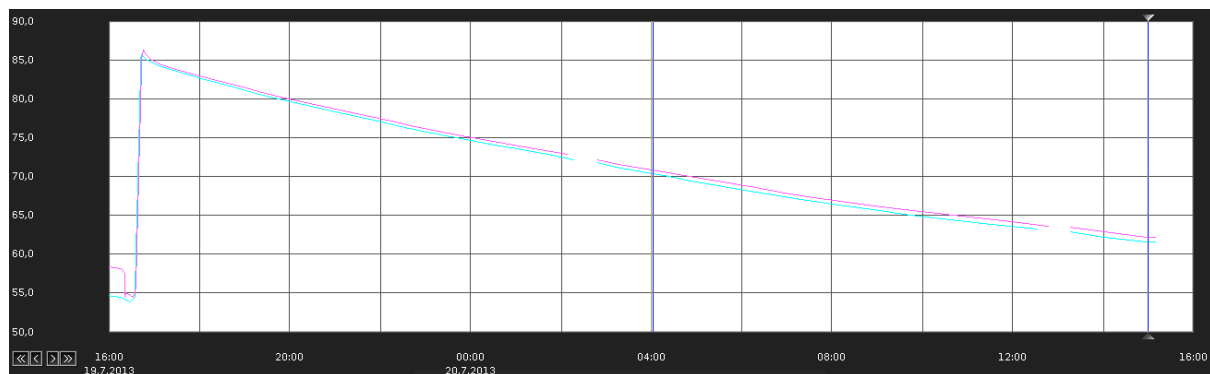


Bild 30 Trendkurve Auskühlung Kessel 4

Die Messpunkte sind zusammen mit der gemittelten Temperatur nachfolgend tabellarisch aufgeführt.

Messpunkt	Uhrzeit	t-Vorlauf	t-Rücklauf	t-mittel
1	17:00	84,5 °C	84,8 °C	84,7 °C
2	18:00	82,6 °C	88,9 °C	85,8 °C
3	20:00	79,6 °C	80,0 °C	79,8 °C
4	22:00	77,0 °C	77,4 °C	77,2 °C
5	00:00	74,6 °C	75,0 °C	74,8 °C
6	02:00	72,4 °C	72,9 °C	72,7 °C
7	04:00	70,3 °C	70,8 °C	70,6 °C
8	06:00	68,2 °C	68,8 °C	68,5 °C
9	08:00	66,4 °C	66,9 °C	66,7 °C
10	10:00	64,8 °C	65,4 °C	65,1 °C
11	12:00	63,5 °C	64,0 °C	63,8 °C
12	14:00	62,2 °C	62,8 °C	62,5 °C
13	15:00	61,5 °C	62,1 °C	61,8 °C

Tabelle 2 Messwerte Auskühlung Kessel 4

Die Strahlungsverluste werden anhand der vorstehenden Wertetabelle sowie der folgenden Formel bestimmt.

$$Q_{Strahlung} = V_{Kessel} \cdot \rho \cdot c_p \cdot (t_{Start} - t_{Ende})$$

Formel 11 Strahlungsverluste Kesselanlage

Bei der Auswertung sollte darauf geachtet werden, dass das arithmetische Mittel der Temperatur beim Start der Trendkurvenauswertung und am Ende der Trendkurvenauswertung der mittleren Betriebstemperatur des Kessels entspricht, da so Rückschlüsse auf die gesamten Strahlungsverluste (repräsentativer Jahreswert) gezogen werden können.

In dem hier vorliegenden Beispiel wird davon ausgegangen, dass die jahresmittlere Kesseltemperatur 75°C beträgt. Aus der Datenaufnahme in Tabelle 2 wird daher Messpunkt 2 als Startpunkt und Messpunkt 10 als Endpunkt der Betrachtung ausgewählt. Aus Formel 11 sowie dem arithmetischen Mittel der Vor- und Rücklauftemperatur von Start- und Endpunkt der Datenaufnahme ergeben sich folgende Verluste.

$$Q_{Strahlung} = 5,5 \, m^3 \cdot 1,163 \frac{kWh}{(m^3 K)} \cdot (85,8 - 65,1) K = 132,09 \, kWh$$

Die mittlere Verlustleistung kann dann aus der Verlustwärmemenge und der Dauer der Auswertung wie folgt errechnet werden.

$$\dot{Q}_{Strahlung} = \frac{132,09 \, kWh}{20 \, h} = 6,60 \, kW$$

Formel 12 Verlustleistung Strahlungsverluste Kesselanlage

Bei den aufgenommenen Daten muss jedoch noch zusätzlich berücksichtigt werden, dass diese bei einer Heizraumtemperatur von ca. 35°C und einer Außentemperatur von ca. 26°C aufgenommen wurden. Bei niedrigeren Außentemperaturen sinkt auch die Raumtemperatur in der Heizzentrale, was dazu führt, dass die Wärmeverluste der Anlagenkomponenten etwas ansteigen.

Es wird von einer mittleren Raumtemperatur in der Heizzentrale von 25°C ausgegangen und aufgrund der Temperaturdifferenzen zwischen Kesseltemperatur und Raumtemperatur bei der Datenaufnahme sowie der mittleren Raumtemperatur die mittlere Verlustleistung errechnet (Temperaturkorrektur).

$$\dot{Q}_{mittel} = 6,6 \, kW \cdot \frac{(75,4 - 25,0) K}{(75,4 - 35,0) K} = 8,24 \, kW$$

Wärmeverluste durch Vorbelüftung beim Start

Um die gesamten Verluste festzustellen, muss die Anzahl der Brennerstarts ermittelt werden. Zur Überprüfung sollten zwei verschiedene Ansätze verfolgt werden. Zum einen werden die Brennerstarts anhand der Trendkurven, welche ab Ende April 2013 aufgenommen wurden, ausgewertet, zum anderen sollte anhand der aufgenommenen Wärmemengen die mittlere Auslastung des Kessels ermittelt werden.

Im ersten Schritt werden die Anzahl der Starts für den Zeitraum der Trendkurvenaufzeichnungen ermittelt. Diese werden im nächsten Schritt über die Außentemperatur [12] aufgetragen.

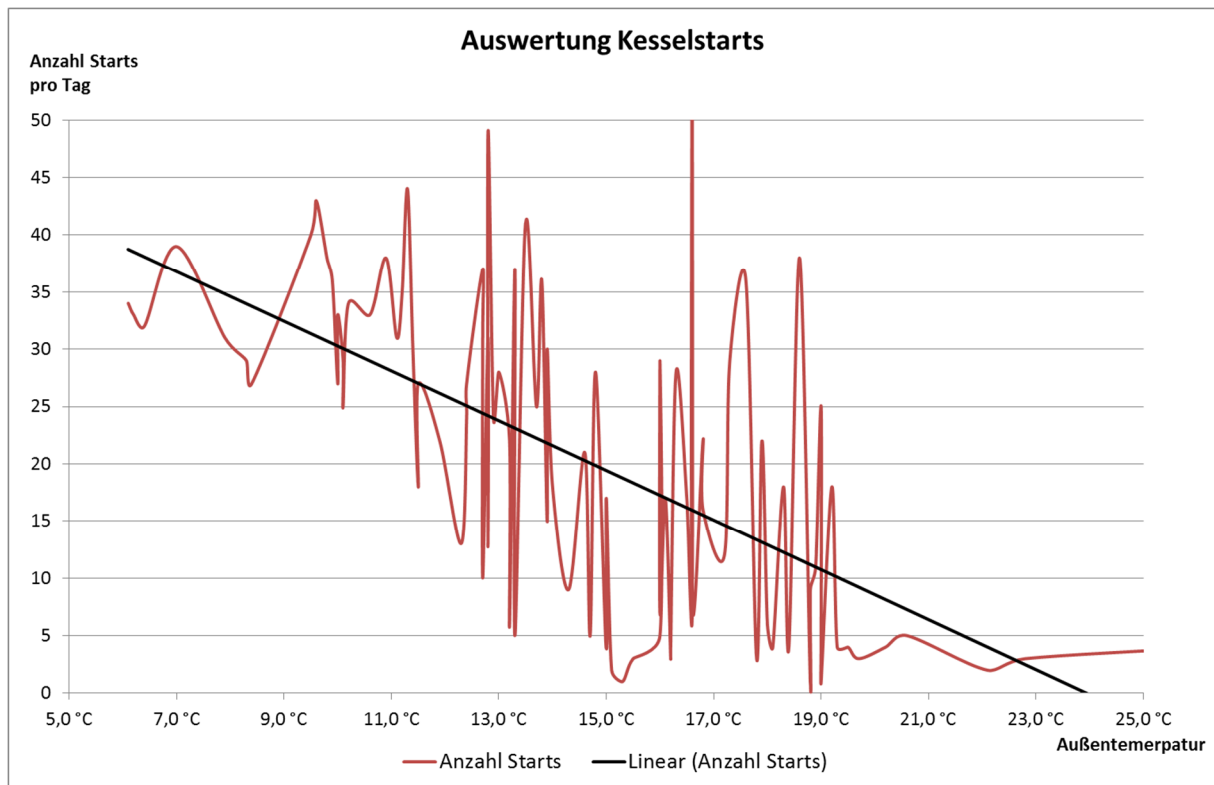


Bild 31 Auswertung Kesselstarts über Außentemperatur

Für die Auswertung wurden aus Bild 31 folgende Eckdaten für die weitere Betrachtung angenommen:

- bei Außentemperaturen unter 9°C wird einheitlich von 33 Starts pro Tag ausgegangen
- bei Außentemperaturen über 20°C werden 4 Starts pro Tag angenommen
- bei Außentemperaturen zwischen 9°C und 20°C werden die Starts mit einer Steigung von 2,64 Starts/K errechnet

Nutzungsgrad

Auf Grundlage der zuvor beschriebenen Daten werden die Anzahl der Starts und die resultierenden Gesamtverluste durch Kesselstarts ermittelt. Des Weiteren werden durch die am Anfang dieses Kapitels ermittelten Strahlungsverluste zusammen mit den monatlichen Stunden die monatlichen Bereitschaftsverluste berechnet.

Aus den Gesamtwärmemengen, welche vom Kessel zu erzeugen sind, wird dann mit den feuerungstechnischen Wirkungsgraden der Gaseinsatz in Bezug auf Heizwert und Brennwert errechnet.

Mit dem monatlich errechneten Gaseinsatz und den gemessenen Wärmemengen aus dem Jahr 2012 [13] wird hieraus der monatliche und der jährliche Nutzungsgrad für die Kesselanlage errechnet. Hierbei wird ebenfalls zwischen heizwertbezogenen und brennwertbezogenen Werten unterschieden. Der durchschnittliche Jahresnutzungsgrad beträgt heizwertbezogen 94,5 % und brennwertbezogen 85,2 %.

Monat	Tage	Stunden	mittlere Außentemp.	Strahlungs-Verluste	Anzahl Starts	Wärmeverluste durch Starts	Nutzwärme	Wärmeabgabe gesamt	Gasverbrauch Heizwert	Gasverbrauch Brennwert	Nutzungsgrad Heizwert	Nutzungsgrad Brennwert
Januar	31	744 h	2,3 °C	6.131 kWh	1023	1.913 kWh	878.000 kWh	886.044 kWh	926.824 kWh Hi	1.028.774 kWh Hs	0,947	0,853
Februar	28	672 h	-1,8 °C	5.537 kWh	924	1.728 kWh	1.173.000 kWh	1.180.265 kWh	1.234.587 kWh Hi	1.370.392 kWh Hs	0,950	0,856
März	31	744 h	7,5 °C	6.131 kWh	1023	1.913 kWh	639.000 kWh	647.044 kWh	676.824 kWh Hi	751.274 kWh Hs	0,944	0,851
April	30	720 h	8,7 °C	5.933 kWh	990	1.851 kWh	247.000 kWh	254.784 kWh	266.511 kWh Hi	295.827 kWh Hs	0,927	0,835
Mai	31	744 h	15,1 °C	6.131 kWh	524	981 kWh	255.000 kWh	262.111 kWh	274.175 kWh Hi	304.334 kWh Hs	0,930	0,838
Juni	30	720 h	15,1 °C	5.933 kWh	508	949 kWh	149.000 kWh	155.882 kWh	163.056 kWh Hi	180.993 kWh Hs	0,914	0,823
Juli	31	744 h	17,4 °C	6.131 kWh	336	629 kWh	39.000 kWh	45.760 kWh	47.866 kWh Hi	53.131 kWh Hs	0,815	0,734
August	31	744 h	18,8 °C	6.131 kWh	222	415 kWh	190.000 kWh	196.546 kWh	205.592 kWh Hi	228.207 kWh Hs	0,924	0,833
September	30	720 h	14,0 °C	5.933 kWh	595	1.112 kWh	486.000 kWh	493.045 kWh	515.737 kWh Hi	572.468 kWh Hs	0,942	0,849
Oktober	31	744 h	9,1 °C	6.131 kWh	1015	1.898 kWh	842.000 kWh	850.028 kWh	889.151 kWh Hi	986.958 kWh Hs	0,947	0,853
November	30	720 h	5,2 °C	5.933 kWh	990	1.851 kWh	931.000 kWh	938.784 kWh	981.992 kWh Hi	1.090.011 kWh Hs	0,948	0,854
Dezember	31	744 h	2,3 °C	6.131 kWh	1023	1.913 kWh	2.033.000 kWh	2.041.044 kWh	2.134.983 kWh Hi	2.369.831 kWh Hs	0,952	0,858
Summe:				72.182 kWh	9.173	17.153 kWh	7.862.000 kWh	7.951.336 kWh	8.317.297 kWh	9.232.200 kWh	0,945	0,852

Tabelle 3 Auswertung Nutzungsgrade Kesselanlagen

Bei der Auswertung des Nutzungsgradverlaufs über das gesamte Jahr, wird festgestellt, dass der Nutzungsgrad im Sommer wesentlich schlechter ist als im Winter. Das liegt daran, dass der Kessel in diesem Zeitraum nur einen geringen Nutzen erzeugt, aber trotzdem dauerhaft in Bereitschaft sein muss. Es sollte daher das Ziel sein, durch weitere Maßnahmen die Bereitschaftszeit der Kesselanlagen und damit die Verluste der Kesselanlagen vor allem im Sommer und in der Übergangszeit weiter zu senken.

5.3 Optimierungsvorschläge Wärmeerzeugung

Wie in Kapitel 5.1 und den einzelnen Unterkapiteln beschrieben, ist die Leistungsregelung der Kessel wegen der hohen Grundleistung der Kesselanlagen schwierig. Darüber hinaus ist geplant, von der Heizzentrale weit entfernte Verbraucher mit hohem Anteil an Verlusten durch die Nahwärmeleitung vom Netz zu trennen. Hierdurch wird sich der Leistungsbedarf weiter verringern.

Um einen größeren Modulationsbereich abdecken zu können, ist es aus technischer Sicht sinnvoll die Wärmeerzeugung um einen kleineren Kessel für den Sommerbetrieb zu ergänzen oder den bereits dauerhaft außer Betrieb genommene Kessel durch einen kleineren Kessel zu ersetzen.

Die bestehenden Kesselanlagen besitzen einen Modulationsbereich von ca. 940 kW bis rund 4.600 kW. Die neue Kesselanlage sollte demnach so gewählt werden, dass der Leistungsbe- reich bis ca. 1.000 kW abgedeckt werden kann. Bei der Auswahl des Kessels muss man darauf achten, dass der Kessel einen möglichst großen Modulationsbereich besitzt, was bedeutet, dass die minimale Leistung des Kessels sehr gering ist. Die am Markt verfügbaren Kesselmo- delle mit großer Modulation weisen minimale Leistungen von ca. 130 kW auf.

Bei Ausführung als Doppelkesselanlage ergibt sich eine Leistung der Zentrale modulierbar zwischen 130 kW (kleinster Wert des kleinen Kessels) und 5600 kW (Summenleistung der beiden Maximalwerte) heruntergeregelt werden. Zusätzlich ergibt sich eine Leistung aus der Biowärmeeinspeisung.

5.3.1 Folgeschaltung Wärmeerzeuger

Die Folgeschaltung der vorgeschlagenen Wärmeerzeuger ergibt sich aufgrund des Leistungs- bereiches. Wenn ein Wärmenetz von mehreren Kesseln versorgt wird und nur ein Teil Brenn- wertkessel sind, sollten grundsätzlich immer die Brennwertkessel als Führungskessel fungie- ren, da diese oft den höchsten Nutzungsgrad besitzen.

Für die Liegenschaft in Neuerkerode ist es aus technischer Sicht sinnvoll, wie bereits beschrie- ben, zukünftig einen kleineren Kessel mit einer Leistung bis zu 1.000 kW zu installieren. Ob dieser als Brennwertkessel oder als herkömmlicher Niedertemperaturkessel ausgeführt wer- den sollte, wird in Kapitel 5.3.2 detailliert betrachtet.

Die Kesselfolgeschaltung sollte dann wie folgt realisiert werden.

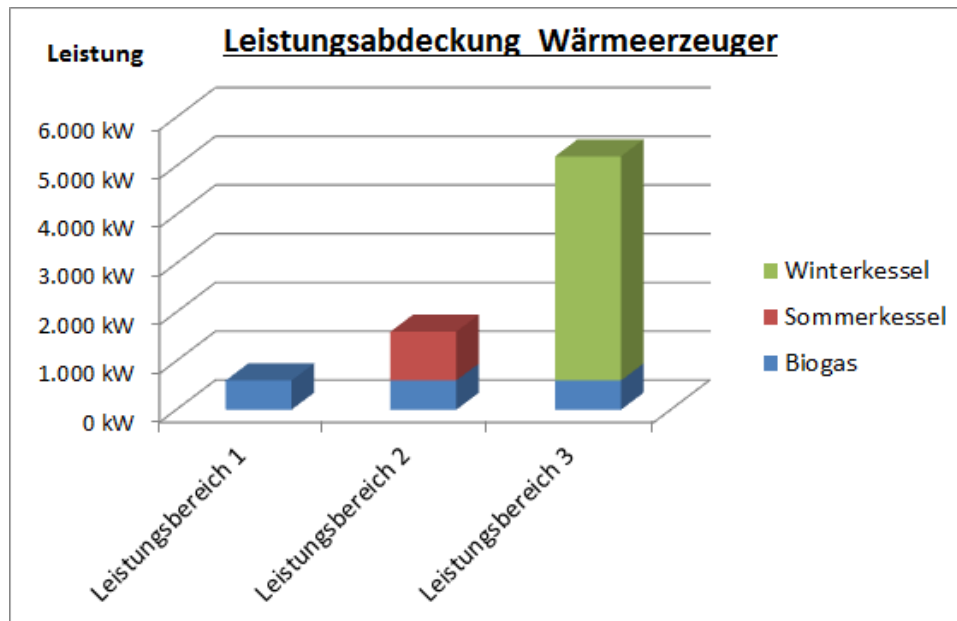


Bild 32 Folgeschaltung Wärmeerzeuger

Bis zu einem Leistungsbedarf von rund 600 kW reicht im Normalfall die Versorgung der Biogasanlage aus. Als Folgekessel würde dann zunächst der "Sommerkessel" mit einer Leistung bis zu 1.000 kW hinzugeschaltet. Hierdurch kann ein Leistungsbereich von bis zu 1,6 MW abgedeckt werden, was im überwiegenden Teil des Jahres für die Wärmeversorgung der Liegenschaft ausreichend ist. Nur bei sehr niedrigen Temperaturen und einem Leistungsbedarf von über 1,6 MW wird dann einer der vorhandenen Kessel zur Spitzenlastabdeckung zugeschaltet. Um einen Überblick zur Häufigkeit der verschiedenen Lastfälle zu verschaffen ist nachfolgend die Energieanalyse aus dem Verbrauch aus dem Jahr 2012 dargestellt.

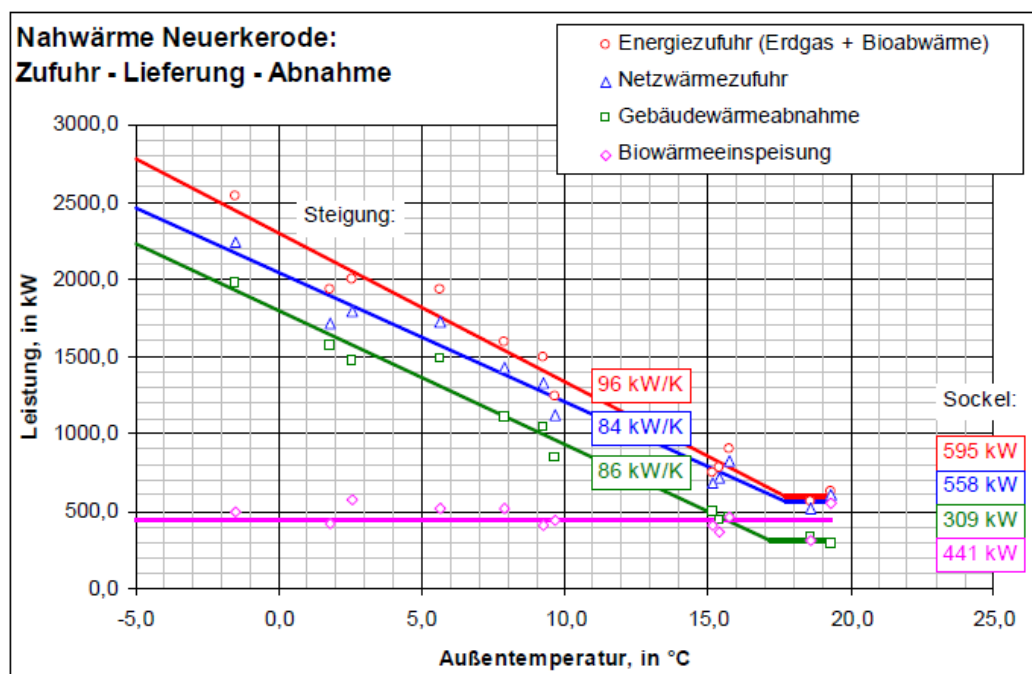


Bild 33 Energieanalyse aus dem Verbrauch Jahr 2012 [13]

Die Darstellung zeigt, dass eine Leistung von über 1,6 MW (mit Betrieb des "Winterkessels") lediglich im Bereich von unter 5°C zu erwarten ist.

5.3.2 Brennwertnutzung

Nachfolgend wird geprüft, ob sich der Einsatz eines Brennwertkessels – als neuer "Sommerkessel" bzw. als ggf. notwendiger Ersatz für einen der "Winterkessel" wirtschaftlich darstellt. Zur Entscheidungsfindung wurde nachfolgende Trendkurve aufgezeichnet.

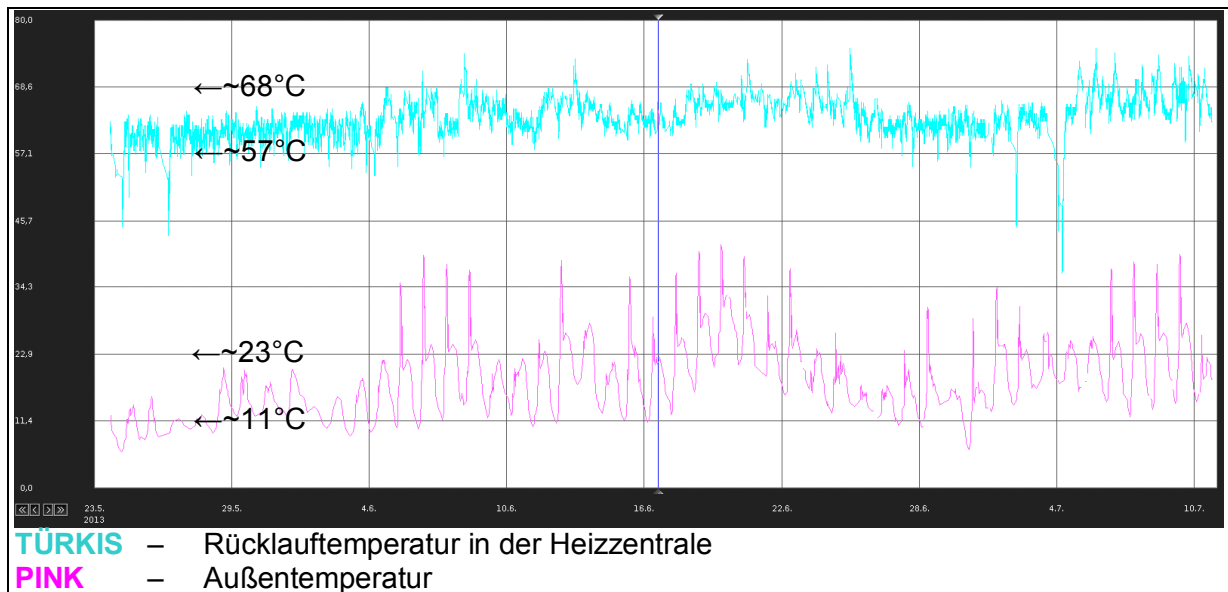


Bild 34 Rücklaufftemperatur in Abhängigkeit der Außentemperatur

Die vorstehende Trendkurve zeigt die Rücklaufftemperatur in der Heizzentrale sowie die Außentemperatur über den Zeitraum vom 23.05.2013 bis zum 10.07.2013. Die Aufzeichnung der Außentemperatur zeigt gelegentliche Peaks in den Morgenstunden, welche für diese Betrachtung jedoch irrelevant sind. Die Rücklaufftemperatur verläuft dabei in der Regel zwischen 60°C und 70°C.

Betrachtet man die Rücklaufftemperatur genauer, erkennt man, dass diese analog der Außentemperatur leicht ansteigt. Während in der Heizperiode eine Vielzahl von verschiedenen Verbrauchern, wie Fußbodenheizung, statische Heizfläche etc. mit teilweise niedrigeren Rücklaufftemperaturen am Nahwärmenetz sind, überwiegen mit steigender Außentemperatur im Sommer die Warmwasserbereitungen als Verbraucher. Diese führen zu hohen Rücklaufftemperaturen, vor allem wegen der Zirkulation, aber auch wegen der teilweise defekten Regelungsanlagen.

In diesem Zustand stellt sich über weite Teile des Jahres kein Brennwerteffekt ein, so dass der Einsatz eines Brennwertkessels derzeit als nicht wirtschaftlich angesehen wird.

Bei Installation eines Kessels zur Abdeckung des Leistungsbereiches bis rund 1 MW sollte trotzdem die Ausstattung des Kessels mit einem Abgaswärmeübertrager in Betracht gezogen oder zumindest die Möglichkeit zur einfachen Nachrüstung berücksichtigt werden. Bei langfristiger Sanierung von Unterstationen sowie der zugehörigen Regelungsanlagen, welche am Nahwärmenetz verbleiben sollen, kann die Rücklaufftemperatur voraussichtlich gesenkt und damit ein Abgaswärmeübertrager wirtschaftlich werden.

5.3.3 Pufferspeicher Biogasanlage

Im Zuge der Anlagenüberwachung über die Gebäudeleittechnik wurde mehrfach festgestellt, dass es häufig vorkommt, dass der Volumenstrom der Pumpe in der Biogasanlage nicht ausreicht, um die vorgegebenen Differenzdrücke an den Schlechtpunktmessungen aufrecht zu erhalten.

Durch kurze Inbetriebnahme der Nahwärmepumpe im Kesselhaus, wird dann kaltes Rücklaufwasser über den Kessel gefördert und wieder dem Vorlauf zugeführt. Dieser Zustand wird anhand von Bild 35 genauer erläutert.

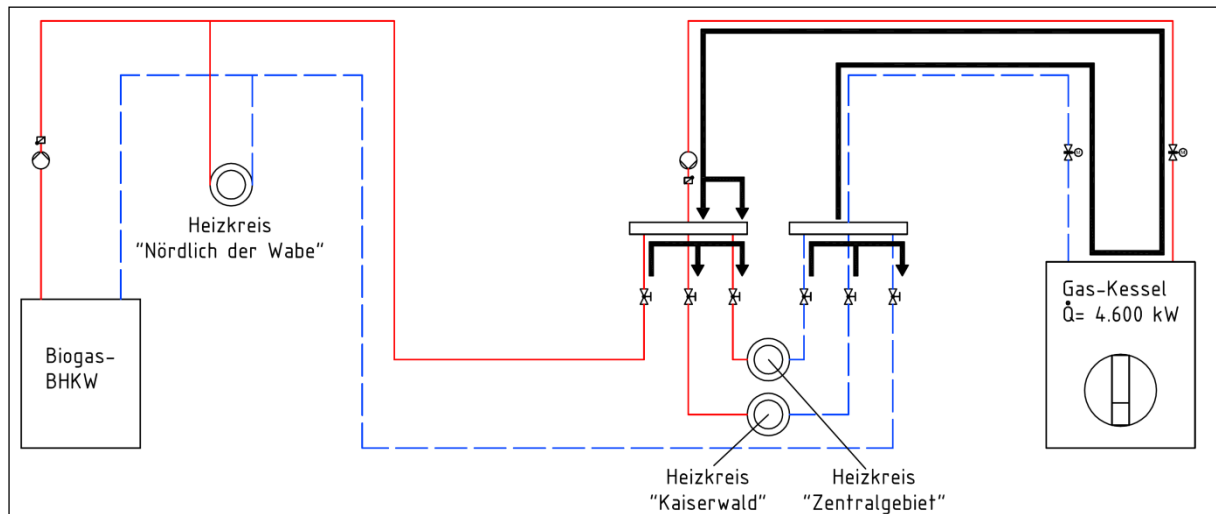


Bild 35 Vereinfachte hydraulische Schaltung "Rücklaufwasserbeimischung über Kessel"

Durch die Inbetriebnahme der Nahwärmepumpe in der Heizzentrale wird der Volumenstrom in der Anlage erhöht und die Differenzdrücke an den Schlechtpunktmessungen können wieder aufgebaut werden. Um bei diesem Effekt nicht jedes Mal die Kesselanlage selbst in Betrieb und damit Startverluste in Kauf nehmen zu müssen, wurde in der Regelung eine Verzögerungszeit eingerichtet. Somit wird die Kesselanlage erst von der Regelung freigegeben, wenn die Nahwärmepumpe einen definierten Zeitraum in Betrieb ist.

Diese Schaltung hat jedoch auch einen Nachteil. Durch das Wasser, was ohne Erwärmung vom Rücklauf über den Kessel dem Vorlauf am Verteiler beigemischt wird (siehe Fließpfeile in Bild 35), wird die Vorlauftemperatur für die Heizkreise "Kaiserwald" und "Zentralgebiet" reduziert. Auf Grund der Temperaturreduzierung kann es dazu kommen, dass die Vorlauftemperatur nicht mehr für die angeschlossenen Brauchwasserbereitungen im Nahwärmenetz ausreicht.

Aus diesem Grund darf die Verzögerungszeit zwischen Einschaltung der Nahwärmepumpe und Einschaltung der Kesselanlage nicht zu lang gewählt werden. Das hat wiederum zur Folge, dass die Kesselanlage weiterhin kurzzeitig in Betrieb genommen werden muss, was sich wiederum negativ auf den Nutzungsgrad und den Betrieb der Biogasanlage auswirkt.

Als weiterer Effekt konnte bei der Anlagenüberwachung festgestellt werden, dass im Sommer bei geringer Abnahme, nicht mehr die gesamte Wärme der Biogasanlage eingekoppelt werden kann. Bei sinkender Abnahme im Netz steigen die Rücklauftemperaturen, was dazu führt, dass zum Schutz des Biogas-BHKWs der Abgaswärmeübertrager mit einem Bypass umströmt wird. Hierdurch reduziert sich die Leistung um rund 300 kW.

Aus genannten Gründen kann darüber nachgedacht werden, einen Pufferspeicher zu installieren, welcher im Zeitraum geringer Abnahme im Nahwärmenetz beladen wird und die Spitzenlast abdeckt. Ein geplanter Pufferspeicher müsste im Kesselhaus untergebracht und dort hydraulisch parallel zu den Kesseln eingebunden werden.

Durch diese Einbindung kann im Sommer, wenn die Biogasanlage kurzzeitig nicht ausreicht, der Pufferspeicher mit Inbetriebnahme der Nahwärmepumpe entladen werden. Hierdurch würde gleichzeitig die beschriebene Problematik der kurzzeitigen Inbetriebnahmen der Kesselanlagen vermieden werden.

Während der Anlagenoptimierung in Neuerkerode wurde folgende Trendkurve zur vorstehenden Problematik aufgenommen.

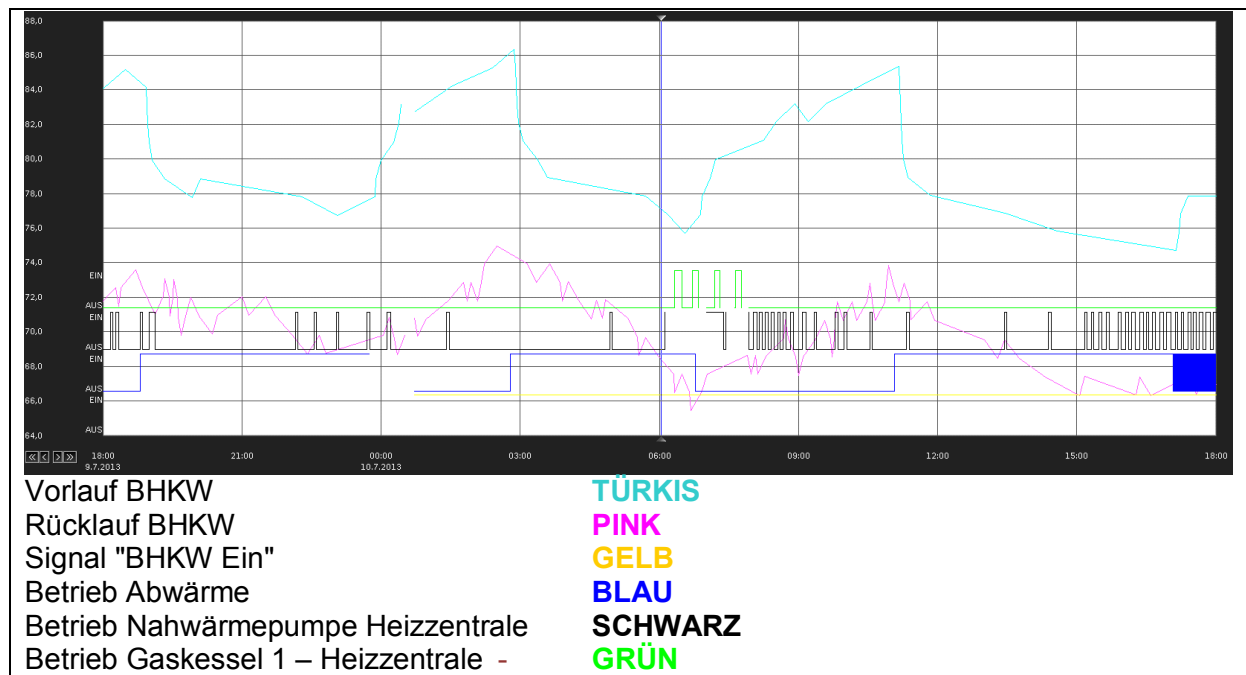


Bild 36 "Wärmevernichtung" Biogasanlage und Kesselstarts 09. bis 10.07.13 (jeweils 18 Uhr)

Die vorstehende Grafik zeigt sehr gut, welcher Effekt durch den Einsatz eines Pufferspeichers in der Heizzentrale erreicht werden soll. In der Grafik ist der Zeitraum vom 09.07.2013, 18 Uhr bis zum 10.07.2013, 18 Uhr abgebildet.

Der dargestellte Vorlauf steigt stetig an, bis die Wärme im Netz nicht mehr abgenommen wird. Dann steigt die Rücklauftemperatur parallel an und der Abgaswärmeübertrager des BHKWs wird um ca. 19 Uhr umfahren. Dieser Zustand hält bis ca. 0 Uhr an.

In diesem Zeitraum wird trotzdem häufig zusätzlich die Nahwärmepumpe in der Heizzentrale in Betrieb genommen. Das liegt daran, dass aufgrund der nun geringeren Leistung der Biogasanlage die Vorlauftemperatur abfällt und als Folge darauf die Regelventile in den Unterstationen zur Leistungskompensation auffahren.

Von 0 Uhr bis 3 Uhr am Folgetag wird die gesamte Leistung der Biogasanlage abgenommen und die Wärmeleistung des Abgaswärmeübertragers der Biogasanlage wird wieder eingekoppelt. Ab 3 Uhr bis fast 6 Uhr wird der Wärmeübertrager aufgrund der geringen Wärmeabnahme erneut ausgekoppelt.

Ab ca. 6 Uhr steigt der Bedarf im Nahwärmenetz aufgrund der zunehmenden Warmwasserbereitung. Die Nahwärmepumpe in der Heizzentrale muss in Betrieb genommen werden. In dem Fall wird dem Vorlauf der Heizkreise "Kaiserwald" und "Zentralgebiet" Rücklaufwasser, welches über den Kessel gefördert wird, beigemischt. Hierdurch sinkt die Vorlauftemperatur soweit ab, dass der Kessel in der Heizzentrale in Betrieb genommen werden muss. Die Leistungsabnahme ist jedoch nicht groß genug, dass der Kessel bei minimaler Leistung durchläuft. Der Brenner wird somit wieder abgeschaltet und nach kurzer Zeit erneut in Betrieb genommen. In diesem Zyklus wird der Kessel bis ca. 8:30 Uhr vier Mal in Betrieb genommen und nach kurzer Zeit wieder abgeschaltet.

Um diesem Effekt entgegenzuwirken sollte bei geringer Abnahme möglichst viel Wärme zwischengespeichert werden, welche bei höherer Abnahme die "kurzen" Spitzenlasten überbrückt.

Nachfolgend wird die technische Möglichkeit zur Einbindung eines Pufferspeichers erläutert. Sie sollte nach dem Schema in Bild 37 erfolgen.

Speicherbeladung

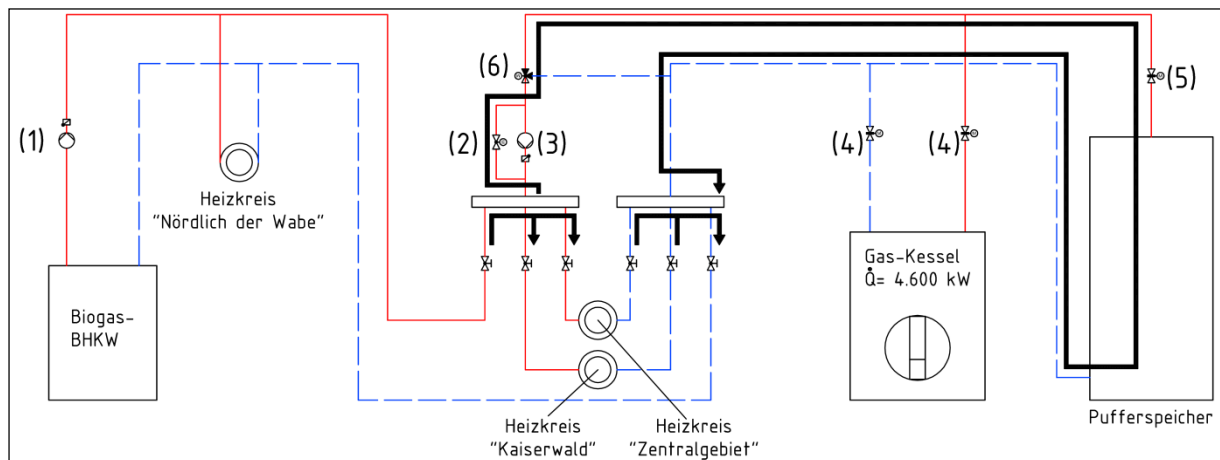


Bild 37 Einbindung Pufferspeicher in Heizzentrale mit Darstellung der Speicherbeladung

Der Pufferspeicher ist parallel zu den vorhandenen Kesselanlagen eingebunden. Die Nahwärmepumpe (3) im Kesselhaus ist außer Betrieb. Das Nahwärmenetz wird in diesem Fall ausschließlich von der Pumpe (1) in der Biogasanlage versorgt. Im Kesselhaus wird zusätzlich ein Regelventil (2) parallel zu den vorhandenen Nahwärmepumpen (3) installiert.

In dem Fall, dass der Differenzdruck an den Schlechtpunkten den Sollwert übersteigt und der Pufferspeicher entladen ist, wird die motorische Absperrklappe (5) und bei dem Regelventil (6) der Durchgang geöffnet. Das Regelventil (2) wird gerade so weit geöffnet, dass an allen Schlechtpunktemessungen noch der geforderte Differenzdruck ansteht. Würde das Ventil zu weit geöffnet, fließt der gesamte Volumenstrom über den Pufferspeicher und wieder zurück in den Heizkreis "Nördlich der Wabe".

Der Fließweg über die Nahwärmepumpe (3) wird bei der Pufferspeicherbeladung durch eine Rückschlagklappe blockiert. Wenn der Pufferspeicher vollständig geladen ist, wird das Regelventil (2) geschlossen. Im Anschluss wird die Pumpe (1) in der Biogasanlage anhand der Differenzdrücke an den Schlechtpunktemessungen geregelt. Die Absperrklappen (4) an den vorhandenen Kesselanlagen sind während des gesamten Vorgangs geschlossen.

Speicherentladung

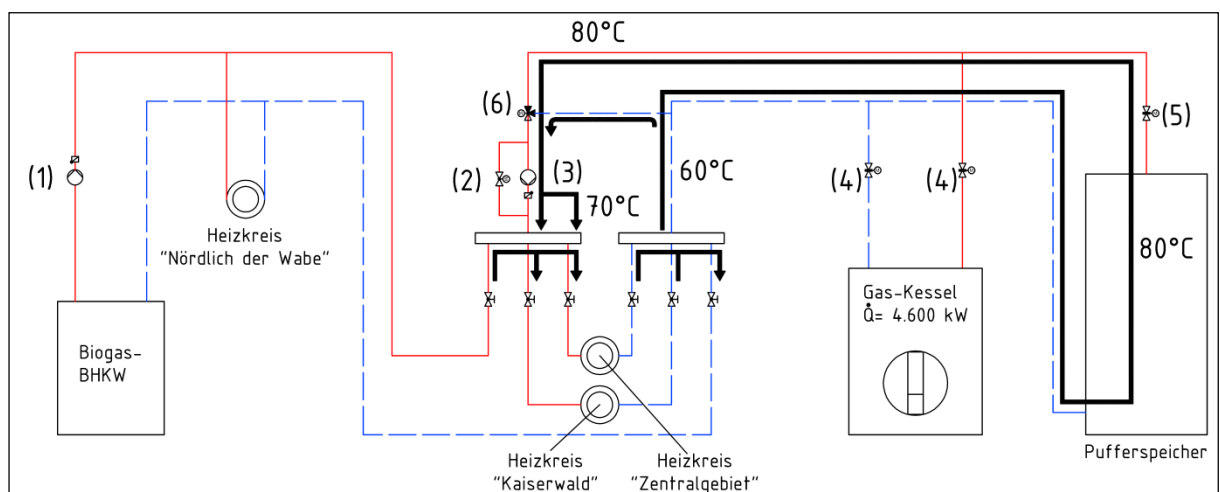


Bild 38 Einbindung Pufferspeicher in Heizzentrale mit Darstellung Speicherentladung

Der Entladevorgang des Pufferspeichers wird analog zum Betrieb der Kesselanlage durchgeführt, siehe Bild 38.

Kann der an den Schlechtpunktmessungen geforderte Differenzdruck durch die Umwälzpumpe (1) in der Biogasanlage nicht mehr allein aufgebracht werden, wird zusätzlich die Nahwärmepumpe (3) in der Heizzentrale in Betrieb genommen. Bei beladenem Pufferspeicher wird nun zunächst die motorische Absperrklappe (5) geöffnet und der Pufferspeicher vollständig entladen. Erst wenn am Pufferspeicher oben die Temperatur absinkt und die Nahwärmepumpe (3) immer noch in Betrieb ist, wird die Absperrklappe (5) geschlossen und einer der vorhandenen Gaskessel in Betrieb genommen.

Während des gesamten Vorgangs ist es wichtig, dass das Regelventil (2) geschlossen ist, da sonst ein Teil des Volumenstroms von der Nahwärmepumpe (3) im Kreis befördert wird. Durch das Regelventil (6) kann während des Entladevorgangs der Pufferspeicheranlage die Vorlauftemperatur durch Beimischung von Rücklaufwasser bedarfsgerecht geregelt werden.

Bei den angenommenen Temperaturen von 80°C im Pufferspeicher, 60°C Rücklauftemperatur und einer Solltemperatur im Heizungsvorlauf von 70°C, was im Sommer bei geringen Lasten für die Versorgung ausreichend ist, lässt sich die Pufferspeicherkapazität verdoppeln, indem die Hälfte des Volumenstroms aus dem Rücklauf beigemischt wird.

5.3.4 Nutzung der vorhandenen Kessel als Pufferspeicher

Im vorangegangenen Kapitel wurden die technischen Vorteile der Installation einer Pufferspeicheranlage im Kesselhaus erläutert. Um eine entsprechende Pufferspeicheranlage zu installieren, sind jedoch erhebliche Umbaumaßnahmen notwendig, da im Kesselaufstellraum zunächst der außer Betrieb genommene Gas-Kessel demontiert werden oder als Alternative in einem Nebenraum erst eine geeignete Einbringöffnung geschaffen werden müsste.

Eine mögliche Alternative zu der Installation einer Pufferspeicheranlage ist die Nutzung der vorhandenen Gaskessel als Puffer. Für diese Variante spricht, dass durch die Nutzung der Kesselanlage ein Pufferspeichervolumen von 5.750 Litern je Kessel kostenneutral zur Verfügung steht. Der Nachteil besteht jedoch darin, dass die Kessel konstruktionsbedingt einen höheren Wärmeverlust als ein Pufferspeicher aufweisen.

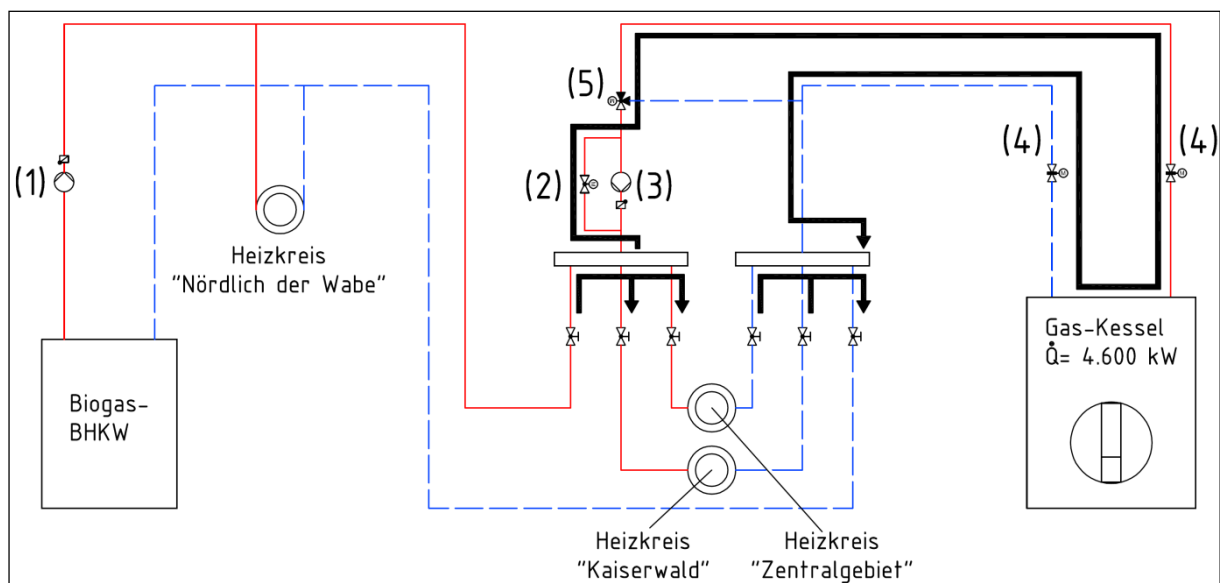


Bild 39 Einbindung Kesselanlagen als Pufferspeicher

Bei der Einbindung der vorhandenen Kessel müssen zusätzlich noch einige Sicherheitsaspekte berücksichtigt werden. Bei der Beladung der Kessel als Pufferspeicher werden diese rückwärts durchströmt. Wenn in dieser Situation der Brenner zusätzlich anspringt, kann es dazu kommen, dass im Rücklauf wesentlich höhere Temperaturen als im Vorlauf anstehen. Da die sicherheitstechnische Ausrüstung wie Temperaturwächter und Sicherheitstemperaturbegrenzer jedoch im Vorlauf angeordnet sind, können diese die ggf. unzulässig hohen Temperaturen nicht feststellen und leiten somit nicht die notwendige Abschaltung des Brenners ein. Im Extremfall kann die vom Brenner verursachte Überhitzung bis zur Zerstörung des Kessels führen. Beim Betrieb der Anlage sollte daher die Freigabe des Gasbrenners nur in dem Fall erfolgen, dass das Regelventil (2) geschlossen und die Pumpe (3) in Betrieb ist.

Wie die in Kapitel 5.3.3 beschriebene Pufferspeicheranlagen werden auch die Kesselanlagen in dem Fall gefüllt, dass ausschließlich die Pumpe (1) in der Biogasanlage betrieben wird und die Differenzdrücke an allen Schlechtpunktmessungen über dem Sollwert liegen. Für die Umsetzung der hydraulischen Schaltung nach Bild 39 muss lediglich das Regelventil (2) als Umgehung für die Nahwärmepumpe sowie ein 3-Wege-Ventil (5) im Hauptvorlauf nachgerüstet werden.

Bei der Beladung der Kessel müssen die Absperrklappen (4) des jeweiligen Kessels ebenfalls geöffnet sein. Durch nacheinander erfolgendes Öffnen der Klappen der einzelnen Kessel können diese kontrolliert geladen werden. Der Vorteil dieser Schaltung besteht darin, dass durch Aktivierung der vorhandenen Absperrklappen der vom Netz genommene dritte Kessel ebenfalls als Pufferspeicher fungieren kann.

Die Reihenfolge bei der Befüllung sollte dabei wie folgt aussehen:

- zunächst sollte der Führungskessel,
- anschließend der stillgelegte Kessel und
- dann der aktuelle Folgekessel geladen werden.

Der Vorteil dieser Reihenfolge wird im weiteren Verlauf bei der Erklärung zur Entladung der Kesselanlagen genauer beschrieben.

Die Entladung der Kesselanlage findet analog der "normalen" Durchströmung beim Kesselbetrieb statt. Bei der Entladung sollten als erstes der Folgekessel, danach der stillgelegte Kessel und dann der Führungskessel entladen werden. Durch diese Schaltung ist als letztes der Kessel am Netz, der im Bedarfsfall ohnehin zur Wärmeerzeugung in Betrieb geht. Somit muss dieser bei Inbetriebnahme nicht erst intern aufgeheizt werden, sondern ist bereits durch die Biogasanlage vorgeheizt. Als zweites wird der stillgelegte Kessel gewählt, da dieser bei Abtrennung der Abgasanlage sowie Verschließen der Brenneröffnung und ggf. Dämmung der Kesselfront die geringsten Strahlungsverluste aufweist. Bei der Entladung der Kesselanlagen müssen das Regelventil (2) geschlossen und die Absperrklappe (4) des jeweiligen Kessels geöffnet sein. In diesem Fall ist es wichtig, dass das Regelventil 2 dicht schließt, da sonst im "Normalbetrieb" eine Überströmung über das Ventil stattfinden kann.

Für den Betrieb der Kesselanlagen als Pufferspeicher sollte zusätzlich ein 3-Wege-Ventil (5) zur Beimischung von Rücklaufwasser installiert werden. Wenn die Pufferspeichertemperatur, wie dargestellt z.B. bei rund 80°C liegt, im Vorlauf der Anlage jedoch lediglich 70°C benötigt werden, kann somit Rücklaufwasser zur Einstellung der Solltemperatur beigemischt werden. Bei einer Rücklauftemperatur von 60°C lässt sich hierdurch die Speicherkapazität bzw. die Entladedauer verdoppeln, da die Hälfte des Volumenstroms aus dem Rücklauf beigemischt wird.

5.4 Zusammenfassung Wärmeerzeugung

In den Kapiteln 5.1 und 5.3 wurde die bestehende Wärmeerzeugung sowie mögliche Optimierungen erläutert und in Bezug auf technische Umsetzbarkeit betrachtet. In den folgenden Unterkapiteln werden die einzelnen Maßnahmen auf ihre Wirtschaftlichkeit sowie die Auswirkungen auf den Energieverbrauch der Anlage untersucht.

5.4.1 Berechnung der Energieeinsparung

Nachfolgend wird abgeschätzt, wie sich die vorgeschlagenen Maßnahmen in Bezug auf den Endenergieeinsatz auswirken.

Verluste durch Kesselstart

Zunächst wird beschrieben, wie die Verluste eines Kesselstarts ermittelt werden können und wie diese rechnerisch über den Jahresverlauf dargestellt werden können. Am Ende wird eine Beispielrechnung für die Kesselanlage in Neuerkerode durchgeführt. Wie genau die Verluste beim Kesselstart entstehen, zeigt nachfolgendes Schema.

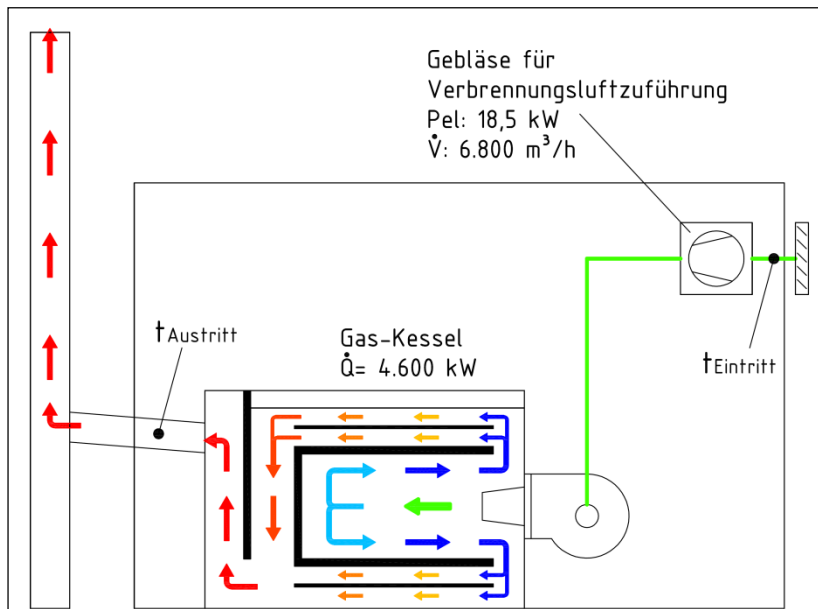


Bild 40 Schematische Darstellung Wärmeverlust bei Brennerstart

Die Verluste beim Start entstehen dadurch, dass der Brennraum des Kessels vorbelüftet wird, um unverbrannte Gase aus dem Brennraum über die Abgasanlage in die Umgebung abzuführen. Dabei wird je nach Brennerausführung entweder dem Aufstellraum oder, wie in Bild 40 dargestellt, Außenluft angesaugt, durch den Brennraum des Kessel geführt und wie bei der Verbrennung über die Abgasanlage in die Umgebung geleitet. Dabei erwärmt sich die Luft aufgrund der warmen Oberflächentemperaturen im Kesselinnenraum.

Die Wärmeverlustleistung ergibt sich dabei aus der Luftmenge und der Temperaturdifferenz zwischen angesaugter Luft sowie der Luft, wie sie den Kessel nach dem Brennraum verlässt, und wird nach folgender Formel errechnet:

$$\dot{Q}_{\text{Verl.Vorb.}} = \dot{V}_{\text{Vorb.}} \cdot \rho \cdot c_p \cdot (t_{\text{Austritt}} - t_{\text{Eintritt}})$$

Formel 13 Verlustleistung Brennerstart

Bei der Datenaufnahme in Neuerkerode wurde dem Typenschild der Verbrennungsluftventilatoren eine Luftmenge von 6.800 m³/h entnommen. Eine Vergleichsmessung ergab eine Luftmenge von rund 5.400 m³/h. Für die Berechnung wird daher die tatsächlich aufgenommene

Luftmenge von 5.400 m³/h angesetzt. Bei einer Außentemperatur von 15°C wurde eine Temperatur am Kesselaustritt von 55°C gemessen. Aus den aufgenommenen Messdaten ergibt sich eine Verlustleistung je Kesselstart von:

$$\dot{Q}_{Verl.Vorb.} = 5.400 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \cdot 0,34 \frac{\text{Wh}}{\text{m}^3\text{K}} \cdot (55 - 15)\text{K} = 73.440 \text{ W} = 73,44 \text{ kW}$$

Es wird vereinfachend davon ausgegangen, dass die Temperaturerhöhung von 40 K ein repräsentativer Wert für das Jahr ist.

Die Wärmeverlustleistung je Startvorgang hängt von der Kesselgröße sowie der Größe des Verbrennungsraums und der daraus resultierenden Dauer der Vorbelüftungszeit ab und ist für jeden Kessel in etwa konstant. Diese kann energetisch nicht optimiert werden, da es sich hierbei um eine Sicherheitsmaßnahme handelt, die notwendig ist, um ungewollte Entzündungen durch nicht verbrannte Gase im Brennraum und der Abgasanlage zu verhindern. Eine Optimierung kann nur dadurch erreicht werden, dass die Häufigkeit der Kesselstarts reduziert und aufgrund dessen die über die Abgasanlage abgeführte Wärmemenge vermindert wird.

Die Wärmemenge, welche je Brennerstart verloren geht, hängt von der Dauer der Vorbelüftung ab, bei der die oben errechnete Verlustleistung abgeführt wird. Bei den Pumpenwarmwasserkesseln liegt die Vorbelüftungszeit bei 90 s. Die daraus resultierende Wärmemenge berechnet sich wie folgt:

$$Q_{Verl.Vorb.} = \dot{Q}_{Verl.Vorb.} \cdot z = 73,44 \text{ kW} \cdot 90\text{s} \cdot \frac{\text{h}}{3600\text{s}} = 1,84 \text{ kWh}$$

Je Kesselstart werden 1,84 kWh Wärmeenergie durch die Vorbelüftung des Kesselraums vernichtet. Das entspricht bei einem brennwertbezogenen Wirkungsgrad von 86 % einer Endenergie von 2,13 kWh_{HS}. Zusätzlich entstehen durch die elektrischen Antriebe der Verbrennungsluftgebläse auch elektrische Verluste. Diese werden in dieser Betrachtung jedoch nicht weiter berücksichtigt.

Vergleich Pufferspeicher – Kesselanlage als Pufferspeicher

In den Kapiteln 5.3.3 und 5.3.4 wurden Pufferspeicher als Maßnahmen aufgezeigt, durch die die Kesselstarts in der Übergangszeit verringert und der Anteil an Biowärme erhöht werden kann.

Gegen die Nutzung der Kesselanlagen als Pufferspeicher sprechen die höheren Wärmeverluste gegenüber einem Pufferspeicher, welche zum einen aus der Luftdurchströmung des Brennraums, zum anderen aus der wesentlich schlechteren Dämmung herrühren. Zusätzlich lässt sich aus konstruktiven Gründen in einem Kessel eine nicht so gute Temperaturschichtung erreichen, wie sie in einem herkömmlichen Pufferspeicher vorliegt.

Für die Nutzung der Kesselanlagen als Pufferspeicher spricht jedoch, dass es sich hierbei um eine geringinvestive Maßnahme handelt, da lediglich Regelventile nachgerüstet und eine Erweiterung der Programmierung erfolgen müsste und diese Schritte auch bei der Installation eines zusätzlichen Pufferspeichers notwendig wären.

Um einen Vergleich der beiden Varianten ziehen zu können, werden die Vor- und Nachteile gegeneinander abgewogen und die jeweils entstehenden Verluste abgeschätzt. Dabei wird zum Vergleich davon ausgegangen, dass der Pufferspeicher einen Inhalt von rund 15 m³ aufweist, was dem Wasserinhalt der drei vorhandenen Gaskessel entspricht.

Um dem beschriebenen Effekt der Auskühlung über Luftzirkulation vom Kesselaufstellraum durch den Brennraum über die Abgasanlage in die Umgebung entgegenzuwirken, besteht die Möglichkeit die Kesselanlagen mit einer dicht schließenden, motorischen Abgasabsperrklappe auszustatten. Demnach kann der Luftweg über die Abgasanlage bei nicht Betrieb der Kesselanlage abgesperrt und damit die Auskühlung des Kessels reduziert werden. Bei dem stillgelegten Kessel sollten der Brenner sowie der Abgasstutzen demontiert und die vorhandenen Öffnungen im Kesselkörper verschlossen werden. Zusätzlich sollten die bisher nicht gedämmten Kesselbestandteile, wie die Kesselfront, mit einer Dämmung ausgestattet werden. Die hieraus entstehende Einsparung wird jedoch nicht weiter betrachtet.

Die Verlustleistung eines Kessels, während dieser nicht in Betrieb ist, beträgt 8,24 kW und wurde in Kapitel 5.2.4 berechnet. Um die Verluste in Strahlungsverluste sowie Verluste durch natürliche Luftzirkulation durch den Brennraum des Kessels aufzuteilen, wurden analog zu den Verlusten durch Vorbelüftung die Luftmenge, die während der Stillstandszeit des Brenners durch den Kessel zirkuliert, sowie die Temperatur am Ein- und Austritt des Kessels aufgenommen. Mit diesen Daten wird nach Formel 13 die Verlustleistung durch Luftzirkulation errechnet.

$$\dot{Q}_{Verl.Puffer} = 600 \frac{m^3}{h} \cdot 0,34 \frac{Wh}{m^3K} \cdot (45 - 25)K = 4.080 W = 4,08 kW$$

Durch das Verschließen sämtlicher Lüftungsöffnungen des Kessels, lassen sich somit die Stillstandsverluste rechnerisch ca. Halbieren (8,24 kW – 4,08 kW = 4,16 kW) verringern.

Weil davon ausgegangen werden kann, dass auch bei Nachrüstung einer Absperrklappe in der Abgasleitung sowie den Verschließen von Lüftungsöffnungen die Luftzirkulation nicht komplett zu unterbinden ist, wird in der weiteren Betrachtung davon ausgegangen, dass sich auch bei Nachrüstung einer motorischen Abgasklappe im Abgasweg die Verluste des Kessels um ca. 3 kW auf 5,24 kW reduzieren lassen.

Zum Vergleich werden nachfolgend die Oberflächenverluste eines üblichen Pufferspeichers ermittelt.

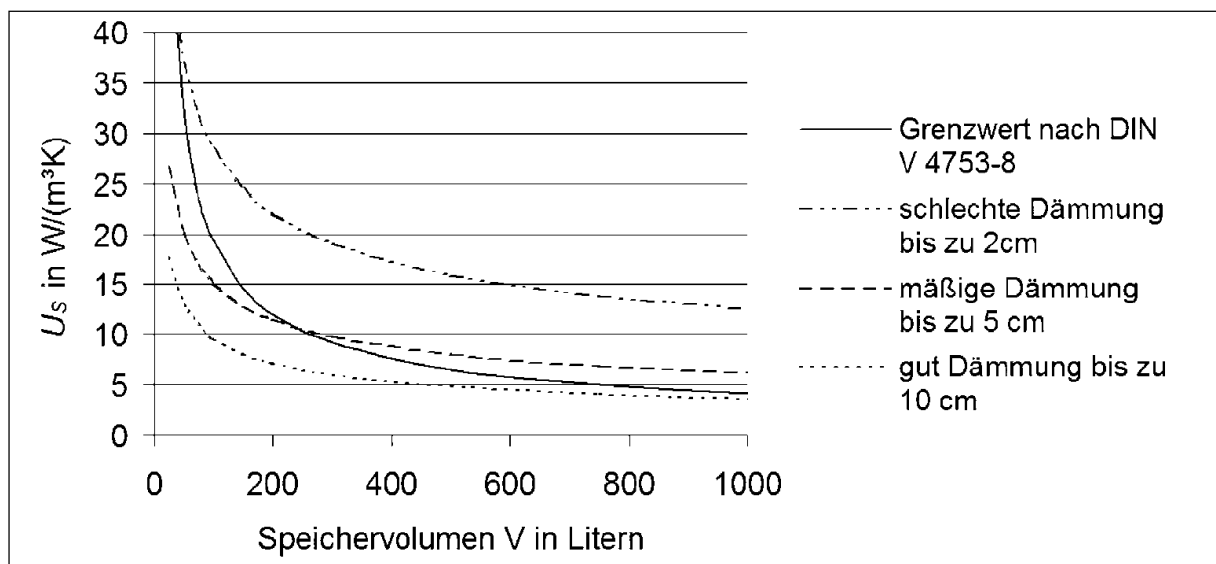


Bild 41 Volumenbezogener Speicherverlustkoeffizient abhängig vom Speichervolumen [14]

In Bild 41 sind die Verluste nur bis zu einem Speichervolumen von 1.000 Litern aufgetragen. Da die Verlustlinie bei guter Dämmung jedoch im Bereich größerer Volumina fast waagerecht verläuft, wird die Grafik auch für die beschriebenen 3 x 5 m³ verwendet. Bei einer mittleren

Speichertemperatur von 75°C, einer mittleren Umgebungstemperatur von 25°C und einem volumenbezogenen Speicherverlustkoeffizient von 3 W/(m³K) ergibt sich folgende Speicherverlustleistung.

$$\dot{Q}_{Verl.Puffer} = 3 \cdot 5 \text{ m}^3 \cdot 3 \frac{\text{W}}{\text{m}^3\text{K}} \cdot (75 - 25)\text{K} = 2.250 \text{ W} = 2,25 \text{ kW}$$

Die in verschiedenen Untersuchungen der Ostfalia gesammelten Erfahrungen zeigen jedoch, dass die realen Verluste von Pufferspeichern auf Grund von Wärmebrücken beispielsweise im Bereich der Anschlüsse fast doppelt so hoch sind [17].

Die Verlustleistung eines vergleichbaren herkömmlichen Pufferspeichers liegt somit ebenfalls in der Größenordnung der Verlustleistung einer der vorhandenen Kesselanlagen bei optimaler Ausstattung mit Abgasklappen sowie Verschließen der Lüftungsöffnungen an dem bereits stillgelegten Kessel. Für die weiteren Betrachtungen wird daher eine Verlustleistung von 5,24 kW analog der Strahlungsverluste der Kessel angesetzt.

Zusammenfassung Energieeinsparung

In den vorhergehenden Unterkapiteln wurden die einzelnen Maßnahmen zur Energieeinsparung separat betrachtet sowie spezifische Verluste berechnet, welche in diesem Kapitel zusammengefasst werden.

1. In den Sommermonaten bei geringer Leistungsabnahme kommt es häufig dazu, dass die Wärmeenergie des BHKWs in der Biogasanlage vernichtet wird, da nachmittags und abends keine größeren Leistungen in der Evangelischen Stiftung benötigt werden. In den frühen Morgenstunden werden dann wieder große Leistungen zur Trinkwarmwasserbereitung benötigt, so dass die Wärmeleistung der Biogasanlage nicht ausreicht und einer der vorhandenen Gaskessel zugeschaltet werden muss. Auch an sehr warmen Tagen sind somit drei bis fünf Kesselstarts notwendig.

Um diese wenigen Starts zu verhindern, besteht die Möglichkeit die überschüssige Wärme der Biogasanlage in einem Pufferspeicher zu speichern und mit der gespeicherten Wärme die Spitzenlasten in den Morgenstunden abzudecken. Nach Auswertung der Trendkurven hätten sich hierdurch bei einem Puffervolumen von ca. 15 m³ in den Monaten Mai bis September 2013 rund 325 Kesselstarts vermeiden lassen. Die hieraus resultierende Wärmemenge ergibt sich zu:

$$Q_{Verl.Vorb.} = Q_{Verl.Vorb.} \cdot n = 1,84 \frac{\text{kWh}}{\text{Start}} \cdot 325 \text{ Starts} = 596,7 \text{ kWh}$$

Bei der Auswertung der Trendkurven ist zwar bisher noch kein ganzes Jahr als Referenz aufgenommen, da jedoch nur im Sommer das Leistungsangebot der Biogasanlage über der Abnahme im Nahwärmenetz liegt, reicht die Auswertung der bisherigen Trendkurven für die Betrachtung aus.

2. Durch die Installation einer kleineren Kesselanlage zur Leistungsabdeckung bis maximal ca. 1.000 kW Leistung kann der Leistungsbereich, bis zu der Mindestleistung der vorhandenen Kesselanlagen, stufenlos abgedeckt werden. Dadurch werden längere Laufzeiten der Kesselanlagen und damit weniger Starts und so auch weniger Startverluste erreicht.

Nach Auswertung der in Bild 33 dargestellten Energieanalyse aus dem Verbrauch (EAV) liegt die dauerhafte Grundleistung der Biogasanlage bei rund 500 kW. Der Leistungsbedarf des Nahwärmenetzes kann durch einen 1.000 kW Kessel somit zwischen 500 kW und 1.500 kW abgedeckt werden. Die Wärmeabnahme durch das Nahwärmenetz wird in der EAV durch die blaue Kurve gekennzeichnet. Der beschriebene Leistungsbereich liegt nach Bild 33 zwischen 7°C und 15°C Außentemperatur.

Nach Tabelle 3 (Seite 45) stehen diese Temperaturen als mittlere Außentemperaturen in den Monaten März bis Oktober an. Da jedoch auch in den Monaten März und Oktober davon ausgegangen werden kann, dass die Leistungsgrenze von 1.500 kW überschritten wird und dann ohnehin eine der vorhandenen Kesselanlagen hinzugeschaltet werden muss, wird davon ausgegangen, dass lediglich in den Monaten April bis September eine Verringerung der Kesselstarts erreicht werden kann.

In diesem Zeitraum sind nach Auswertung der Trendkurven rund 3.060 Kesselstarts angefallen. 325 Starts können bereits durch die Nutzung eines Pufferspeichers vermieden werden. Die noch verbleibenden 2.735 Starts können durch den kleineren Kessel um rund 2.500 Starts reduziert werden. Das hieraus resultierende Einsparpotential kann nach Kapitel 0 wie folgt zusammengefasst werden.

$$Q_{Verl.Vorb.} = Q_{Verl.Vorb.} \cdot n = 1,84 \frac{kWh}{Start} \cdot 2.500 Starts = 4.590 kWh$$

Die zusätzliche Energieeinsparung, die durch die geringeren Verluste beim Start selbst bei einem kleineren Kessel erreicht wird, wird hierbei nicht weiter betrachtet.

3. Die Wärmeverluste für die Speicherung in einem Pufferspeicher bzw. in den vorhandenen Kesselanlagen ergeben sich jeweils aus der Betriebszeit der Speicherung sowie aus der errechneten Verlustleistung. Die Auswertung der Trendkurven hat ergeben, dass ein Wärmeüberschuss aus der Biogasanlage in den Monaten Juni bis August anfällt. Über den gesamten Zeitraum von 80 Tagen bzw. 1.920 Stunden müssten die Pufferspeicher in Bereitschaft sein und verursachen somit auch über den gesamten Zeitraum Wärmeverluste.

Bei der Variante Kesselanlagen als Pufferspeicher können die Kessel nacheinander geladen werden. Das hat den Vorteil, dass sich auch die Stillstandsverluste verringern. Für die weitere Betrachtung wird deshalb davon ausgegangen, dass einer der Kessel ohnehin in Bereitschaft wäre und durchschnittlich nur ein weiterer Kessel beladen ist und Verluste erzeugt. Die gesamten Verluste errechnen sich aus der Verlustleistung und der Dauer der Bereitschaft nach folgender Formel.

$$Q_{Verl.Puffer} = \dot{Q}_{Verl.Puffer} \cdot Z$$

Hieraus ergeben sich nachfolgende Verluste:

a) Herkömmlicher Pufferspeicher

$$Q_{Verl.Puffer} = 5,24 kW \cdot 1.920 \frac{h}{a} = 10.060 \frac{kWh}{a}$$

b) Kesselanlagen ohne Abgasklappe

$$Q_{Verl.Puffer} = 8,24 kW \cdot 1.920 \frac{h}{a} = 15.820 \frac{kWh}{a}$$

c) Kesselanlagen (drei Stück) mit Abgasklappe

$$Q_{Verl.Puffer} = 5,24 kW \cdot 1.920 \frac{h}{a} = 10.060 \frac{kWh}{a}$$

Die zuvor berechneten Einsparpotentiale sowie anstehenden Verluste an Wärmeenergie für die verschiedenen Maßnahmen sind in der nachfolgenden Tabelle zusammengefasst. Bei der durch die Biogasanlage erzeugten Wärmeenergie handelt es sich aus Sicht der Evangelischen Stiftung Neuerkerode bereits um Endenergie, da diese in der Stiftung nicht mehr umgewandelt werden muss, sondern bereits als Wärmeenergie übergeben wird.

Die Gaskessel haben einem mittleren, heizwertbezogenen Wirkungsgrad nach Tabelle 1 (Seite 41) von 95,5 %, bzw. brennwertbezogen umgerechnet von 86,0 %.

Beschreibung der Maßnahme	Wärmeenergieersparnis [kWh/a]	Erzeuger	Endenergie, brennwertbezogen [kWh/a]
Verringerung Kesselstarts durch Pufferspeicher	600	Gas-Kessel	700
Verringerung Kesselstarts durch kleinere Kesselanlage	4.590	Gas-Kessel	5.340
Wärmeverluste Pufferspeicher	10.060	Biogasanlage	10.060
Wärmeverluste Kesselanlage als Pufferspeicher OHNE Abgas-Absperrklappen	15.820	Biogasanlage	15.820
Wärmeverluste Kesselanlage als Pufferspeicher MIT Abgas-Absperrklappen	10.060	Biogasanlage	10.060

Tabelle 4 Zusammenfassung Energieeinsparung durch Optimierungsmaßnahmen

5.4.2 Ökonomische Betrachtung

Nachfolgend wird betrachtet, inwiefern sich die einzelnen Optimierungsmaßnahmen aus wirtschaftlicher Sicht darstellen. Hierzu wird analog zu Tabelle 4 in Tabelle 5 die zu erwartende Einsparung durch die einzelnen Maßnahmen dargestellt.

Beschreibung	Endenergieeinsparung	Einsparung/ Mehraufwand
Verringerung Kesselstarts durch kleinere Kesselanlage	5.340 kWh _{HS}	- 315,06 €
Verringerung Kesselstarts durch Pufferspeicher	690 kWh _{HS}	- 40,71 €
Wärmeverluste Pufferspeicher	10.060 kWh _{Biowärme}	+ 311,86 €
Wärmeverluste Kesselanlage als Pufferspeicher OHNE Abgas-Absperrklappen	15.820 kWh _{Biowärme}	+ 490,42 €
Wärmeverluste Kesselanlage als Pufferspeicher MIT Abgas-Absperrklappen	10.060 kWh _{Biowärme}	+ 311,86 €

Tabelle 5 Zusammenfassung Kosteneinsparung/Mehraufwand für Optimierungsmaßnahmen

Für die Betrachtung der Kosteneinsparung wird von einem Gaspreis von 0,059 €/kWh_{HS} und einem Preis für Biowärme von 0,031 €/kWh_{Wärme} ausgegangen [13].

Auf eine detaillierte Investitionsostenschätzung wurde verzichtet, da die Energiekosteneinsparungen so gering ausfallen, dass vor allem hohe Investitionen aber auch geringinvestive Maßnahmen offensichtlich unwirtschaftlich sind.

Die vorstehende Zusammenfassung zeigt, dass sich aktuell keine der untersuchten Maßnahmen wirtschaftlich darstellt. Dieser Zustand ist vor allem der Tatsache geschuldet, dass durch die verschiedenen Vorschläge nicht nur zusätzlicher Nutzen, sondern auch zusätzliche Verluste generiert werden.

Bei der Betrachtung zur Vermeidung von Kesselstarts durch Wärmespeicherung in einem Pufferspeicher bzw. den vorhandenen Kesseln können, auf Grund des verhältnismäßig geringen Speichervolumens, zu wenig Kesselstarts vermieden werden, um einen wirtschaftlichen Betrieb zu erreichen. Lediglich bei dem Einsatz einer kleineren Kesselanlage für den Sommer werden die Verluste insgesamt verringert. Auf Grund der hohen Investitionskosten stellt sich jedoch auch hier keine wirtschaftliche Situation dar.

5.4.3 Ausblick

Die Untersuchungen zeigen, dass sich bei der aktuellen Anlagensituation und den derzeitigen Energiepreisen keine der vorgeschlagenen Maßnahmen wirtschaftlich darstellt. Es sollten daher im jetzigen Anlagenbestand keine größeren Investitionen in die Energieerzeugung und Speicherung in der Heizzentrale getätigt werden.

Vor allem unter dem Aspekt der weiteren Abkopplung einzelner Verbraucher sollte der tatsächliche Energieverbrauch weiter analysiert und die noch verbleibenden Verbraucher optimiert werden. Im Zuge von Optimierungsmaßnahmen bei den Verbrauchern sollte in jedem Fall auch die Sanierung der Wärmeübergabestationen der Gebäude zusammen mit der Instandsetzung/Optimierung der Regelung durchgeführt werden.

Im optimalen Zustand wird dann gleichzeitig jeder Verbraucher analog der Schlechtpunktmesung mit der Regelung in der Heizzentrale verknüpft. So kann die Erzeugung auf den tatsächlichen Bedarf angepasst werden. Außerdem sollte bei Sanierungsmaßnahmen darauf geachtet werden, dass sämtliche Anlagenkomponenten auf ein niedriges Temperaturniveau ausgelegt werden, um langfristig die gesamte Netztemperatur weiter senken zu können und damit Verteilverluste zu verringern.

Die Wärmeerzeugung sollte dann nach Optimierung der Verbraucherseite erneut untersucht werden, da vermutet wird, dass sich zum einen der Nutzungsgrad der bestehenden Kesselanlage bei geringerer Abnahme weiter verschlechtert und zum anderen durch die optimierten Wärmeübergabestationen im Nahwärmenetz eine Senkung der Rücklauftemperatur erreicht wird, was je nach Optimierungsgrad die Installation eines Brennwertkessels wirtschaftlich werden lässt.

6 Ergebnisse der umgesetzten Maßnahme

Der nachfolgende Abschnitt befasst sich mit der Auswertung der erreichten Einspeisung an Biowärme. Zunächst erfolgt eine detaillierte Analyse der Phase der Inbetriebnahme sowie Betriebsoptimierung der neuen Regelung (Januar bis September 2013). Der zweite Abschnitt wertet die Langzeitergebnisse im (2006 bis 2013) Vergleich aus.

6.1 Detailanalyse der Betriebsoptimierungsphase

Die in Kapitel 3 beschriebene Schlechtpunktmessung zur Optimierung der Wärmeeinspeisung durch die Biogasanlage wurde zunächst im Februar provisorisch und dann anschließend im März mit der dafür vorgesehenen Regelungsanlage in Betrieb genommen. Nach Fertigstellung der Regelungsanlage wurden Trendkurven ausgewertet, durch die weitere Störquellen wie hohe Rücklaufftemperaturen ermittelt werden konnten. Nach dem Verschließen verschiedener Kurzschlüsse sowie Reparatur einiger Regelventile konnten die Rücklaufftemperaturen im April weiter gesenkt werden, sodass die Biogasanlage nun einen höheren Anteil der Wärmeversorgung übernehmen kann. Erste Auswertungen im Juni zeigten ein sehr positives Ergebnis der Monate April und Mai.

Nachfolgendes Bild 42 zeigt die Wärmeeinspeisung der Biogasanlage für die Monate Januar bis September im Vergleich zu den Jahren 2011 bis 2013. Zusätzlich zu der eingespeisten Wärmemenge werden in Bild 43 die mittleren Leistungen, die von der Biogasanlage in das Nahwärmenetz eingekoppelt werden, aufgezeigt.

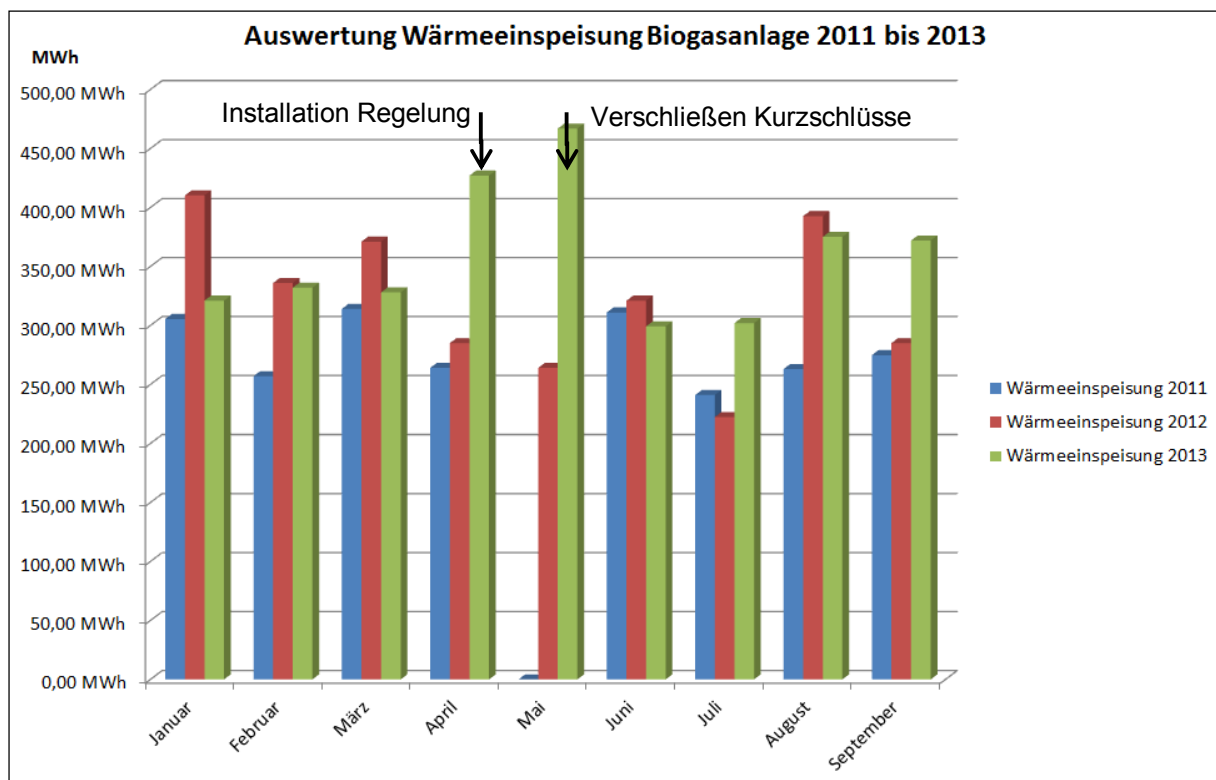


Bild 42 Auswertung Wärmeeinspeisung Biogasanlage 2011 bis 2013

Es ist ersichtlich, dass der Biowärmeanteil nach Aufnahme des Regelbetriebs sowie Beseitigung der Kurzschlüsse im Netz im Monat Mai auf über 450 MWh gestiegen ist. Im Vergleich zum Vorjahr entspricht das einer Steigerung um fast 200 MWh und einer Steigerung der durchschnittlich eingekoppelten Wärmeleistung von 355 kW auf 628 kW.

Die spätere Auswertung der Wärmeeinspeisung der Monate Juni bis September 2013 zeigt jedoch, dass in diesen Monaten die Wärmeeinspeisung wieder zurückgegangen ist. Für diese Monate muss daher eine detaillierte Betrachtung durchgeführt werden, um weitere Fehlerquellen auszuschließen.

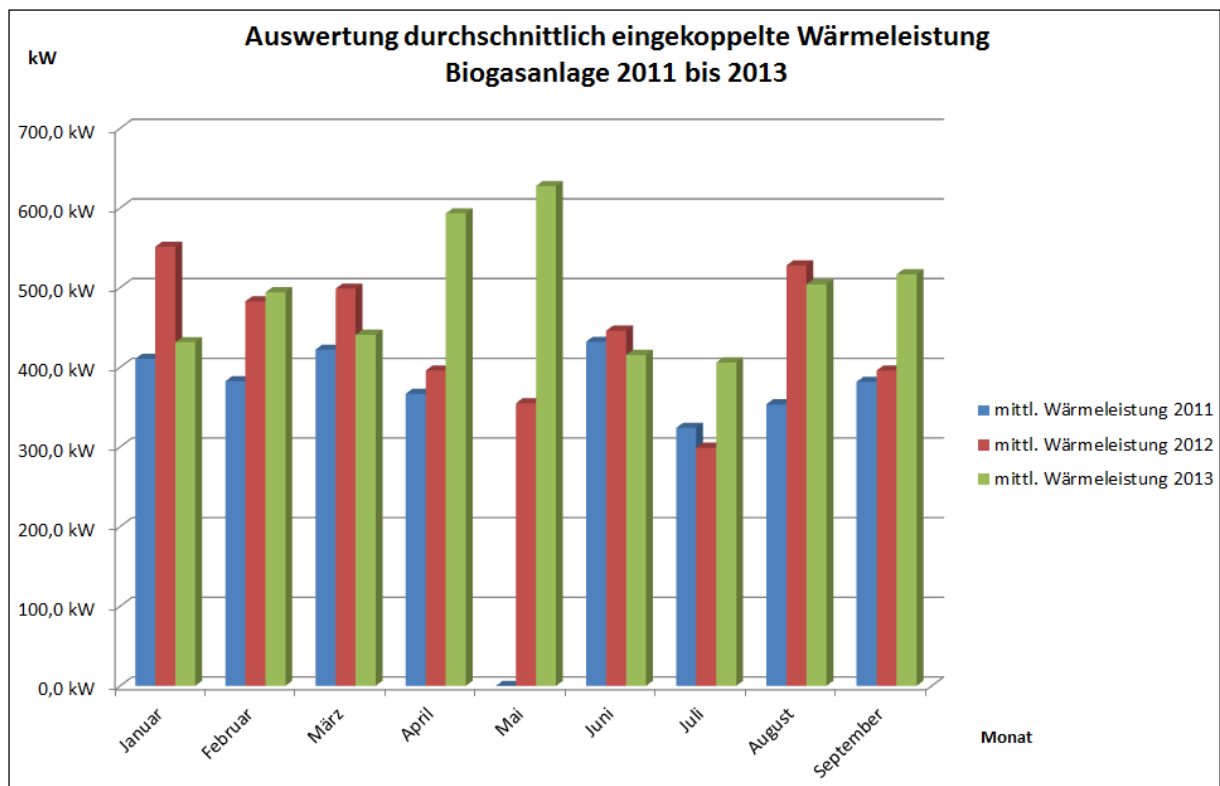


Bild 43 Auswertung durchschnittlich eingekoppelte Wärmeleistung Biogasanlage 2011 bis 2013

Im Monat Juni fiel die Biowärmeeinspeisung deutlich geringer aus. Die Auswertung der Trendkurven zeigt hier, dass es mit steigender Außentemperatur und der damit verbundenen, geringeren Wärmeabnahme erneut zu Schwierigkeiten im Zusammenspiel der Regelungen für die beiden Pumpen (Biogasanlage, Heizzentrale) gab. Hier mussten vor allem im Übergangsbereich von gemeinsamer Versorgung Biogasanlage/Heizzentrale und der alleinigen Versorgung durch die Biogasanlage noch verschiedene Parameter in Bezug auf Schnelligkeit und damit Schwingungsverhalten der einzelnen Regelkreise angepasst werden.

Im Monat Juli lag die Wärmeeinspeisung wieder bei rund 80 MWh über dem Vergleichswert aus dem Jahr 2012. Nach Installation eines neuen Wärmemengenzählers im Kesselhaus wurde jedoch festgestellt, dass im Juli zusätzlich 41,3 MWh aus der Heizzentrale in das Nahwärmenetz eingespeist wurden. Vor allem in den Sommermonaten sollte die Biogasanlage dazu in der Lage sein, die komplette Wärmeversorgung in Neuerkerode zu übernehmen. Auch hier musste erneut überprüft werden, ob Fehlfunktionen der Anlage vorliegen. Hierzu werden zwei Bedingungen überprüft: zum einen muss festgestellt werden, ob die Biogasanlage durchgängig in Betrieb war, zum anderen muss ermittelt werden, wann die Wärmemenge aus der Heizzentrale entnommen wurde.

In folgender Grafik sind die Betriebszustände der Biogasanlage vom 01. bis 04. Juli 2013 dargestellt.

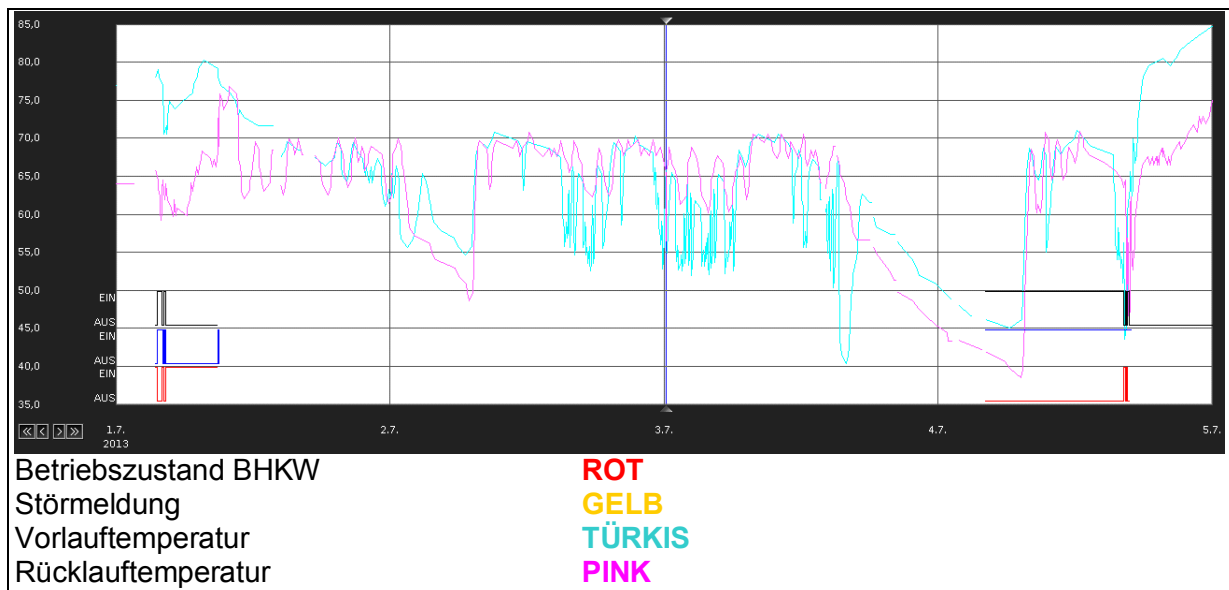


Bild 44 Betriebszustand Biogasanlage 01.07.2013 bis 04.07.2013

Das Störmeldesignal schlägt am 01. Juli mehrmals aus, bevor dann alle Signale der Biogasanlage erlöschen. Erst am 04. Juli ist wieder ein Signal sichtbar. Hier wird immer noch eine Störung des BHKWs angezeigt. In der Zwischenzeit sinken die Vorlauftemperatur und die Rücklauftemperatur am Einspeisepunkt ab und verlaufen nahezu identisch. Daraus lässt sich schließen, dass über den gesamten Zeitraum keine Wärme durch das BHKW der Biogasanlage in das Nahwärmenetz eingekoppelt wurde.

Bei einer Stillstandszeit von rund 80 Stunden und einer mittleren Leistung von 500 kW ergibt sich hieraus eine Wärmemenge von 40 MWh, welche stattdessen von der Heizzentrale geliefert werden musste. Das stimmt annähernd mit der tatsächlich am Wärmemengenzähler der Heizzentrale abgelesenen Wärmemenge überein.

Es wird jedoch noch zusätzlich überprüft, ob die Wärmemenge, die im Monat Juli in der Heizzentrale erzeugt wurde, auch tatsächlich im Zeitraum vom 01. bis 04. Juli entnommen wurde. Aus dem Volumenstrom der Nahwärmepumpe im Kesselhaus sowie den Temperaturen im Vorlauf und im Rücklauf des Kesselkreises wird eine theoretische Wärmemenge nach Formel 1. Da die Pumpenvolumenströme nicht so exakt sind wie die eines Wärmemengenzählers, können die Angaben nicht als Abrechnungsgrundlage dienen. Um einen groben Überblick über die Verbräuche zu erhalten, sind die Daten jedoch hinreichend genau.

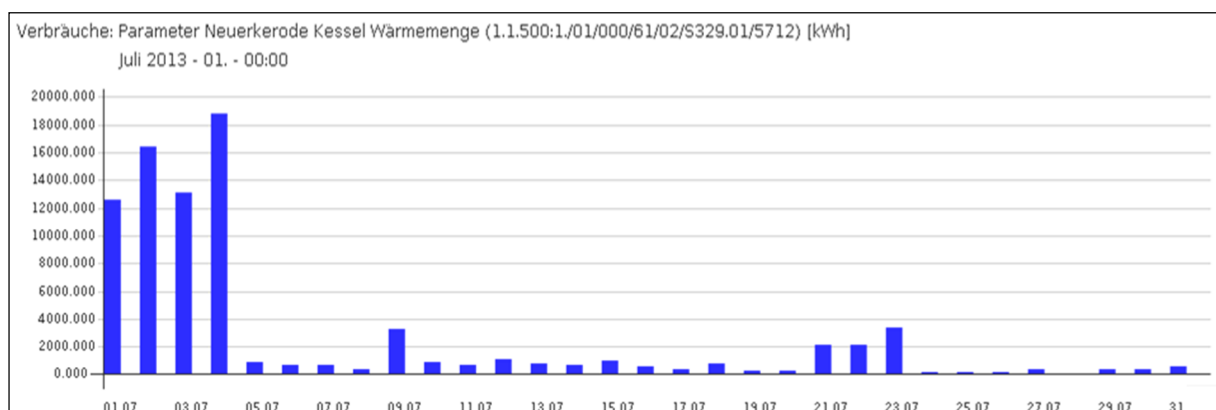


Bild 45 Errechnete Wärmemenge Heizzentrale Juli 2013

Bild 45 zeigt, dass die Wärmemenge in der Heizzentrale überwiegen im vermuteten Zeitraum vom 01. bis 04. Juli entnommen wurde. Das bestätigt die Theorie, dass die verbrauchte Wärmemenge auf Grund des BHKW-Ausfalls der Biogasanlage notwendig wurde.

Im Monat August lag die Wärmeeinspeisung der Biogasanlage mit 375 MWh annähernd auf dem Niveau des Vorjahres. Von der Heizzentrale wurde im August lediglich 7,6 MWh in das Netz eingekoppelt. Die anteilige Deckung durch die Biogasanlage liegt somit bei 98 %, was darauf schließen lässt, dass durch die Verbraucher nicht mehr Wärme benötigt wurde. Die 7,6 MWh der Heizzentrale ergeben sich aus kurzen Leistungsspitzen bei der Warmwasserbereitung, die die Biogasanlage nicht abdecken konnte. Hinweis: diese Energiemenge ließe sich ggf. durch einen Pufferspeicher vermeiden.

Die Wärmeeinkopplung der Biogasanlage im September wurde von 285 MWh im Jahr 2012 auf 372 MWh im Jahr 2013 erhöht. Das entspricht einer durchschnittlichen Leistungssteigerung von 396 kW auf 517 kW.

Trotzdem wurde ein Teil des vorgeschriebenen Projektziels – die Einspeisung von 400 MWh pro Monat – nicht erreicht. Um zu überprüfen, woran dieser Umstand liegt, wird die eingespeiste Wärmemenge der Heizzentrale mit einem Wert von 110,8 MWh ermittelt und mittels der bereits beschriebenen Näherungsauswertung festgestellt, wann die Wärme im September zugeführt wurde.

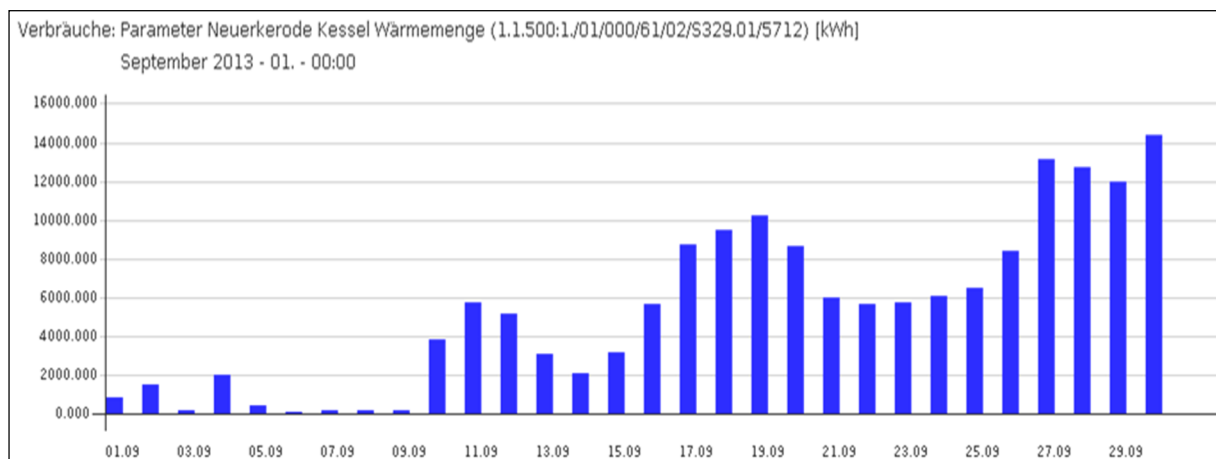


Bild 46 Verlauf Wärmeeinspeisung Heizzentrale im Monat September 2013

Bild 46 zeigt den Verlauf der Wärmeeinspeisung aus der Heizzentrale im Monat September 2013. Es ist ersichtlich, dass der Wärmeverbrauch in der Heizzentrale mit sinkender Außentemperatur ab dem 10. September zugenommen hat.

Als Störquelle wurde die Umfahrung des Abgaswärmeübertragers in der Biogasanlage betrachtet. Hier zeigt sich, dass der Abgaswärmeübertrager fast ausschließlich in den Tagen vom 01. bis 09 September umfahren wurde und somit Wärmevernichtung anstand. In diesen Tagen konnte wegen der höheren Außentemperaturen nicht die gesamte Wärme der Biogasanlage im Nahwärmenetz genutzt werden.

Es lässt sich somit ausschließen, dass in der Biogasanlage Wärme vernichtet und parallel dazu Wärme aus der Heizzentrale zusätzlich erzeugt wird, was ebenfalls eines der Projektziele beschreibt.

Werden jedoch die Zahlen genauer betrachtet, so zeigt sich, dass der Abgaswärmeübertrager im gesamten Monat 65 Stunden ausgekoppelt war (64 Stunden im Zeitraum 01. bis 09. September) und das BHKW insgesamt 4 Stunden auf Grund von Störungen außer Betrieb war.

Eine Abschätzung der in diesen Zeiten entgangenen Biowärmenutzung ergibt sich wie folgt:

- Störzeiten: Wärmeleistungsverlust 550 kW (Leistung Biogasanlage), Zeit 4 h
- Auskopplung Abgaswärmeübertrager: Wärmeleistungsverlust 300 kW, Zeit 64 h

Es ergibt sich eine Gesamtwärmemenge von 21,7 MWh, welche theoretisch im September noch zusätzlich hätte in das Nahwärmenetz eingespeist werden können. Wird diese Wärmemenge zu den tatsächlich eingespeisten 372 MWh addiert, ergibt sich ein Einspeisepotential von 393,7 MWh bei einer theoretischen Ausnutzung von 100 % der von der Biogasanlage zur Verfügung gestellten Wärmemenge.

Die Wärmemenge liegt dann jedoch immer noch unter dem vorgegebenen Projektziel von durchschnittlich 400 MWh Einspeisung je Monat. Es muss daher noch zusätzlich überprüft werden, ob die Biogasanlage grundsätzlich in der Lage ist, die Spitzenleistungen von ca. 600 kW, wie sie in den Monaten April und Mai erreicht wurden, trotz der Schwankungen bei der Biogaserzeugung, dauerhaft zu produzieren.

In einer kurz vor der Fertigstellung dieser Arbeit erhaltenen Stellungnahme des Biogasanlagenbetreibers gibt dieser an, dass das BHKW in den Monaten Juni und Juli häufig auf Grund von Störungen ausfiel. Die Störungen dauerten teilweise 2 bis 3 Tage an. In diesen Monaten war, wie bereits vermutet, eine höhere Wärmeeinkopplung nicht möglich.

Für den Monat September bestätigt der Betreiber eine gute Betriebsweise, jedoch eine Einspeisung von 402 MWh. Dieser Wert passt nicht genau mit den gegebenen Daten aus Neuerkerode überein. Das liegt vermutlich jedoch nur an der unterschiedlichen zeitlichen Datenaufnahme (Fehler durch ungleiche Definition des Monatsanfangs/-endes).

Grundsätzlich muss die eingespeiste Wärmemenge weiterhin kontrolliert werden. Spätestens nach der Betriebszeit über ein gesamtes Jahr sollte eine weitere Auswertung der eingespeisten Wärmemengen erfolgen und eine Überprüfung des Projektziels durchgeführt werden.

6.2 Langzeitvergleich

Die Biogasanlage wurde im Jahr 2005 errichtet. Die vertraglich geregelte Biowärmelieferung besteht seit Anfang 2006. Bild 47 zeigt die monatlichen abgerechneten Wärmemengen. Erkennbar ist in vielen Jahren eine verminderte Wärmeeinspeisung im Sommer. Insgesamt ist ein positiver Trend erkennbar. Die Maßnahmen zu Steigerung der Abnahme zeigten entsprechende Wirkung.

Wird das markierte Jahr 2013 im Vergleich zum vorherigen Zeitraum betrachtet, so kann festgestellt werden, dass in der ersten Jahreshälfte (grau, gelb für Probetrieb und Optimierungsphase) kein wesentlicher Unterschied feststellbar ist.

Ab Wirksamwerden der Betriebsoptimierung (grün) steigen die Erträge deutlich – wobei der letzte Wert im Dezember nicht überbewertet werden darf. Erfahrungsgemäß liegt hier ein Ablesefehler vor – der Zähler wird erst innerhalb der ersten Januarwoche ausgelesen. Der Januarwert des Folgejahres ist entsprechend geringer.

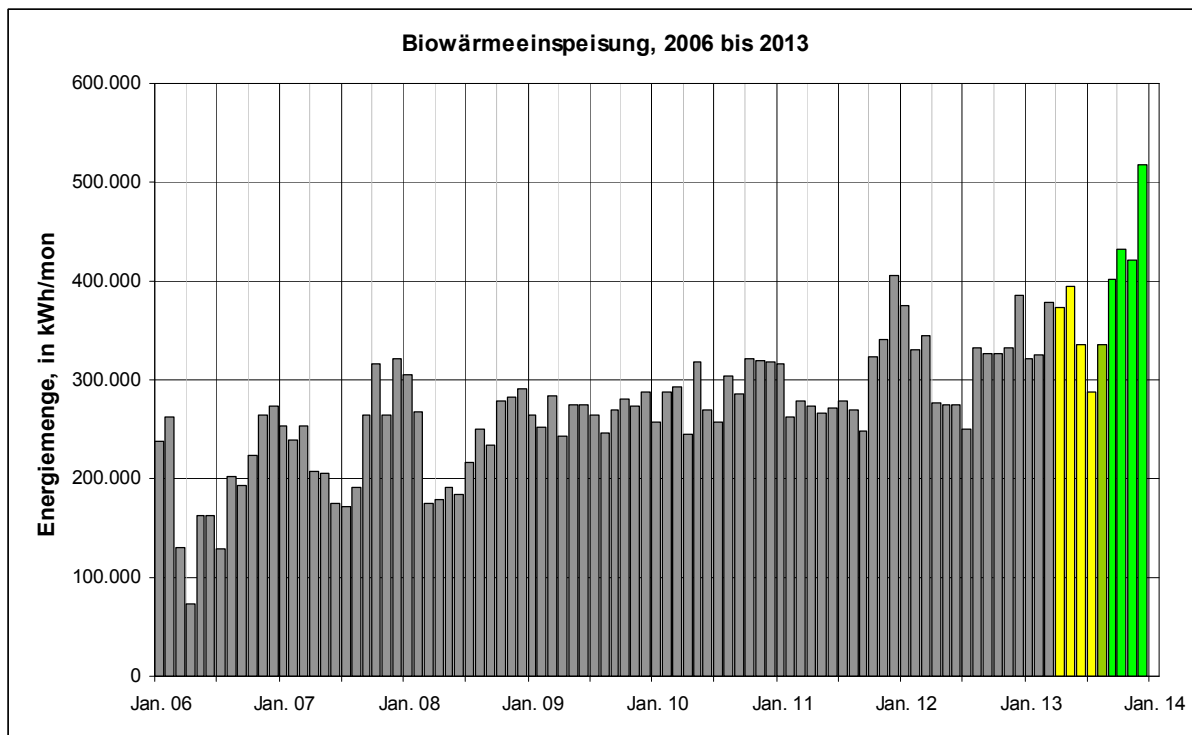


Bild 47 Monatliche Biowärmeeinspeisung 2006 bis 2013

Die jährlich abgerechneten Energiemengen können als Jahresdauerleistungen aufgetragen werden – Bild 48. Ein typischer Wert in der Phase des DBU-Umsetzungsprojektes vor Optimierung der Regelung liegt bei 400 kW. Mit Wirksamwerden der Optimierung ergibt das Jahr 2013 einen Wert von knapp 520 kW – obwohl nur maximal ein halbes Jahr Regelbetrieb zu verzeichnen war.

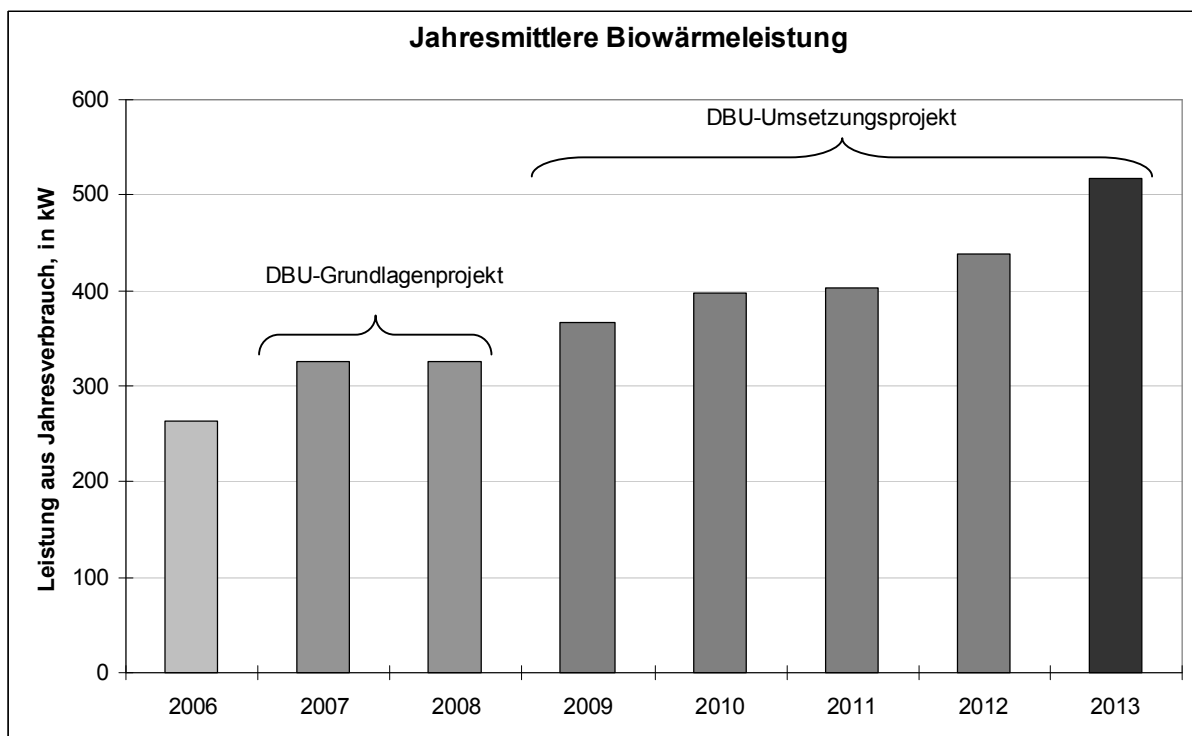


Bild 48 Jahresmittlere Dauerleistung für Biowärmeeinspeisung 2006 bis 2013

Aus der detaillierten Betrachtung der monatsmittleren Leistungen kann eine Abschätzung über den künftigen Dauerbetrieb und damit die erreichte Einsparung getroffen werden. Bild 49 zeigt die monatsmittleren Leistungen für das Jahr 2013.

Ab Mitte April kann von einem Optimierungsbetrieb mit Fehlerkorrekturen ausgegangen werden. Ab Mitte August beginnt etwa der Regelbetrieb – sicher im September. Der Dezemberwert ist aus oben geschilderten Gründen zunächst als nicht repräsentativ anzusehen. Über 700 kW Dauerleistung sind fragwürdig, da die Anlage nur etwa 550 ... 600 kW Leistung hat.

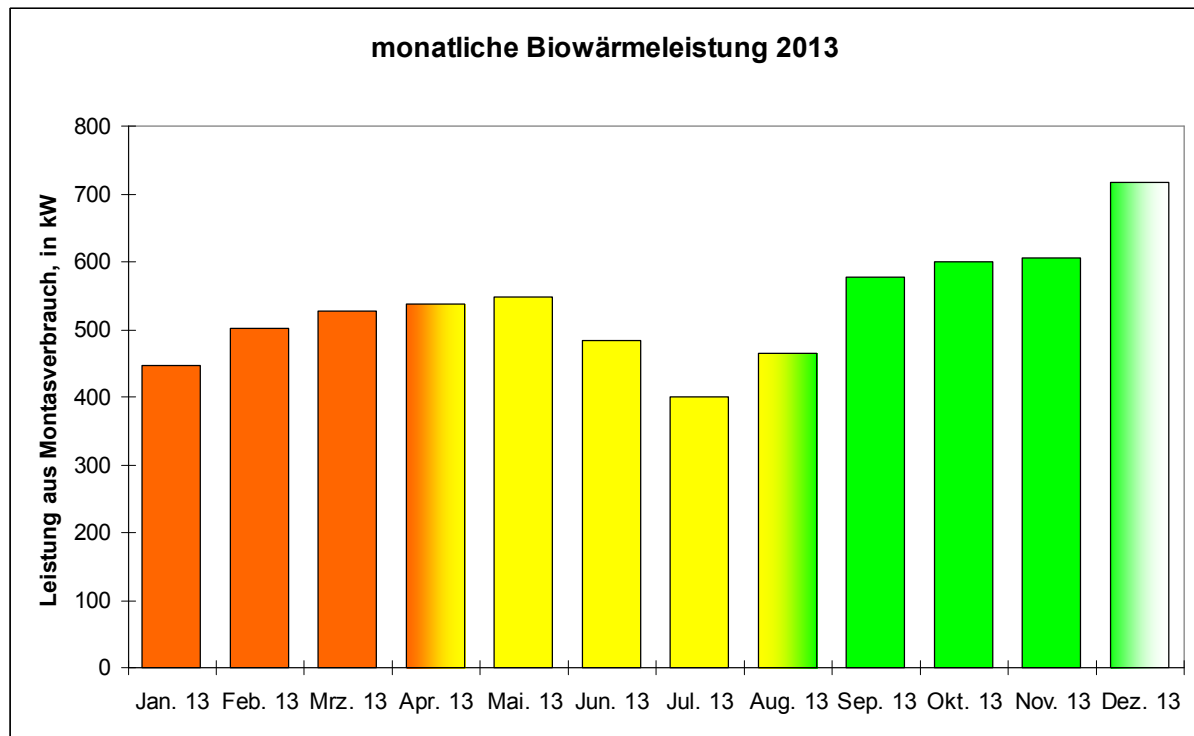


Bild 49 monatsmittlere Dauerleistung für Biowärmeeinspeisung 2013

Folgende Werte sollen zur Abschätzung eines typischen künftigen Jahres und der erreichten Einsparung dienen:

- Sommerwert (3 Monate): 450 kW – die Einspeisung ist hier limitiert durch die Abnahme der Liegenschaft
- Wert für die restliche Zeit (9 Monate): 600 kW

Als prognostizierte jährliche Biowärmelieferung ergibt sich somit eine Energiemenge von ca. 4930 MWh/a (Ø pro Monat: 411 MWh/a). Wird als Referenzwert ein Mittel der Jahre 2009 bis 2012 gebildet, lag der Wert vor der Optimierung bei 3510 MWh/a (Ø pro Monat: 293 MWh/a).

Der Erfolg der Optimierung liegt demnach bei ca. **+ 1420 MWh/a erhöhter Einspeisung**. Diese Energiemenge muss nicht von der Kesselanlage erzeugt werden. Es entfallen zumindest zusätzlich noch die Abgasverluste, die ansonsten angefallen wären. Aufgrund der gleichzeitig erfolgten regelungstechnischen Optimierung der Kessel ggf. zusätzliche Betriebsbereitschaftsverluste, die jedoch an dieser Stelle nicht berücksichtigt werden (konservativer Ansatz). Mit einem Wirkungsgrad des Kessels von 86,4 % (brennwertbezogen) liegt die **Gasersparnis bei 1640 MWh/a**.

Zu Preisen von 2013 (Ø Gaspreis: 0,0487 €/kWh, Ø Biowärmepreis 0,0311 €/kWh) ergibt sich eine **Kostenersparnis von 28.900 €/a**.

7 Schlussbetrachtung

Die Projektumsetzung zur Erhöhung des Biowärmeanteils in der Evangelischen Stiftung in Neuerkerode hat eine Vielzahl an Erkenntnissen mit sich gebracht, die bei der Umsetzung ähnlicher Projekte berücksichtigt werden sollten.

Vor allem die teilweise extrem sanierungsbedürftigen Übergabestationen haben zu Beginn der Umsetzung und während der Inbetriebnahme deutliche Schwierigkeiten bereitet. Zu hohe Rücklauftemperaturen verringern die Wärmeausbeute aus der Biogasanlage deutlich. Hier ist ein hydraulischer Abgleich sowie das Aufspüren und Verschließen von Bypassleitungen zwischen Vor- und Rücklauf unumgänglich, um die Rücklauftemperatur dahingehend zu senken, so dass ein störungsfreier Betrieb des BHKWs erreicht wird.

Eine weitere Erkenntnis, die aus der Projektumsetzung gezogen wurde, ist, dass es vor allem an den Schnittstellen im Bereich der Regelungstechnik oder auch durch nicht kommunizierende Regelanlagen immer wieder zu Problemen kommt.

So werden beispielsweise durch schwingende Regelungen auf der Verbraucherseite hohe Volumenströme im Netz generiert, welche wie im vorliegenden Fall durch die Erzeugerseite ausgeglichen werden müssen. Aber auch auf der Erzeugerseite wurde festgestellt, dass es kritische Betriebszustände gibt, in denen die übergeordnete Pumpenregelung in der Heizzentrale mit Ansteuerung der Pumpe in der Biogasanlage und die interne Regelung der Biogasanlage gegeneinander arbeiten und das gesamte System in Schwingungen versetzt wird.

Diese Phänomene treten vorrangig in den Übergangsphasen zwischen alleinigem Betrieb der Biogasanlage und zusätzlichem Betrieb der Gaskessel in der Heizzentrale auf. Es sollte deshalb prinzipiell bei der Planung von Anlagen versucht werden, die Regelanlagen sämtlicher Verbraucher und Erzeuger, wie bereits bei den Schlechtpunktmessungen teilweise umgesetzt, weitestgehend miteinander zu verknüpfen und somit die eingestellten Regelparameter aufeinander abzustimmen.

Eine weitere Neuheit bei der Projektumsetzung bietet der Abschluss eines Werkvertrages mit Erfolgsgarantie. Diese ist grundsätzlich richtig und wichtig. Es sollte zwar generell das Bestreben eines jeden Anlagenplaners sowie Anlagenherstellers sein, einen möglichst effizienten Anlagenbetrieb zu erreichen. Der wirtschaftliche Anreiz fördert jedoch weiterhin das Streben zum Erreichen der versprochenen Einsparung und sorgt auch nach Abschluss der Arbeiten vor Ort und erfolgter Abnahme für eine kontinuierliche Betreuung und Überwachung des Projektzieles.

Die Beobachtung der Trendkurven und Einsparungen hat bei diesem Projekt deutlich gezeigt, dass ein Großteil der Schwierigkeiten und Problemstellungen erst nach vollständiger Umsetzung der Maßnahmen und Wiederaufnahme des regulären Betriebes auftreten. Diese gilt es dann mittels einer möglichst lückenlosen Dokumentation der Betriebszustände u.a. durch Trendkurven zu erläutern und zu beheben.

Abschließend wird daher festgestellt, dass in Werkverträgen nicht ausschließlich die Errichtung eines Gegenstandes mit der zugehörigen Abnahme und Gewährleistung sondern auch die spätere Betriebsweise und Effizienz festgeschrieben werden sollten. Weiterhin ist es fundamental wichtig, detaillierte Erkenntnisse über die Betriebszustände einer Anlage in Form von Trendkurven sowie über Verbräuche in Form von Zählerauswertungen dauerhaft zu dokumentieren und auszuwerten, um so das Vertragsziel zu überprüfen. Außerdem können so Fehlfunktionen im Sinne aller Projektbeteiligten rechtzeitig erkannt und unnötige Mehrverbräuche vermieden werden. Nur durch diese Maßnahme wird ein dauerhaft ökonomisch und ökologisch effizienter Anlagenbetrieb erreicht und damit ein Nutzen für alle beteiligten Projektpartner generiert.

8 Anhang

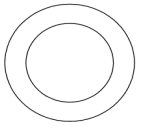
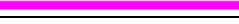
8.1 Quellen

- [1] Mewes, Stefan; "Wärmeversorgung Evangelische Stiftung in Neuerkerode - Hydraulische Optimierung des Nahwärmenetzes und regelungstechnische Verknüpfung der Wärmeerzeuger zur Erhöhung des Biowärmeanteiles "; Teil des Umsetzungsprojektes Neuerkerode; Masterarbeit an der Ostfalia Hochschule Wolfenbüttel; unveröffentlicht; Oktober 2013
- [2] http://www.delta-q.de/cms/de/projekte/dbu_neuerkerode.html
- [3] Zur Verfügung gestellt von der Technischen Abteilung der Evangelischen Stiftung in Neuerkerode
- [4] Berechnungen "Hydraulik V4" – Dr.-Ing. Kati Jagnow
- [5] VDMA 24199 "Regelungstechnische Anforderungen an die Hydraulik bei Planung und Ausführung von Heizungs-, Kälte-, Trinkwarmwasser- und Raumluftechnischen Anlagen" Stand Juli 2004
- [6] Technische Daten Grundfos Pumpen; www.grundfos.de
- [7] Bericht "Hydraulische Optimierung des Wärmenetzes" von Dr.-Ing. Kati Jagnow, B. Eng. Li Ning und Prof. Dr.-Ing. Dieter Wolff
- [8] Technische Daten Absperrventile: KSB Aktiengesellschaft www.ksb.com
- [9] Persönliche Gespräche und Auszüge Regelungsprogramm Joachim Tschiskale, Tschiskale GmbH, Bergen
- [10] Mess- und Übergabeprotokoll Firma ELCO vom 16. November 2012, Monteur Herr Heimrich
- [11] Grundlagen der Gastechnik, 7. Auflage, Günter Cerbe
- [12] Temperaturdaten Deutscher Wetterdienst, Station Hannover Langenhagen; www.dwd.de
- [13] Bericht Mediengrunddaten 2012; Dr.-Ing., Kati Jagnow, B.Eng. Marius Mieke; Prof. Dr.-Ing. Dieter Wolff
- [14] Recknagel – Taschenbuch für Heizung + Klimatechnik 75. Auflage 2011| 2012
- [15] Technische Daten Pumpen: www.wilo.de
- [16] DIN V 4701-10 Tabelle C.4-1 Primärenergiefaktoren Stand 2003-08
- [17] Hinweis Prof. Dr.-Ing. Dieter Wolff Ostfalia Hochschule für angewandte Wissenschaften

8.2 Formelzeichen und Symbole

Formelzeichen	Einheit	Begriffe
C	$\left[\frac{\text{bar h}^2}{\text{m}^6}\right]$	Hydraulischer Widerstand
c_p	$\left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}\right]$	Spezifische Wärmekapazität
η_{ges}	$[-]$	Gesamtwirkungsgrad
Δp	$[\text{bar}; \text{Pa}]$	Gesamtdruckverlust
Δp_R	$[\text{Pa}]$	Rohrleitungsdruckverlust
k_V	$\left[\frac{\text{m}^3}{\text{h}}\right]$	Volumenstrom eines Regelventils bei 1 bar Druckverlust
L	$[\text{m}]$	Rohrlänge
$\dot{m}$	$\left[\frac{\text{kg}}{\text{h}}\right]$	Massenstrom
$P_{el.}$	$[\text{W}]$	Elektrische Leistung
$P_{hydr.}$	$[\text{W}]$	Hydraulische Leistung
$\dot{Q}$	$[\text{kW}]$	Wärmeleistung
$\dot{Q}_{Strahlung}$	$[\text{kW}]$	Strahlungsverlustleistung
$Q_{Strahlung}$	$[\text{kWh}]$	Strahlungsverluste
$Q_{Restw.}$	$[\text{kWh}]$	Im Kessel enthaltene Restwärme
$\dot{Q}_{Verl.Puffer}$	$[\text{kW}]$	Strahlungsverluste Pufferspeicher
$\dot{Q}_{Verl.Vorb.}$	$[\text{kW}]$	Verlustleistung durch Vorbelüftung beim Brennerstart
q_a	$[-]$	Abgasverluste
R	$\left[\frac{\text{Pa}}{\text{m}}\right]$	Spezifischer Rohrleitungsdruckverlust
ρ	$\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right]$	Dichte
t_a	$[\text{°C}]$	Abgastemperatur
t_l	$[\text{°C}]$	Ansaugtemperatur Verbrennungsluft
$t_{RLBiog.}$	$[\text{°C}]$	Rücklauftemperatur Biogasanlage
$t_{RLHeizz.}$	$[\text{°C}]$	Rücklauftemperatur aus Heizzentrale
$t_{RLunger.}$	$[\text{°C}]$	Rücklauftemperatur unregelmäßige Verbraucher
t_{RL}	$[\text{°C}]$	Rücklauftemperatur allgemein
t_{VL}	$[\text{°C}]$	Vorlauftemperatur allgemein
$\dot{V}$	$\left[\frac{\text{m}^3}{\text{h}}\right]$	Volumenstrom
$\dot{V}_{Biog.}$	$\left[\frac{\text{m}^3}{\text{h}}\right]$	Volumenstrom zur Biogasanlage
$\dot{V}_{Heizz.}$	$\left[\frac{\text{m}^3}{\text{h}}\right]$	Volumenstrom aus Heizzentrale
$\dot{V}_{unger.}$	$\left[\frac{\text{m}^3}{\text{h}}\right]$	Volumenstrom unregelmäßige Verbraucher
V_{Kessel}	$[\text{m}^3]$	Wasserinhalt Kessel

Symbole Heizungstechnik:

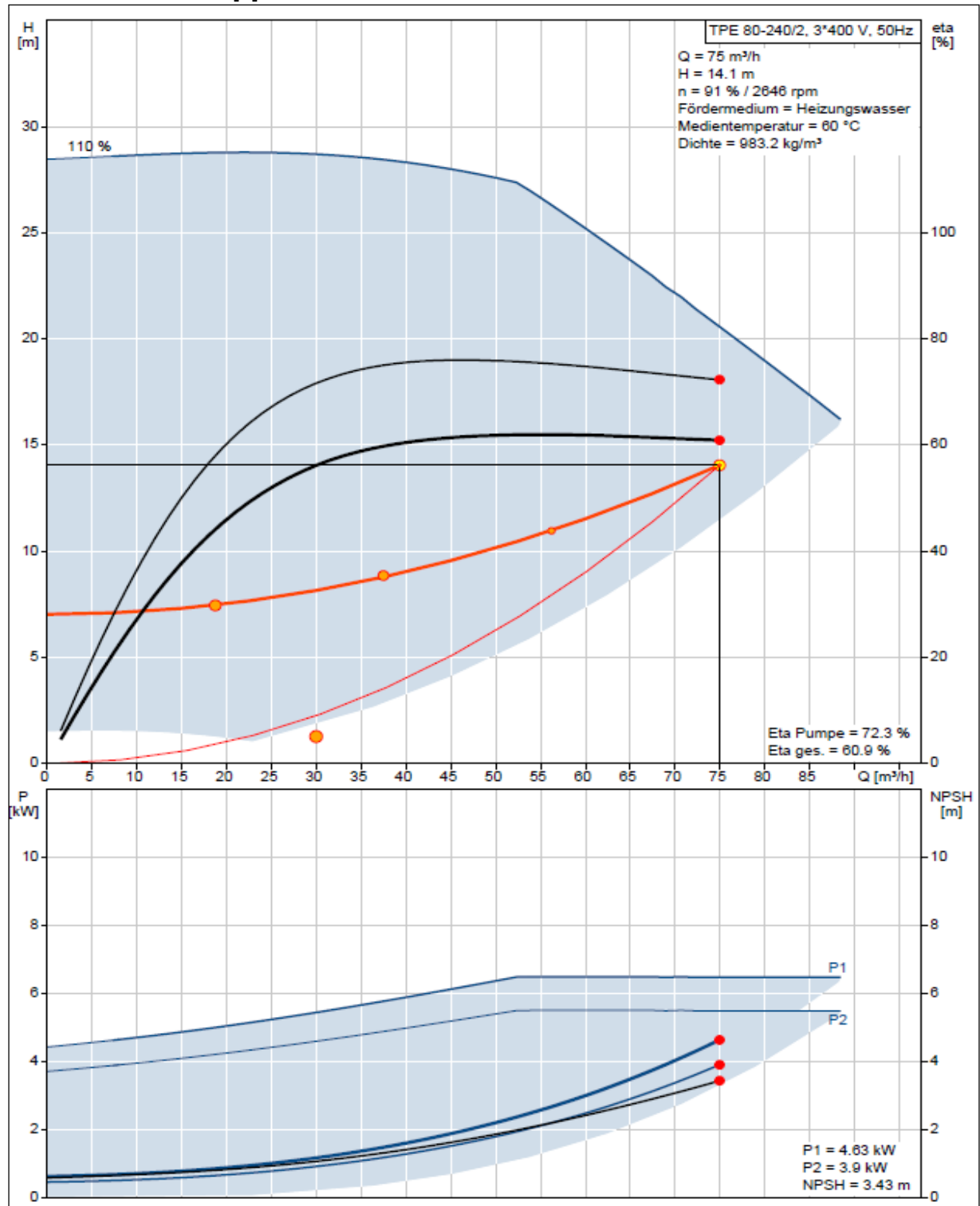
Symbol	Beschreibung
	Heizungsdruckpumpe
	Absperrventil - handbetätigt
	Motorische Absperrklappe
	2-Wege-Regelventil
	3-Wege-Regelventil
	Rückschlagventil
	Temperaturanzeige
	Strangreguliertventil
	Verbraucherkreis
	Rückschlagventil
	Wärmemengenzähler
	Schmutzfänger
	Vorlauf
	Rücklauf
	Trinkwasser – Warm
	Trinkwasser – Kalt

Symbole Regelungstechnik:

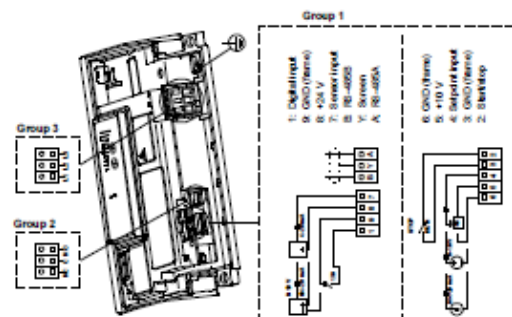
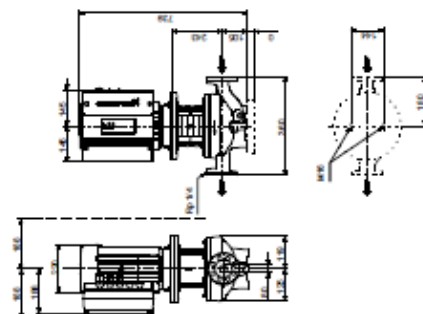
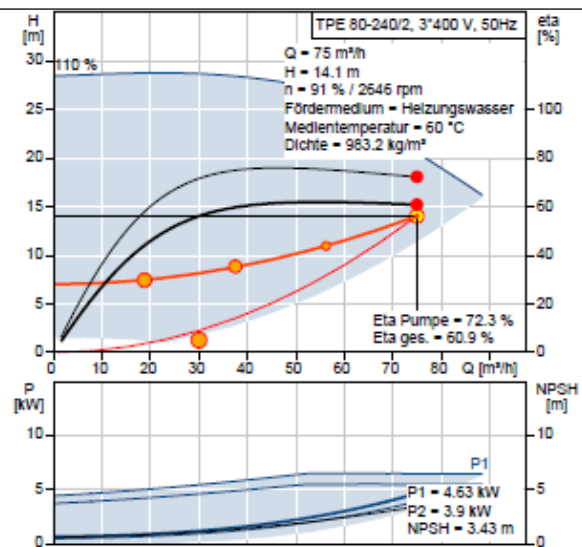
Symbol	Beschreibung
	Differenzdrucktransmitter
	Maximalauswahl
	Regler
	Temperaturfühler Heizungstechnik

8.3 Technische Daten Umwälzpumpe Heizzentrale

Daten: TPE 80/240-2 [6]



Beschreibung	Daten
Produktbezeichnung:	TPE 80-240/2 A-F-A-BAQE
Produktnummer:	96110044
EAN Nummer:	5700397021569
Technische Daten:	
Pumpendrehzahl:	2920 1/min
Tatsächlicher Förderstrom der Pumpe:	75 m³/h
Tatsächliche Förderhöhe der Pumpe:	14.1 m
Maximale Förderhöhe:	240 dm
Tatsächlicher Laufraddurchmesser:	135 mm
Wellenabdichtung:	BAQE
Kennlinientoleranz:	ISO 9906:1999 Annex A
Pumpenausführung:	A
Modell:	A
Werkstoffe:	
Pumpengehäuse:	Grauguß EN-JL1040 ASTM A48-40 B
Laufrad:	Grauguss EN-JL1030 ASTM A48-30 B
Typenschlüssel für Material:	A
Installation:	
Maximale Umgebungstemperatur:	40 °C
Max. Betriebsdruck:	16 bar
Anschluss:	DIN
Code für Rohranschluss:	F
Nennweite:	DN 80
Nenndruck (bar):	PN 16
Einbaulänge:	360 mm
Flanschgröße des Motors:	FF265
Fördermedium:	
	Heizungswasser
Medientemperaturbereich:	0 ... 120 °C
Medientemperatur:	60 °C
Dichte:	983.2 kg/m³
Kinematische Viskosität:	1 mm²/s
Elektrische Daten:	
Bauart des Motors:	132SC
Anzahl der Pole:	2
Motorbemessungsleistung P2:	5.5 kW
Netzfrequenz:	50 Hz
Nennspannung:	3 x 380-480 V
Nennstrom:	11,0-8,80 A
Leistungsfaktor Cos phi:	0,94-0,93
Nenn-Drehzahl:	360-3530 1/min
Efficiency:	IE3 89,2%
Schutzart (IEC 34-5):	IP55
Isolationsklasse (IEC 85):	F
Motorschutz:	keine
Motor - Produktnummer:	87771008
Sonstiges:	
Label:	Grundfos Blueflux
Minimum efficiency index, MEI ≥:	0.69
Nettogewicht:	98 kg



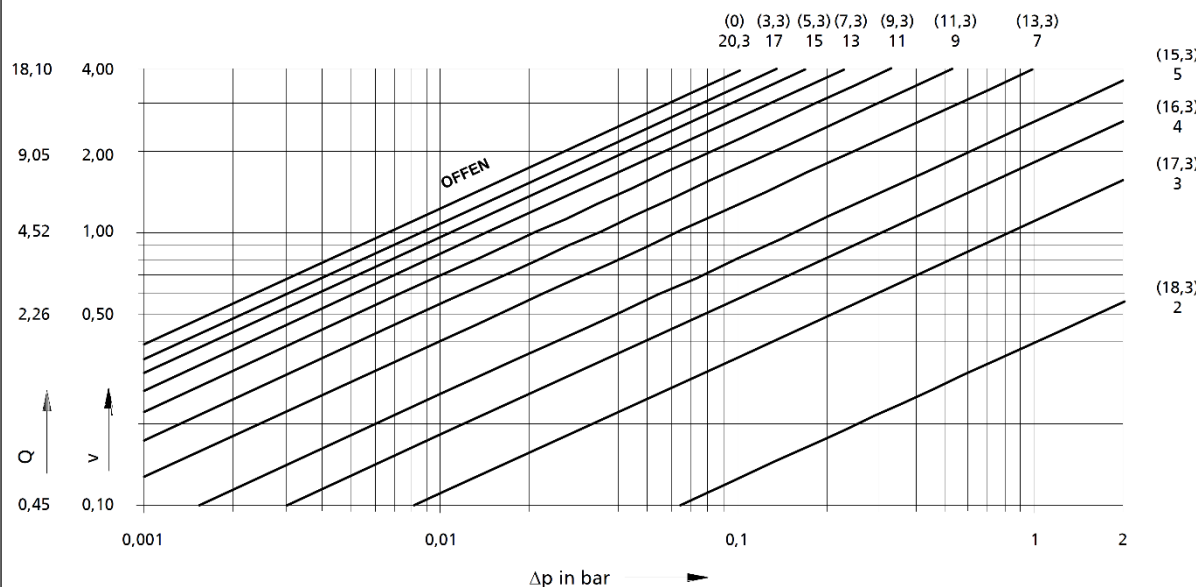
8.4 Herstellerunterlage Absperrventile

KSB Aktiengesellschaft [8]

DN 40, PN 6/16

Auswahltablette

Kv [m³/h]	Druckverlustbeiwert ζ	Spindeldrehungen n1 ab Geschlossenstellung	Spindeldrehungen n2 ab Offenstellung
55,7	1,3	20,3	(0)
48,9	1,7	17	(3,3)
43,6	2,1	15	(5,3)
37,7	2,8	13	(7,3)
31,5	4,1	11	(9,3)
24,7	6,6	9	(11,3)
18,1	12,2	7	(13,3)
11,6	30,0	5	(15,3)
8,2	59,9	4	(16,3)
5,0	161	3	(17,3)
1,8	1252	2	(18,3)



Die Übersicht zeigt beispielhaft die technischen Daten eines Absperrventils in Kurzbauforn F4 in der Dimension 40. Abgebildet ist der Druckverlust in Zusammenhang mit Volumenstrom sowie die zugehörigen k_v -Werte bei verschiedenen Ventilöffnungen. Den originalen Herstellerunterlagen können ebenso die technischen Daten für weitere Ventilgrößen und Bauformen entnommen werden.