



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

Projektbericht

Umstellung der Dampfanlage auf 72h-Betrieb mit Sanierung der Regelungsanlage

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

Datenstand: 04.11.2013

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

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

Inhalt

1	Aufgabenstellung	3
2	Dampfanlage vor Umstellung auf 72h-Betrieb	5
2.1	Kesselanlagen	5
2.2	Speisewasserwirtschaft	8
2.3	Regelungsanlage/Regelkonzept	10
2.4	Dampfverbraucher	11
2.5	Betriebsweise	12
3	Dampfanlage nach Umstellung auf 72h-Betrieb	13
3.1	Allgemeine Anforderungen	13
3.2	Kesselanlagen	13
3.3	Speisewasserwirtschaft	14
3.4	Regelungsanlage/Regelkonzept	16
3.5	Betriebsweise	19
4	Energetische Betrachtung	21
4.1	Dampfdruckreduzierung	21
4.1.1	Kesselverluste bei reduziertem Dampfdruck	21
4.1.2	Reduzierung Stillstandsverluste Kessel	25
4.1.3	Reduzierung Kesselstarts	27
4.1.4	Reduzierung Rohrleitungsverluste	30
4.1.5	Nutzungsgradbetrachtung Dampferzeugung	31
4.2	Speisewasserwirtschaft	35
4.2.1	Regelung Speisewasserpumpen Kessel	35
4.2.2	Regelungskonzept Kondensatbehälter/Speisewasserbehälter	36
5	Anlagenüberwachung	37
6	Schlussbetrachtung	38
7	Anhang	39
7.1	Quellen	39
7.2	Anlagenschema Dampfanlage Neuerkerode	39

1 Aufgabenstellung

In der evangelischen Stiftung gibt es neben den verschiedenen Wohnhäusern und Werkstätten auch eine Wäscherei und eine zentrale Küche zur Versorgung der Bewohner. Die Wäscherei und die Küche werden für den Betrieb verschiedener Maschinen und Geräte von einer zentralen Dampfanlage mit Dampf versorgt.

Der erste Abschnitt erläutert die Aufgabenstellung des nachfolgend dokumentierten Projektes. Die Vorgehensweise bei der Lösung wird beschrieben.

Aufgabenstellung

Die zentrale Dampfanlage wurde bisher im "24h-Betrieb" unterhalten. Das bedeutet im Detail, dass an der Anlage im Abstand von 24 Stunden verschiedene Funktionstests sowie Überprüfungen des Speisewassers durchgeführt und in einem Kesselhandbuch protokolliert werden müssen. In der evangelischen Stiftung in Neuerkerode wurde die Anlage zusätzlich während der Betriebszeiten dauerhaft durch einen Kesselwärter überwacht. Die Anlage wurde somit von morgens 5 Uhr bis abends 18 Uhr im Zweischichtbetrieb beaufsichtigt.

Nach dem Ausscheiden einer der beiden hauptamtlichen Kesselwärter in den Ruhestand, wurde die Firma Tschiskale GmbH damit beauftragt die Kesselanlagen auf 72h-Betrieb umzustellen. Dies bedeutet, dass die Anlagen nur noch im Abstand von 72 Stunden durch einen Kesselwärter überprüft werden müssen. Für den 72h-Betrieb müssen spezielle Sicherheitseinrichtungen an den Dampfkesseln installiert werden.

Im Zuge der Umbaumaßnahmen wird die gesamte Regelungsanlage der Dampfanlage saniert. In dieser Arbeit werden die notwendigen Sicherheitseinrichtungen erläutert und die technische Umsetzung der Maßnahme beschrieben. Des Weiteren wird die neue Betriebsweise mit angepasster Regelung in Bezug auf Energieeinsparung erläutert.

Vorgehensweise

Im ersten Schritt wird die Anlagenbeschaffenheit sowie sämtliche Komponenten, die für den Anlagenbetrieb von Bedeutung sind, aufgenommen und in einem Anlagenschema dargestellt.

Daraufhin werden die einzelnen Komponenten auf ihre Tauglichkeit für den zukünftigen Anlagenbetrieb untersucht. Dies betrifft vor allem die Sicherheitseinrichtungen, welche für den beschriebenen 72h-Betrieb notwendig sind. Sie unterliegen besonderen Bestimmungen. Die notwendigen Bauteile werden in der DIN EN 12953 sowie in den "Technischen Regeln für Dampfkessel" (TRD). Die TRD können jedoch nur noch als Erkenntnisquelle herangezogen werden, da diese ab dem 31.12.2012 ihre Gültigkeit verloren haben.

Nach Anfertigung des ersten Anlagenschemas werden die notwendigen Komponenten zusammen mit dem Hersteller von Sicherheitseinrichtungen für Dampfkessel - Gestra AG - erörtert und für die neue Betriebsweise ausgelegt. Aus der Auslegung und Materialzusammenstellung erfolgt die Anfertigung eines Ausführungsschemas.

Da Hochdruckdampfkessel der Betriebssicherheitsverordnung unterliegen und durch die Änderung an der Betriebsweise eine wesentliche Veränderung an der bestehenden Anlage vorgenommen wird, ist die Umbaumaßnahme genehmigungspflichtig. Das Schema der geplanten Anlage muss daher zusammen mit den Zulassungsnummern der neuen Sicherheitseinrichtungen sowie einer formlosen Beschreibung der Umbaumaßnahme zunächst einem technischen Gutachter (in diesem Fall TÜV Nord) zur Stellungnahme und dann beim zuständigen Gewerbeaufsichtsamt zur Genehmigung eingereicht werden.

Nach erfolgreicher Freigabe durch den Sachverständigen vom TÜV und des Gewerbeaufsichtsamtes wird die Anlage entsprechend umgebaut. Nach der Fertigstellung der Umbaumaßnahmen wird die Anlage von einem Sachverständigen des TÜV abgenommen und ist damit für die neue Betriebsweise im 72h-Betrieb zulässig.

Zielsetzung

Das von der evangelischen Stiftung vorgegebene Ziel der Umbaumaßnahme ist zunächst, die Betriebskosten der Dampfversorgung durch Senkung der Personalkosten zu reduzieren. Durch den Umbau wird die Beaufsichtigung der Dampfanlage weniger aufwendig, da nur eine Überprüfung im Abstand von 72 Stunden erfolgen muss. Trotzdem ist es bei einer Anlage dieser Größenordnung ratsam eine tägliche Sichtprüfung der Anlage vorzunehmen.

Ein weiteres Ziel, das durch die ohnehin neu installierte Regelanlage erreicht werden soll, ist eine veränderte Betriebsweise, durch die Energie bei der Erzeugung von Dampf eingespart wird. So sollen zum Beispiel die Dampfdrücke außerhalb der Betriebszeiten von Wäscherei und Küche reduziert oder auch die Speisewasserpumpen zur Versorgung der Dampfkessel mit Frequenzumformern zur Drehzahlregelung ausgestattet werden.

Des Weiteren soll durch eine Visualisierung der Anlage sowie die Aufzeichnung von Trendkurven die Anlage dahingehend untersucht werden, dass ggf. weitere Einsparpotentiale gehoben werden können.

Dank

Der Projektbearbeiter Stefan Mewes dankt allen, die bei der Umsetzung des Projektes mitgearbeitet haben und dadurch dazu beigetragen haben, die beschriebene Zielsetzung zu erreichen. Vor allem der gesamten technischen Abteilung in Neuerkerode sowie den Kesselwärtern für die Unterstützung bei der Datenaufnahme. Ohne diese Unterstützung wäre die Umsetzung der Projektarbeit nicht möglich gewesen.

2 Dampfanlage vor Umstellung auf 72h-Betrieb

Bevor die neue Funktionsweise zusammen mit den neuen Sicherheitseinrichtungen für den 72h-Betrieb detailliert erklärt werden, wird in den folgenden Unterkapiteln die Funktion und Ausstattung der bestehenden Dampfanlage beschrieben. Hierbei sind besonders die Anlagenkomponenten von Bedeutung, welche erhalten bleiben und auch im zukünftigen Anlagenbetrieb Bestand der Anlage sein werden.

2.1 Kesselanlagen

Die Dampferzeugung der evangelischen Stiftung in Neuerkerode ist in der Heizzentrale untergebracht und besteht aus zwei Hochdruckdampfkesseln mit einem Dampfdruck bis $p_e = 13,0$ bar. Die maximale Dampfmenge der Erzeugungsanlage beträgt 1.600 kg/h je Dampfkessel.

Die Dampfkessel sind mit Zweistoffbrennern für den Betrieb mit Gas oder Öl ausgestattet. Auf Grund der höheren Kosten sowie des höheren Wartungsaufwands beim Betrieb mit Öl, wurden die Kessel in der Vergangenheit vorrangig mit Gas betrieben.



Bild 1 Dampfkessel im offenen Zustand während Wartungsarbeiten

Um die Kesselanlagen bei Fehlfunktionen einzelner Komponenten der Regelungsanlagen, Befüllarmaturen etc. vor Zerstörung zu schützen und eine Gefährdung des Betriebspersonals auszuschließen, ist jede der beiden Kesselanlagen im Bestand bereits mit verschiedenen regelungstechnischen und sicherheitstechnischen Sensoren ausgestattet, die anhand des nachfolgenden Schemas erläutert werden.

Die im Schema dargestellten Sicherheitseinrichtungen und notwendigen Komponenten für den Betrieb der Kesselanlage werden in Tabelle 1 zusammengefasst und erklärt.

Kurzzeichen	Einrichtung	Funktion
(A) - DR	Druckregler	Der Druckregler hält den Dampfdruck durch Veränderung der Brennerleistung auf dem eingestellten Sollwert.
(A) - DW	Druckwächter	Steigt der Dampfdruck aufgrund von Fehlfunktionen des Druckreglers an, schaltet der Druckwächter die Feuerung des Kessels ab. Die Feuerung wird nicht verriegelt. Nach Unterschreiten des eingestellten Sollwertes schaltet sich die Feuerung automatisch wieder ein.
(A) - DB	Druckbegrenzer	Wenn der Dampfdruck über den am Druckwächter eingestellten Wert steigt, weist das entweder auf eine Fehlfunktion des Druckwächters oder auf einen sehr schnell ansteigenden Druck hin. Dies kann durch verschiedene Fehlfunktionen der Anlage hervorgerufen werden. Der Druckbegrenzer schaltet die Feuerung ab und verriegelt diese. Ein Kesselwärter muss die Anlage vor Ort überprüfen und den Druckbegrenzer entriegeln.
SV	Sicherheitsventil	Sollten alle elektronischen Sicherheitseinrichtungen zum Schutz vor Überschreitung des zulässigen Anlagendruckes ausgefallen sein, öffnet ein federbelastetes Sicherheitsventil bei einem Anlagendruck von $p_e = 13$ bar und lässt somit Dampf ins Freie ab.
(01)	Niedrigwasserstands-begrenzer	Die Niedrigwasserstands-begrenzer sind bei einem Dampfkessel von besonderer Bedeutung und daher zweifach ausgeführt. Wenn sich kein oder zu wenig Wasser im Kessel befindet, kann die Wärmeleistung des Brenners nicht abgeführt werden. Somit wird lediglich das Kesselmaterial erwärmt. Hierdurch kann es zu Verformungen bis hin zur Zerstörung des gesamten Kessels kommen. Bei Erreichen des minimalen Wasserstandes wird die Feuerung abgeschaltet und verriegelt. Die Kesselanlage muss von einem Kesselwärter kontrolliert und entriegelt werden.
(02)	Hochwasserstands-begrenzer	Um den Kessel vor Überfüllung bei Fehlfunktion der Speisewasserregelung zu schützen, wird bei Überschreiten des maximalen Wasserstandes die Speisewasserpumpe außer Betrieb genommen und verriegelt. Die Kesselanlage muss von einem Kesselwärter kontrolliert und entriegelt werden.
(03)	Niveausonde für Speisewasserregelung	Die bestehende Niveausonde hat einen unteren und einen oberen Schaltepunkt zwischen welchen der Wasserstand geregelt wird. Bei Erreichen des unteren Schaltepunktes wird das Speisewasserventil (C) aufgeföhren und die Speisewasserpumpe (G) in Betrieb genommen. Bei Erreichen des oberen Schaltepunktes wird die Pumpe wieder außer Betrieb genommen und das Speisewasserregelventil geschlossen.
(04)/(05)	Leitfähigkeitsüberwachung	Bei der Dampferzeugung werden im Wasser gelöste Salze frei. Diese sammeln sich vorrangig an der Oberfläche des Kesselwassers. Durch die Salze kommt es zu Ablagerungen sowie zu Verkrustungen an den Kesselwandungen, was zu einem schlechteren Wärmeübergang führt. Außerdem können die Salze zur Korrosion des Kessels sowie von Teilen des nachgeschalteten Dampfnetzes führen. Um diesem Effekt entgegen zu wirken, wird mit einer Leitfähigkeitssonde die Salzkonzentration im Kesselwasser festgestellt. Bei Überschreitung eines eingestellten Wertes wird das Kesselwasser über ein Regelventil ausgeschleust [3]. Das ausgeschleuste Wasser wird in einem Mischkühler mittels Kaltwasser abgekühlt und dann in den örtlichen Abwasserkanal abgeführt.
(E)	Abschlammregelung	Bei der Dampferzeugung entstehen im Kessel Schlammablagerungen, welche regelmäßig entfernt werden müssen. Durch einen Regler wird nach einem eingestellten Zeitprogramm ein Abschlammventil geöffnet, welches Kesselwasser aus dem Kessel ausschleust. Das Wasser wird in einem Mischkühler heruntergekühlt und dann dem örtlichen Abwasserkanal zugeführt. Da sich der beschriebene Schlamm vor allem am Kesselboden absetzt, ist der Anschluss zum Abschlamm im unteren Bereich des Kessels angeordnet.
(F)	Endlagenschalter Abgasklappen	Die Dampfkessel sind mit mechanischen Absperrklappen ausgestattet. Während des Brennerbetriebs müssen die Absperrklappen geöffnet sein, so dass die Abgase über die Schornsteinanlage in die Umgebung abgeführt werden können. Aus diesem Grund sind an den Abgasklappen Endlagenschalter montiert, die eine Verriegelung des Brenners bewirken, sobald sich die Klappen im Zustand geschlossen befinden.

Tabelle 1 Aufstellung und Ausrüstung Dampfkessel

Vor allem die Begrenzungseinrichtungen sind für den sicheren Betrieb der Anlage von besonderer Bedeutung. Speziell die Niveausonden zur Begrenzung des Wasserstandes zwischen Minimal- und Maximalwert obliegen in Bezug auf den geplanten 72h-Betrieb besonderen Bedingungen. Sie müssen im Zuge des Anlagenumbaus ausgetauscht werden. Die entsprechenden Bauteile sind in der vorstehenden Tabelle mit Zahlen gekennzeichnet und werden in Kapitel 3.2 detailliert erläutert.

2.2 Speisewasserwirtschaft

Die Dampfverbraucher (in Küche und Wäscherei) werden von der zentralen Dampferzeugung mit Dampf versorgt. An den Verbrauchern wird die im Wasserdampf enthaltene Energie genutzt. Dies erfolgt insbesondere durch die bei der Verflüssigung freiwerdende Energie. Es entsteht Kondensat.

Da es sich bei dem Kondensat um aufbereitetes Wasser handelt, welches je nach Verbraucher eine Temperatur von rund 100 °C aufweist, ist auch im Kondensat eine große Menge Energie enthalten. Es sollte daher so viel Kondensat wie möglich im System gehalten werden – um es anschließend wieder im Dampfkessel zu verdampfen. Aus diesem Grund ist im Bereich der Küche sowie im Bereich der Wäscherei jeweils ein Kondensatsammelbehälter untergebracht. Wenn die Behälter einen maximalen Wasserstand erreicht haben, wird das Kondensat über Rohrleitungen mit Pumpen in einen zentralen Kondensatsammelbehälter, welcher in der Heizzentrale untergebracht ist, gefördert.

Zum Schutz vor Verunreinigung der gesamten Dampfanlage wird das zurückgeführte Kondensat mittels Trübungsmelder auf Fette und Öle untersucht. Diese könnten beispielsweise durch ein defektes Küchengerät in den Kondensatkreislauf gelangen. Bei Alarm durch den Trübungsmelder wird das zurückgeführte Kondensat über ein Umschaltventil in das Entwässerungssystem abgeleitet.

Nachfolgendes Bild zeigt den Kondensatbehälter im Kesselhaus mit der Kondensatleitung und dem installierten Trübungsmelder und 3-Wege-Ventil zum Ausschleusen von verunreinigtem Kondensat.

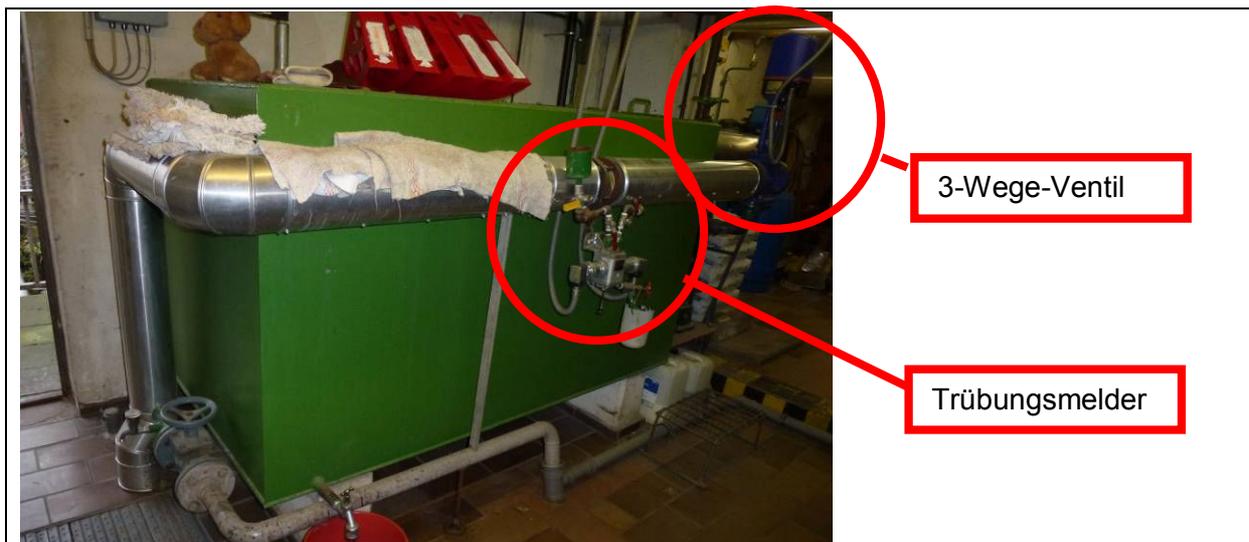


Bild 3 Kondensatbehälter im Kesselhaus mit Trübungsmelder

Vom Kondensatbehälter aus wird das Wasser mit der in Bild 4 dargestellten Pumpe in den Speisewasserbehälter befördert. Vom Speisewasserbehälter aus werden die Kesselanlagen mit Speisewasser versorgt. Die Kondensatpumpen erhalten einen Einschaltbefehl, wenn im Speisewasserbehälter der Mindestwasserstand unterschritten ist.



Bild 4 Kondensatpumpen

Bei Unterschreiten des Mindestwasserstandes im Kondensatbehälter wird aufbereitetes Wasser aus dem Trinkwassernetz nachgespeist. Weil im Wasser enthaltene Kalzium- und Magnesium-Ionen bei der Wasserverdampfung im Kessel ausfallen und sich als fester Belag auf den Heizflächen des Kessels absetzen würden, wird das Wasser vorher zunächst über eine Enthärtungsanlage geleitet. Sie entzieht dem Speisewasser im Ionenaustauscher-Verfahren die entsprechenden Ionen. Damit wird die Bildung von Ablagerungen auf den Heizflächen des Kessels vermieden, welche einen schlechteren Wärmeübergang nach sich ziehen würde und damit den Wirkungsgrad erheblich verschlechtern würde.

Danach wird das nachgespeiste Wasser zusätzlich über eine Osmoseanlage geführt und entsalzt. Da die Osmoseanlage nach Möglichkeit kontinuierlich betrieben werden sollte, sind zusätzlich Tankanlagen zur Pufferung von Spitzenabnahmen installiert. Von der Tankanlage wird das Wasser in den Kondensatbehälter geführt. Durch die automatische Nachspeisung ist immer gewährleistet, dass ausreichend Wasser zur Versorgung des Speisewasserbehälters zur Verfügung steht. Lediglich beim Befüllen der Gesamtanlage sind auf Grund des großen Wasservolumens Unterbrechungen zu erwarten.

Im Wasser sind zusätzliche Gase wie Sauerstoff vorhanden, die bei Erwärmung frei werden. Frei werdende Gase gehen neue Verbindungen beispielsweise mit der Kesselhülle aus Stahl ein. Dadurch kann es zu punktueller Korrosion und damit zur Zerstörung der Kessel und weiterer Anlagenteile kommen.

Um diesem Effekt entgegenzuwirken, wird das Speisewasser im Speisewasserbehälter thermisch entgast. Zum Austreiben der Gase wird das nachgespeiste Wasser zusammen mit Wasser, welches dem Speisewasserbehälter unten entzogen wird, mit einer Pumpe umgewälzt und im oberen Bereich des Speisewasserbehälters mit einer eingebauten Lanze verrieselt. Für die Wärmezufuhr wird dem Behälter mit einem thermisch arbeitenden Ventil Dampf aus der Dampfanlage zugeführt. Durch den zugeführten Dampf wird das verrieselte Wasser erwärmt und die enthaltenen Gase gelöst.

Der Speisewasserbehälter ist durch eine Leitung ins Freie mit der Atmosphäre verbunden, über die die freiwerdenden Gase entweichen können. Durch die am thermisch arbeitenden Ventil eingestellte Temperatur wird dem Behälter so viel Dampf zugeführt, dass der gesamte Prozess bei leichtem Überdruck stattfindet. Dadurch ist gewährleistet, dass kein zusätzlicher Sauerstoff aus der Atmosphäre in den Behälter gelangt.

Weil durch die beschriebene Methode nur eine Teilentgasung erreicht wird, werden dem Speisewasser zusätzliche Chemikalien zur Sauerstoffbindung zugeführt.

Vom Speisewasserbehälter aus werden die Dampfkessel mit Wasser versorgt. Bei der bestehenden Anlage waren hierzu vor jedem Dampfkessel eine Speisewasserpumpe sowie eine gemeinsamen Vordruckpumpe am Speisewasserbehälter installiert.

Die Vordruckpumpe wird im Bestand immer dann betrieben, wenn eine der Speisewasserpumpen an den Kesseln eingeschaltet wurde. Die Speisewasserpumpen am Kessel erhalten ihrerseits einen Einschaltbefehl, wenn an dem jeweiligen Kessel der eingestellte Mindestwasserstand unterschritten war. Da die Speisewasserpumpen einstufig betrieben werden, findet eine genaue Ausregelung des Wasserstandes mit Regelventilen, statt.

Die Regelung der Speisewasserpumpen wird in der Sanierung geändert.

2.3 **Regelungsanlage/Regelkonzept**

Im Anlagenbestand wird die Dampferzeugung und Speisewasserwirtschaft mit analogen Reglern der Firma Gestra [5] realisiert. Hierbei sind u. a. die nachfolgenden Regelungsbausteine in einem gemeinsamen Schaltschrank integriert.



Bild 5 Regelungsbausteine Bestand Firma Gestra

Jeder der Regelbausteine bildet im Bestand einen separaten Regelkreis und arbeitet autark ohne Verknüpfung mit den anderen Regelkreisen. Folgende Regelungsfunktionen wurden durch die bestehende Regelung ausgeführt:

- Konstantdruckregelung auf $p_e = 11,5$ bar
- Niveauregelung und Ansteuerung Speisewasserpumpen
- Leitfähigkeitsüberwachung und Ansteuerung Absalzventil
- Abschlämmung durch Ansteuerung Abschlämmventil
- Regelung Speisewasserwirtschaft mit Kondensat- und Speisewasserbehälter

Die Regelung der Anlage ist im Bestand insgesamt funktionsfähig, jedoch teilweise störungsbehaftet.

Der Nachteil der vorhandenen Regelung liegt darin, dass alle Regelkreise autark arbeiteten und auf konstante Werte eingestellt sind. Eine deutlich effizientere Betriebsweise kann erreicht werden, wenn die Regelung flexibel auf den Bedarf der Verbraucher einstellbar ist und eine Verknüpfung zwischen den einzelnen Regelkreisen stattfindet, um auch weitere Komponenten dem Bedarf anpassen zu können.

2.4 Dampfverbraucher

Von der zentralen Dampferzeugung in Neuerkerode werden zwei Bereiche mit Dampf versorgt: die Küche und die Wäscherei.

Die Küche benötigt wochentags von 06:00 Uhr bis 16:00 Uhr und am Wochenende von 06:00 Uhr bis 13:30 Uhr einen Dampfdruck von ca. $p_e = 4,0$ bar. Die Wäscherei benötigt mit $p_e = 10,0$ bar einen höheren Dampfdruck und nimmt eine größere Menge Dampf ab. Sie ist wochentags von 06:00 Uhr bis 16:00 Uhr und am Wochenende von 06:30 Uhr bis 15:15 Uhr in Betrieb.

Die Anfahrschaltung für den Betrieb beginnt jeweils eine Stunde vorher.

Eine Aufstellung der Dampfverbraucher wurde bereits in einer vorhergehenden Diplomarbeit erfasst und ist in Tabelle 2 dargestellt.

Die Angaben der Dampfmengen beziehen sich hierbei auf die Typenschilder der jeweiligen Verbraucher. In der Diplomarbeit, in der die Dampfmengen aufgenommen wurden, wird davon ausgegangen, dass diese Mengen nur im Anfahrzustand benötigt werden, weil dann die Geräte aufgeheizt werden müssen. Während des regulären Betriebes muss nur noch die Temperatur gehalten werden. Aus diesem Grund wurde bei der Betrachtung in der entsprechenden Arbeit davon ausgegangen, dass während des Betriebes nur 50 % der angegebenen Dampfmenge benötigt werden.

Verbraucher	Dampfmenge
Küche	
Niederdruck-Dampf-Kochkessel	
NDD-Kippkochkessel, 60 Liter	37 kg/h
NDD-Kippkochkessel, 80 Liter	50 kg/h
NDD-Kippkochkessel, 100 Liter	200 kg/h
NDD-Rechteckkochkessel, 225 Liter	66 kg/h
NDD-Rechteckkochkessel, 300 Liter	144 kg/h
NDD-Kessel 150 Liter mit Rührwerk & Rückkühlung	60 kg/h
Diätküchenblock	
Kessel 60 Liter	37 kg/h
Hans-Dampf 10/1	18 kg/h
Neuere Geräte	
Waschstraße	82,6 kg/h
Sonstiges	
Erhitzer Lüftungsanlage 182 kW	16 kg/h
Wäscherei	
Waschstraße LT25-9	610 kg/h
Trockner TT 735 DU/UG 900 (2 Stück – Menge gesamt)	850 kg/h
Trockner FL 623 D	50 kg/h
Waschschleudermaschine LX 308	200 kg/h
Mangel LR	66 kg/h
Doppel-Rumpf-Kabinett	144 kg/h
Kragenpresse	60 kg/h
Ärmelpresse	
Gesamt	2.200 kg/h

Tabelle 2 Aufstellung Dampfverbraucher ESN [4]

2.5 Betriebsweise

Bis zur Umstellung der Dampfanlage wird diese während der Betriebszeiten der Verbraucher dauerhaft durch einen Kesselwärter beaufsichtigt. Dieser führt in regelmäßigen Abständen Messungen durch und überprüft die Betriebszustände und Funktionalität der einzelnen Komponenten und sorgt somit für einen sicheren Betrieb der Dampferzeuger.

Nach Betriebsende in Wäscherei und Küche wird das Hauptabsperrventil zu den Verbrauchern von Hand geschlossen und die Kessel nur noch zur Eigendruckhaltung und zur Warmhaltung des Speisewasserbehälters betrieben. Hierbei wird dauerhaft der eingestellte Betriebsdruck von $p_e = 11,5$ bar aufrecht gehalten.

3 Dampfanlage nach Umstellung auf 72h-Betrieb

In den folgenden Unterkapiteln wird für die in Kapitel 2 bereits aufgeführten Anlagenbereiche beschrieben, welche Komponenten bzw. Begrenzungseinrichtungen für den geplanten 72h-Betrieb ersetzt werden müssen. Anschließend wird die Anlage nach Umstellung sowie deren Betriebsweise erläutert.

3.1 Allgemeine Anforderungen

Bis zum 31.12.2012 galt für die Ausführung der notwendigen Begrenzungseinrichtungen die TRD 604 Blatt 1 "Betrieb von Dampfkesselanlagen mit Dampferzeugern der Gruppe IV ohne ständige Beaufsichtigung". In der TRD ist in Abschnitt 3.6 sowie 3.6.1 und 3.6.4 angegeben, dass diese in "besonderer Bauart" auszuführen sind.

Besondere Bauart liegt hiernach vor, "wenn im elektrischen und mechanischen Teil bei jedem Gerät eine regelmäßig ablaufende Prüfung (z.B. bei Elektrodenwassergeräten die Überwachung des Isolationswiderstandes, bei Tauchkörpergeräten die automatische Funktionsprüfung, bei außenliegenden Geräten das getrennte Durchblasen der Verbindungsleitungen) selbsttätig erfolgt" [1].

In der gültigen DIN EN 12953-6 wird in Abschnitt 5.6.1 gefordert, dass das System ausfallsicher, selbstüberwachend und redundant ist.

Stand der Technik ist die Ausführung in "besonderer Bauart", wie Sie auch in Neuerkerode umgesetzt wurde.

3.2 Kesselanlagen

An den vorhandenen Kesselanlagen müssen für den 72h-Betrieb sämtliche Wasserstandbegrenzungseinrichtungen gegen neue Begrenzer nach "besonderer Bauart" ersetzt werden. Des Weiteren muss die Leitfähigkeitsüberwachung auf den aktuellen Stand der Technik angepasst werden.

Die nachfolgende Tabelle gibt eine Übersicht über die geänderten Komponenten der Dampfkesselausrüstung. Die Notwendigkeit sowie die Funktion der einzelnen Komponenten wurde bereits in Kapitel 2.1 erklärt.

Bezeichnung aus Bild 2	Beschreibung	Maßnahme
(01)	Niedrigwasserstandsbegrenzer	Austausch – 2 Stück
(02)	Hochwasserstandsbegrenzer	Austausch
(03)	Niveausonde für Speisewasserregelung	Austausch
(04)/(05)	Leitfähigkeitsüberwachung	Austausch
(E)	Abschlammregelung	Austausch/Änderung
(F)	Endlagenschalter Abgasklappen	Austausch/Erweiterung um einen zweiten Endschalter

Tabelle 3 Aufstellung sanierte Ausrüstungskomponenten Dampfkessel

Neben den Wasserstandsbegrenzern und der Leitfähigkeitsüberwachung wurden noch die Abschlammventile erneuert und auf die neue Regelanlage aufgeschaltet und die Endlagenschalter an der vorhandenen Abgasklappen ausgetauscht und jeweils um einen zweiten zur Redundanz erweitert.

Bei der neuen Leitfähigkeitsüberwachung muss darauf geachtet werden, dass die Leitfähigkeitssonde außerhalb des Kessels in einer Messflasche angeordnet ist. Damit die Sonde zur Leitfähigkeitsmessung während des Betriebs immer umspült wird, muss das Absalzventil bei Betrieb der Kesselanlage immer eine bestimmte Mindestöffnung aufweisen. Die Absalzmengung ergibt sich aus der Kesselleistung (Dampfmenge), der Leitfähigkeit des Speisewassers und der maximal zulässigen Leitfähigkeit des Kesselwassers. Die Mindestöffnung des Ventils hängt von der Absalzmengung und dem Betriebsdruck der Anlage ab.

Die Niveausonden zur Speisewasserregelung wurde ausgetauscht, um die Betriebsweise der Speisewasserpumpen umstellen zu können. Die neuen Sonden übermitteln über ein Analogsignal den genauen Wasserstand an die Regelanlage – die vorhandenen Sonden hatten lediglich ein Ein- und Ausschaltsignal für die Pumpen übermittelt.

Zusätzlich wurden die Speisewasserpumpen mit Frequenzumrichtern ausgestattet, um so die Fördermenge und den Pumpendruck mittels Drehzahlveränderung an den Bedarf anpassen zu können. Hierauf wird in Kapitel 4.2.1 detailliert eingegangen.

3.3 Speisewasserwirtschaft

Für den Betrieb ohne ständige Beaufsichtigung müssen vor allem bei der Kondensatrückführung einige Komponenten nachgerüstet werden. Diese werden anhand nachfolgender schematischer Darstellung des Kondensatbehälters erklärt.

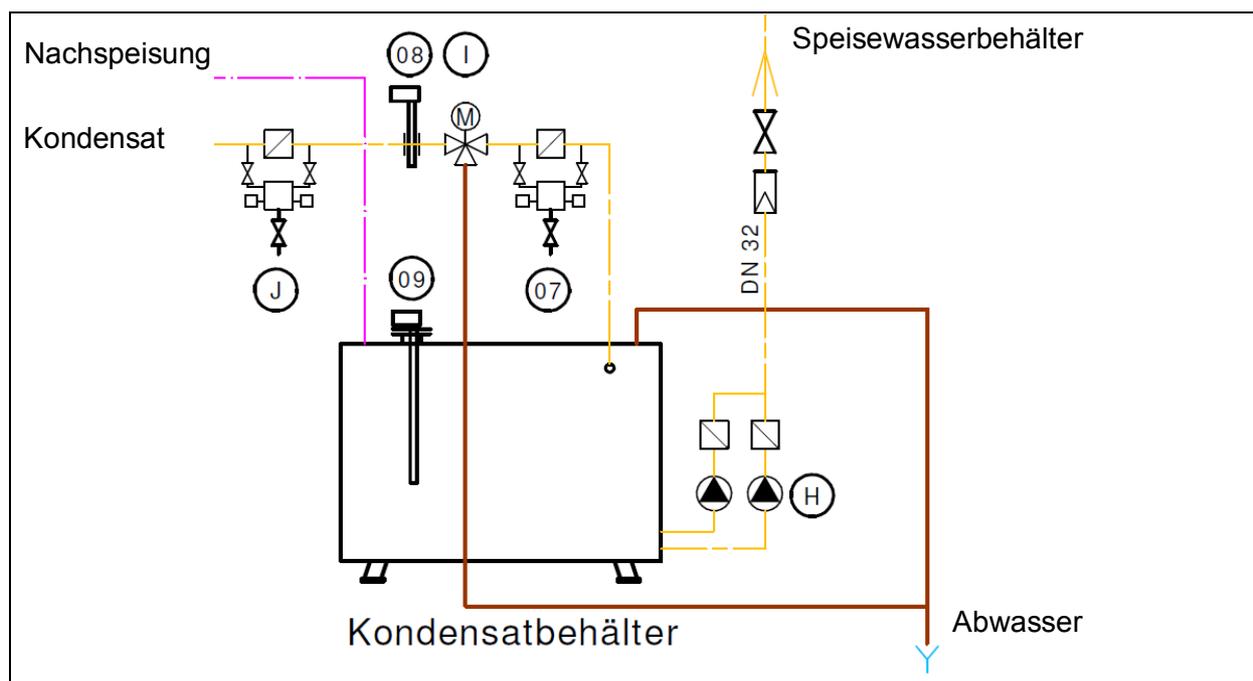


Bild 6 Schematische Darstellung Ausrüstung Kondensatbehälter

Im Anlagenbestand war bereits ein Trübungsmelder (J) zum Schutz vor Einbruch von Ölen und Fetten in der Kondensatrückführleitung installiert. Bei Einbruch von Öl oder anderen Verunreinigungen wurde das verunreinigte Kondensat über das 3-Wege-Ventil (I) in den Abwasserkanal abgeleitet.

Bei Betrieb ohne ständige Beaufsichtigung muss jedoch zusätzlich die Funktion des 3-Wege-Ventils überwacht werden. Dies geschieht durch die Installation eines weiteren Trübungsmelders (7) hinter dem 3-Wege-Ventil (I). Wenn bei einem Fremdstoffeinbruch das 3-Wege-Ventil (I) aus irgendeinem Grund nicht öffnet, wird dies durch den zweiten Trübungsmelder (7) festgestellt und die Kondensatpumpen (H) abgeschaltet. Hierdurch wird eine Verunreinigung des gesamten Systems verhindert.

Zusätzlich wird bei Überschreitung eines nach TRD 604 Abschnitt 2.1.1 festgelegten Wertes für den Öl- und Fettgehalt (5 mg/l) die Feuerung der Dampfkesselanlagen abgeschaltet [1].

Nach TRD 604 Abschnitt 2.1.2 muss die Kondensatrückführung zusätzlich auf den Einbruch von Fremdstoffen wie Säuren oder Laugen überwacht werden. Hierzu wurde in der Kondensatleitung eine zusätzliche Leitfähigkeitssonde installiert. Bei Überschreitung eines ersten Grenzwertes wird zunächst das 3-Wege-Ventil (I) geöffnet und das Kondensat ausgeschleust. Bei Überschreitung eines weiteren Grenzwertes werden wie bei der Öltrübungsüberwachung die Kondensatpumpen (H) sowie die Feuerung der Dampfkessel abgeschaltet.

Im Kondensatbehälter wurde die Niveausonde mit einem neuen Niveauremitter ausgestattet, um nicht nur einen Ein- und Ausschaltpunkt für die Speisewasserpumpen festzulegen, sondern über ein Analogsignal den genauen Wasserstand feststellen zu können und damit genauere Informationen bei der Regelbarkeit zu erreichen, wie sie in Kapitel 3.4 detailliert erklärt werden.

Vom Kondensatbehälter wird das Wasser mit den Kondensatpumpen (H) in den Speisewasserbehälter gepumpt. Der Speisewasserbehälter ist nachfolgend schematisch dargestellt.

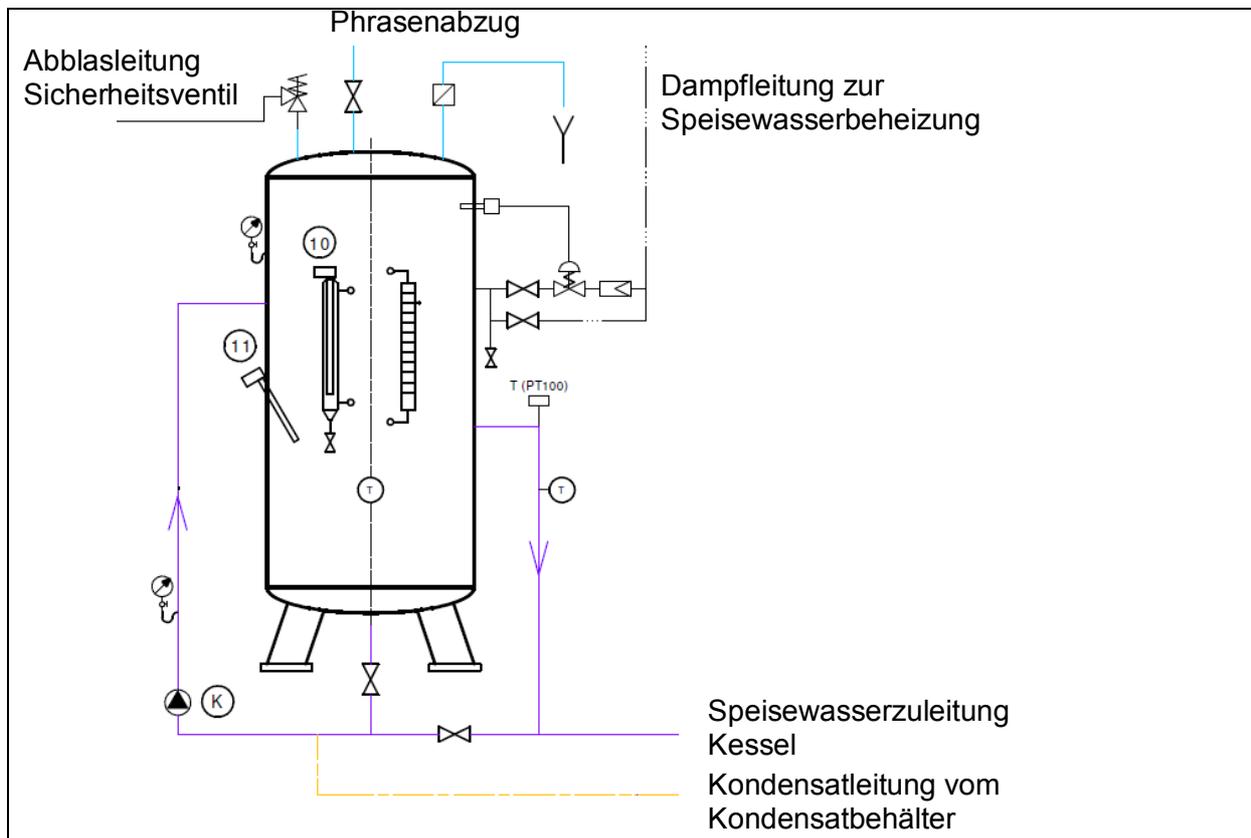


Bild 7 Ausrüstung Speisewasserbehälter

Am Speisewasserbehälter wurde lediglich die Sonde zur Mindestwasserstandsbegrenzung (11) ausgetauscht sowie an der Niveausonde zur Wasserstandsregelung (10) ein Niveauremitter nachgerüstet.

Der Wasserstandsbegrenzer ist wie bei den Dampfkesselanlagen ebenfalls in "besonderer Bauart" ausgeführt. Durch den Mindestwasserstandsbegrenzer werden die nachgeschalteten Speisewasserpumpen der Dampfkesselanlagen gegen Trockenlauf geschützt. Bei Unterschreiten des Mindestwasserstandes werden diese abgeschaltet und verriegelt. Die Kesselanlagen werden in diesem Fall ebenfalls außer Betrieb gesetzt.

Die Störung muss durch einen Kesselwärter vor Ort kontrolliert und quittiert werden, bevor die Pumpen und Kessel wieder in Betrieb gehen können.

Durch den nachgerüsteten Niveaustandemitter wird auch am Speisewasserbehälter die Regelbarkeit verbessert, da nicht nur eine Ein- und Ausschaltung der Pumpen realisiert werden kann, sondern der genaue Wasserstand erfasst wird. Welche Auswirkungen dies hat, wird in Kapitel 3.4 detailliert aufgegriffen.

3.4 Regelungsanlage/Regelkonzept

Im Zuge der Umbauarbeiten an den Dampfkesselanlagen in Neuerkerode wurde die gesamte Schalt- und Regelanlage in der Heizzentrale saniert.

Die neuen Schaltschränke beinhalten eine frei programmierbare Regelung, welche es möglich macht, sämtliche Regelkreise miteinander zu verschalten. Störmeldungen werden nicht nur innerhalb der Heizzentrale angezeigt, sondern auch per Telefon weitergeleitet oder via Internet extern angezeigt.

Des Weiteren ist die Anlage auf die Gebäudeleittechnik der Herstellerfirma Tschiskale aufgeschaltet. Hierdurch bestehen die Möglichkeit der Fernwartung sowie der Eingriff in die Anlage bei kleineren Störungen.

Störungen an Begrenzern wie Wassermangel an den Dampfkesseln müssen aus Sicherheitsgründen weiterhin an den Schaltschränken in der Heizzentrale quittiert werden, da vor der Quittierung durch den Kesselwärter kontrolliert werden muss, wie die Störung zustande gekommen ist und ob der Fehler behoben wurde.



Bild 8 Ausschnitt der neuen Schaltanlagen

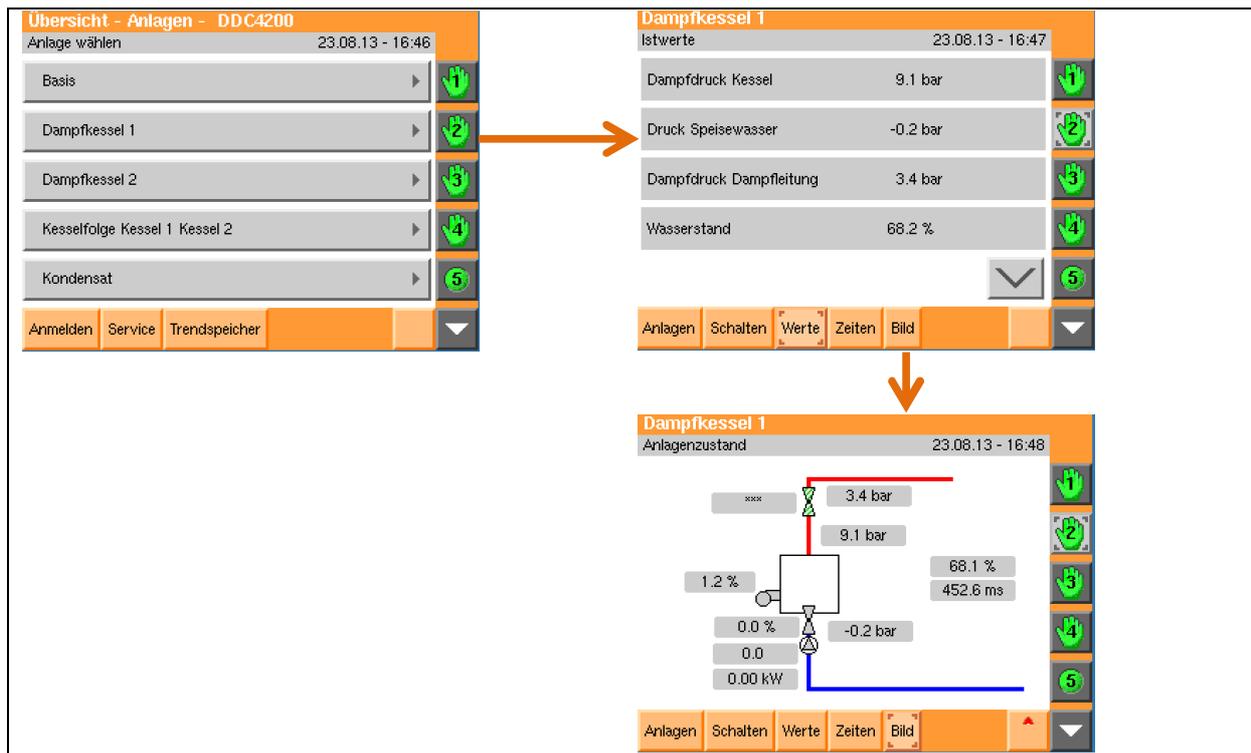


Bild 9 Bedienebene der neuen Regelanlage

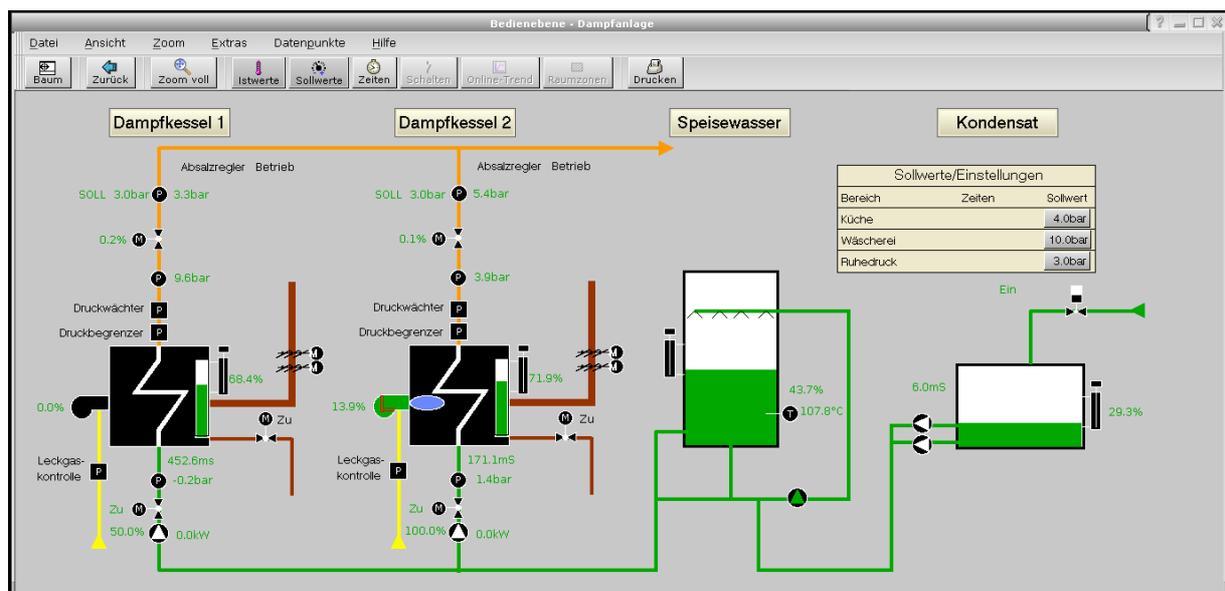


Bild 10 Visualisierung der Dampfanlage auf der Gebäudeleittechnik

Dampfkessel und Dampfdruck

Einer der großen Vorteile der neuen Regelanlage ist, dass hierdurch analog zur Heizungstechnik ein abgesenkter Betrieb der Kesselanlagen außerhalb der Betriebszeiten realisiert werden kann.

Bisher wurden die Kesselanlagen dauerhaft mit einem Dampfdruck von $p_e = 11,5$ bar beaufschlagt. Das neue Regelkonzept sieht vor, dass die Kesselanlagen immer nur mit dem Druckniveau betrieben werden, wie es die aktuell arbeitenden Dampfverbraucher benötigen. Außerhalb der Betriebszeiten wird der Dampfdruck insgesamt reduziert.

In Tabelle 4 zusammengestellte Betriebszeiten und Dampfdrücke wurden in der Regelung implementiert.

Bereich	Zeiten	Sollwert
Küche	Montag-Donnerstag: 05:00 Uhr bis 16:00 Uhr Freitag: 05:30 Uhr bis 15:15 Uhr Samstag-Sonntag: 06:00 Uhr bis 13:30 Uhr	$p_e = 4,0$ bar
Wäscherei	Montag-Donnerstag: 05:00 Uhr bis 16:00 Uhr Freitag: 05:30 Uhr bis 15:15 Uhr	$p_e = 10,0$ bar
Ruhedruck	Außerhalb der vor genannten Betriebszeiten	$p_e = 3,0$ bar

Tabelle 4 Betriebszeiten und Dampfdrücke Verbraucher

Vorstehende Tabelle zeigt, dass die Kesselanlage von 168 Wochenstunden nur noch rund 54 Stunden mit einem Dampfdruck von $p_e = 10$ bar und 15 Stunden mit einem Dampfdruck von $p_e = 4$ bar betrieben werden, die restlichen 99 Stunden wird ein Ruhedruck von $p_e = 3$ bar gehalten.

Zunächst wurde getestet, den Ruhedruck bis auf $p_e = 0,5$ bar herunterzufahren, was sich in Bezug auf Kesselstarts außerhalb der Betriebszeit deutlich positiv ausgewirkt hat. Auf Grund des fortgeschrittenen Alters der Kesselanlagen hat sich jedoch herausgestellt, dass die Kessel bei zu geringem Ruhedruck an einigen Wartungs- und Reinigungsöffnungen undicht werden und teilweise große Wasserverluste aufwiesen.

Nachfolgendes Bild 11 zeigt deutliche Wasseransammlungen unter einem der beiden Dampfkessel nach dem nächtlichen Betrieb mit dem Dampfdruck von $p_e = 0,5$ bar.



Bild 11 Undichtigkeiten Dampfkessel 2 bei Dampfdruck $p_e = 0,5$ bar

Aus den vorstehend beschriebenen Gründen wurde daher ein Kompromiss zwischen Energieeinsparung und technischen Bedürfnissen gesucht und ein Ruhedampfdruck von $p_e = 3$ bar eingestellt, was gegenüber der bisherigen Betriebsweise noch deutliche Energieeinsparungen erwarten lässt.

Auf die energetische Betrachtung der neuen Betriebsweise wird in Kapitel 4 ausführlich eingegangen.

Speisewasserregelung Dampfkessel

Eine weitere Änderung der Regelstrategie wurde im Bereich der Speisewasserregelung für die Dampfkessel erarbeitet. Statt der in Kapitel 2.3 beschriebenen Ein- und Ausschaltung der Speisewasserpumpen bei Niedrigwasserstand und Hochwasserstand, werden die Speisewasserpumpen nun druckgeregelt betrieben.

Hierzu wurden Frequenzumformer für die Pumpen und ein Drucksensor in der Speisewasserleitung nachgerüstet. Außerdem wurde, wie bereits in Kapitel 3.2 die Niveausonde der Kessel gegen eine Sonde mit analogem Istwertausgang ersetzt. Hierdurch ist es möglich den genauen Wasserstand im Kessel zu ermitteln und die Drehzahl der Speisewasserpumpen entsprechend anzupassen.

Das bringt zum einen den Vorteil, dass die Materialien wie Wellen und Motoren der Speisewasserpumpen durch den sanfteren Anlauf beim Start geschont werden. Zum anderen muss beim Betrieb der Kesselanlagen mit abgesenktem Dampfdruck durch die Speisewasserpumpen ebenfalls ein nicht so hoher Vordruck zur Versorgung der Dampfkessel aufgebaut werden.

Kondensat- und Speisewasserbehälter

Durch die Nachrüstung der Niveautransmitter für die Niveausonden am Kondensatbehälter und am Speisewasserbehälter wird vor allem zum Ende der Betriebszeit eine Verbesserung erreicht.

Bisher wurden erst bei Erreichen des Mindestwasserstandes im Speisewasserbehälter die Kondensatpumpen am zentralen Kondensatbehälter eingeschaltet. Nach Absperrung der Dampfzufuhr zum Dampfnetz wurde jedoch nur noch wenig Speisewasser benötigt. Es wurde somit über lange Zeit kein Schaltbefehl für das Pumpen ausgelöst und daher kein Wasser vom zentralen Kondensatbehälter in den Speisewasserbehälter gefördert.

Wenn nach Erreichen des maximalen Wasserstandes im Kondensatbehälter in der Küche oder in der Wäscherei nochmals Kondensat in den zentralen Kondensatbehälter in der Heizzentrale gepumpt wurde, kam es dazu, dass dieser nicht das gesamte Kondensat aufnehmen konnte und dieses somit über den Überlauf in den Abfluss abgeleitet wurde.

Durch die genauen Daten über den Wasserstand im Speisewasser- und Kondensatbehälter wird nun durch die Regelung bei gleichzeitig maximalen Wasserstand im Kondensatbehälter und Kapazität im Speisewasserbehälter, zunächst auch der Speisewasserbehälter bis zum maximalen Wasserstand gefüllt, bevor Wasser in den Abfluss abgeleitet wird. Hierdurch kann die im Kondensat enthaltene Energie im System erhalten werden.

Zusätzlich zu den beschriebenen, bereits umgesetzten Regelungsstrategien, besteht der Vorteil der neuen Regel- und Schaltanlage darin, dass durch die Aufschaltung der Anlagen auf die Gebäudeleittechnik der Firma Tschiskale Trendkurven über verschiedenste Betriebsparameter der Anlage aufgezeichnet werden können. Hierdurch ist es möglich die unterschiedlichen Betriebszustände auszuwerten und die Anlage damit auch im laufenden Betrieb weiter zu optimieren.

3.5 Betriebsweise

Die neue Betriebsweise sieht einen Betrieb ohne ständige Beaufsichtigung über einen Zeitraum von 72h vor. Das bedeutet, dass die Anlage nicht dauerhaft überwacht werden muss, sondern eine ausreichende Überwachung gegeben ist, wenn im Abstand von 72h verschiedene Parameter und Betriebszustände durch einen Kesselwärter kontrolliert werden.

Die notwendigen Kontrollen sowohl im 72h-Abstand, als auch langfristige Überprüfungen, sind in DIN EN 12953-6:2011 (D) Tabelle C.1 zusammengefasst und nachfolgend dargestellt.

Kontrollliste für Dampfkessel nach DIN EN 12953-6:2011 (D) Tabelle C.1							
Überwachung und Prüfung	Abschnitte	3 Tage	1 Monat	3 Monate	6 Monate	12 Monate	Anmerkungen
Schutzeinrichtung gegen Drucküberschreitung (Sicherheitsventile)	4.1	O			T		Siehe Anmerkung 1 und 2
Wasserstandsanzeige	5.1	T					Vergleich mit Begrenzern und Reglern
Abschlamm- und Entleerungseinrichtungen	4.6	T					-
Ventile	5.3	O			T		Dem Bedienungshandbuch des Herstellers entsprechend
Speisewasser-Regelung	5.5	O			T		-
Schutz vor Niedrigwasser	5.6.1	O	T				Funktionskontrolle durch Absenken des Wasserstandes bis zum Schaltpunkt
Dampfdruck- und Temperaturanzeige	5.2	O					Vergleich mit Begrenzern und Reglern
Druckbegrenzung	5.6.2	O	T				Funktionskontrolle durch Absenken des Wasserstandes bis zum Schaltpunkt
Temperaturbegrenzung	5.6.3	O	T				-
Geräte zum Schutz der Wasserqualität	4.8	O	T(1)		T(2)		(1) Vergleich der Messwerte mit den zuverlässigen Proben (siehe 4.7.2) (2) Von einer angemessenen qualifizierten und fachkundigen Person ausgeführt
Schutzsysteme	4.3	O			T(3)		(3) Elektrische und mechanische Prüfungen, die von einer angemessenen qualifizierten und fachkundigen Person durchgeführt werden
Druckteile (Rohre, Inspektionsöffnungen, Flansche, Dichtungen, Verbindungen ...)	-		O				
Druck- und Temperaturregler	4.4.1	O			T		
Speisewasser-Zufuhr	5.4	O		T			
Wasserqualität	4.7	T(4)					(4) siehe EN 12953 - 10
Wärmezufuhr	4.4	O				T(5)	(5) Von einer angemessenen qualifizierten und fachkundigen Person nach dem Betriebshandbuch des Herstellers mindestens einmal im Jahr durchgeführt
(O) Überwachung außergewöhnlicher Geräusche, Gerüche und anderer bemerkenswerter Faktoren (Sichtprüfung).							
(T) Kontrolle und/oder Prüfung der Funktionsweise von Ausrüstungsteilen, einschl. Überwachung.							

Tabelle 5 Kontrollliste für Dampfkessel nach DIN EN 12953 Teil 6; Tabelle C.1 [6]

Eine Zeitschaltuhr, welche die Anlage nach 72 Stunden abschaltet und quitiert werden muss, ist nicht gefordert und nicht vorgesehen. Der Kesselwärter muss jedoch mit seiner Unterschrift die vorgesehenen Arbeitsschritte im Kesselhandbuch bestätigen.

4 Energetische Betrachtung

In den vorangegangenen Kapiteln wurde bereits die vorhandene Dampfanlage sowie die Dampfanlage nach dem Umbau für den 72h-Betrieb erläutert.

Die neue Regelung bietet nach dem Umbau zusätzlich die Möglichkeit die Betriebsweise zu optimieren und somit energetische Einsparpotentiale zu heben. Diese werden in den nachfolgenden Unterkapiteln beschrieben.

4.1 Dampfdruckreduzierung

Die neue Regelanlage beinhaltet die Funktion verschiedene Zeitprogramme mit unterschiedlichen Dampfdrücken einstellen zu können. So kann der Dampfdruck außerhalb der Betriebszeiten abgesenkt werden. In Tabelle 4 (S. 18) sind die neu eingestellten Betriebszeiten mit den zugehörigen Dampfdrücken zusammengefasst.

Durch den niedrigeren Dampfdruck reichen geringere Temperaturen zur Dampferzeugung aus. Hierdurch reduzieren sich die Stillstandsverluste der Kessel sowie die Wärmeverluste der Rohrleitungen. Durch die reduzierten Kesselverluste sind zusätzlich außerhalb der Betriebszeiten weniger Kesselstarts notwendig, um den Dampfdruck aufrecht zu halten. Die Verluste bei verschiedenen Betriebsweisen sowie die entsprechenden Einsparpotentiale werden in den anschließenden Kapiteln erläutert.

4.1.1 Kesselverluste bei reduziertem Dampfdruck

Bevor die Einsparpotentiale für die verschiedenen Optimierungsmaßnahmen aufgezeigt werden, wird zunächst ein Überblick über Kesselverluste bei unterschiedlichen Betriebsweisen dargestellt.

Nachtbetrieb mit Betriebsdruck $p_e = 3$ bar

Um die Kesselverluste außerhalb der Betriebszeiten aufzunehmen, wurden die Gaszählerstände vom 29.08.2013 – 20:08 Uhr und am 30.08.2013 – 4:49 Uhr aufgenommen. In diesem Zeitraum wurden lediglich die Dampfkessel betrieben. Die Pumpenwarmwasserkessel waren in diesem Zeitraum nicht in Betrieb. Der gesamte Gasverbrauch kann somit für die Dampfkessel zu Grunde gelegt werden.

Die Dampfventile der beiden Kessel waren über den gesamten Zeitraum weitestgehend geschlossen, so dass der Gasverbrauch lediglich zur Eigendruckhaltung und damit zur Deckung der Verluste aufgebracht werden musste.

Der Gasverbrauch in dem betrachteten Zeitraum beträgt 414,61 kWh_{HS} was einer Dauerleistung von 47,75 kW_{HS} entspricht. Die gesamten Verluste teilen sich wie folgt auf:

- Strahlungsverluste der Kessel
- Verluste durch Luftzirkulation aus dem Aufstellraum durch den Brennraum des Kessel über die Abgasanlage ins Freie
- Dampfverluste durch undichte Ventile
- Verluste durch Vorbelüftung beim Brennerstart
- Abgasverluste bei der Nachheizung

Für die Separierung der Verluste wurden für die einzelnen Verlustarten verschiedene weitere Messwerte vor Ort mit Trendkurven aufgenommen.

Am Abgasstutzen der Kessel wurde bei Anlagenstillstand ein Volumenstrom von rund 150 m³/h aufgenommen. Die Raumtemperatur zu diesem Zeitpunkt betrug 29 °C und die gemessene Temperatur am Abgasstutzen 40 °C. Für die spezifische Wärmekapazität von Luft werden 0,34 Wh/(m³·K) angesetzt. Die Berechnung der Verlustleistung wird nach folgender Formel bestimmt:

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

Mit den aufgenommenen Daten ergibt sich daraus folgende Verlustleistung.

$$\dot{Q}_{\text{Verl.Zirk.}} = 150 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \cdot 0,34 \frac{\text{Wh}}{\text{m}^3 \text{K}} \cdot (40 - 29) \text{K} = 561 \text{ W}_{\text{th}}$$

Für die Summe der beiden Kessel ergibt sich hieraus eine Verlustleistung von 1,12 kW_{th}. Über den Betrachtungszeitraum von 8 Stunden und 40 Minuten entspricht das einer Gesamtverlustwärmemenge von 9,74 kWh_{th}.

Die Verlustwärmemenge kommt nur während der Stillstandszeiten des Brenners zum Tragen. Auf Grund der geringen Gesamtbetriebszeiten je Nacht werden diese jedoch vernachlässigt.

Verluste durch Vorbelüftung beim Brennerstart

Bei jedem Brennerstart wird der Brennraum des Kessels vorbelüftet um unverbrannte Gas über die Abgasanlage abzuführen. Die Luft zur Vorbelüftung wird dem Aufstellraum entzogen. Bei der Vorbelüftung ergibt sich der Effekt, dass sich, wie in Bild 13 gezeigt, die Luft im inneren des Kessels erwärmt und somit ein Teil der Wärmeenergie über die Abgasanlage ins Freie transportiert wird.

Die entstehende Verlustleistung kann wie folgt ermittelt werden:

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

Der Luftvolumenstrom bei der Vorbelüftung beträgt ca. 1.400 m³/h [8]. Am Abgasstutzen des Kessels wurde bei der Vorbelüftung eine Temperatur von 115 °C gemessen. Zu diesem Zeitpunkt herrschte eine Raumtemperatur von rund 29 °C. Aus den aufgenommenen Daten ergibt sich die Verlustleistung durch Wärmeabführung über die Abgasanlage:

$$\dot{Q}_{\text{Verl.Vorb.}} = 1.400 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \cdot 0,34 \frac{\text{Wh}}{\text{m}^3 \text{K}} \cdot (115 - 29) \text{K} = 40.936 \text{ W} = 40,94 \text{ kW}_{\text{th}}$$

Bei der aufgenommenen Vorbelüftungszeit von 90 Sekunden ergibt sich hieraus folgende Verlustwärmemenge je Kesselstart.

$$Q_{\text{Verl.Vorb.}} = \dot{Q}_{\text{Verl.Vorb.}} \cdot z = 40,94 \text{ kW} \cdot 90 \text{ s} \cdot \frac{\text{h}}{3600 \text{ s}} = 1,02 \text{ kWh}_{\text{th}}$$

Nach Bild 12 ist Kessel 1 in dem betrachteten Zeitraum fünf Mal und Kessel 2 acht Mal gestartet. Für die Gesamtverlustwärmemenge durch Kesselstarts ergibt sich daraus eine Verlustwärmemenge von 13,3 kWh_{th}.

Abgasverluste

Der durchschnittliche feuerungstechnische Wirkungsgrad der Dampfkesselanlage beträgt heizwertbezogen rund 91 % [9]. Das entspricht einem brennwertbezogenen Wirkungsgrad von 82 %. Damit kann aus dem aufgenommenen Gasverbrauch der Wärmeverbrauch wie folgt errechnet werden:

$$Q_{\text{Wärme}} = Q_{\text{GasHS}} \cdot \eta_{\text{FHS}} = 414,61 \text{ kWh}_{\text{HS}} \cdot 0,82 = 340 \text{ kWh}_{\text{th}}$$

$$Q_{\text{AbgasHS}} = Q_{\text{GasHS}} - Q_{\text{Wärme}} = 414,61 \text{ kWh}_{\text{HS}} - 340 \text{ kWh}_{\text{th}} = 74,61 \text{ kWh}_{\text{HS}}$$

Die Abgasverluste im Betrachtungszeitraum betragen somit 74,61 kWh_{HS}.

Strahlungsverluste

Die Aufteilung der Verluste durch undichte Dampfventile sowie die Strahlungsverluste lassen sich nur schwierig messtechnisch erfassen. Da die Kesselanlagen jedoch baugleich sind, kann davon ausgegangen werden, dass die Strahlungsverluste der Kessel ähnlich sind.

Es werden daher zunächst die Gesamtverluste für Strahlung und undichte Ventile bestimmt. Diese ergeben sich aus der gesamten Verlustwärmemenge abzüglich der Wärmemenge durch Vorbelüftung und durch natürliche Luftzirkulation durch den Kessel.

$$Q_{\text{Rest}} = 340,0 \text{ kWh}_{\text{th}} - 13,3 \text{ kWh}_{\text{th}} - 9,7 \text{ kWh}_{\text{th}} = 317,0 \text{ kWh}_{\text{th}}$$

Eine überschlägige Aufteilung der Verluste wird an Hand der Trendkurve aus Bild 12 durchgeführt. Bei der Betrachtung der Trendkurve wird festgestellt, dass Kessel 1 nach der Betriebszeit den Dampfdruck wesentlich länger hält und erst später starten muss als Kessel 2.

Insgesamt muss Kessel 1 nur fünf Mal starten und Kessel 2 acht Mal. Durch Aufteilung der Verluste für undichte Ventile und Strahlung an Hand der gesamten Starts, ergeben sich je Start Wärmeverluste von 24,4 kWh_{th}. Für Kessel 1 ergeben sich daraus bei fünf Starts 121,9 kWh_{th} und für Kessel 2 bei acht Starts 195,0 kWh_{th}.

Davon ausgehend, dass die Strahlungsverluste der Kessel identisch sind und das Dampfventil von Kessel 1 annähernd dicht ist, so beschreiben die errechneten Verluste von 121,9 kWh_{th} für Kessel 1 die Strahlungsverluste. Das entspricht für beide Kessel zusammen einer Gesamtverlustwärmemenge von 243,8 kWh_{th} und einer Verlustwärmeleistung von 28,07 kW_{th}.

Verluste durch undichte Dampfventile

Wie im vorstehenden Abschnitt ermittelt, ergibt sich für Kessel 1 eine Verlustwärmemenge von 121,9 kWh_{th} und für Kessel 2 eine Verlustwärmemenge von 195,0 kWh_{th}. Bei einem dicht schließenden Dampfventil an Kessel 1 und identischen Strahlungsverlusten für die beiden Kessel ergibt sich somit aus der Differenz von 73,1 kWh_{th} zwischen den beschriebenen Verlusten die durch das undichte Dampfventil verursachte Verlustwärmemenge.

4.1.2 Reduzierung Stillstandsverluste Kessel

Zunächst wurde darüber nachgedacht, die Kesselverluste im Stillstand durch Aufnahme des Gasverbrauchs über den Zeitraum von einer Nacht festzustellen. Hierzu sollte für eine Nacht darauf verzichtet werden, den Dampfdruck zu reduzieren und die Anlage mit dem Tages-sollwert beaufschlagt werden.

Nach einigen Überlegungen wurde hierauf jedoch verzichtet, da die Dampfventile an den Kesseln nach der Umbauphase erst nach einiger Zeit im Betrieb mit abgesenktem Druck dicht hielten und auch jetzt noch eines der beiden Ventile teilweise nicht dicht schließt.

Um durch den Betrieb mit erhöhtem Dampfdruck keine weitere Undichtigkeit herbeizuführen, wurde auf diesen Versuch verzichtet und die Verlustverhältnisse mit theoretischen Ansätzen ermittelt.

Zur Verdeutlichung der Zusammenhänge zwischen Betriebsdruck und Betriebstemperatur, welche für das Ausmaß der Verluste maßgebend verantwortlich sind, dient nachfolgend abgebildete Dampfdruckkurve für Wasserdampf [7].

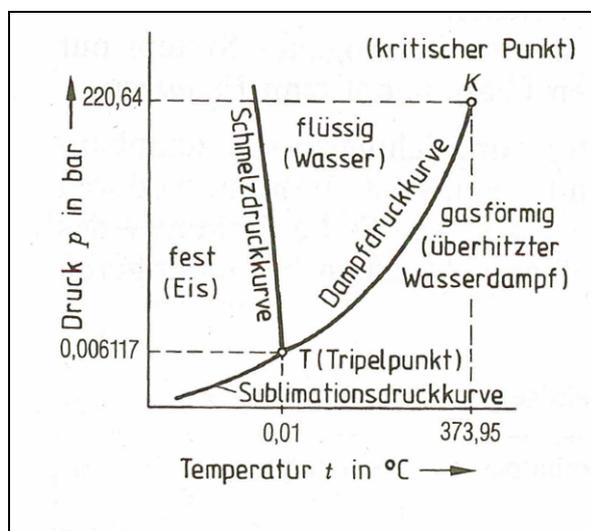


Bild 14 p,t-Diagramm für Wasser [7]

Aus der Dampfdruckkurve ist ersichtlich, dass mit steigendem Dampfdruck auch eine höhere Temperatur zum Verdampfen des Wassers benötigt wird. Die genauen Temperaturen und Dampfdrücke können der Wasserdampf tafel im Sättigungszustand entnommen werden.

Dampfdruck (abs.) [bar]	Temperatur [°C]	Verdampfungsenthalpie [kJ/kg]
0,5	81,32	2304,7
1,0	99,61	2257,5
1,1	102,29	2250,4
1,2	104,78	2243,8
1,3	107,11	2237,5
1,4	109,29	2231,6
1,5	111,35	2226,0
2,0	120,21	2201,6
3,0	133,53	2163,4
4,0	143,61	2133,3
6,0	158,83	2085,6
8,0	170,41	2047,3
10,0	179,89	2014,4
15,0	198,30	1946,3

Tabelle 6 Ausschnitt Wasserdampf tafel [7]

Die in der Dampfdrucktafel abgebildeten Werte beziehen sich auf absolute Drücke. Bei der Auswertung wird vereinfacht von einem atmosphärischen Druck von $p_{amb} = 1$ bar ausgegangen. Nachfolgende Werte wurden linear interpoliert, um die Drücke der für Neuerkerode typischen Betriebszustände zu erhalten.

Dampfdruck (abs.) [bar]	Temperatur [°C]	Verdampfungsenthalpie [kJ/kg]
5,0 bar	151,22 °C	2109,5 kJ/kg
11,0 bar	183,57 °C	2000,8 kJ/kg
12,5 bar	189,10 °C	1980,4 kJ/kg

Tabelle 7 linear interpolierte Dampfdrücke

Die Wärme- bzw. Strahlungsverluste der Dampfkessel ergeben sich analog der Transmissionswärmeverluste für Gebäude aus der Multiplikation der Fläche, des Wärmedurchgangskoeffizienten sowie der Temperaturdifferenz zwischen Medientemperatur und Umgebungstemperatur und werden in nachfolgender Formel zusammengefasst:

$$\dot{Q}_{\text{verl.}} = A \cdot U_{\text{Wand}} \cdot (t_{\text{Dampf}} - t_{\text{Umg.}})$$

Die Oberfläche A der Dampfkessel ist konstant. Der U-Wert ändert sich geringfügig auf Grund der wechselnden Oberflächen- und Medientemperaturen und der damit verbundenen Änderung des Wärmeübergangs zwischen Medium und Kesselwandung. Die Änderung des U-Wertes wird jedoch bei der Betrachtung vernachlässigt.

Für die Umgebungstemperatur wird eine einheitliche, mittlere Raumtemperatur (des Heizhauses) von 25 °C angenommen. Hieraus kann für verschiedene Betriebstemperaturen folgendes Verlustverhältnis gebildet werden.

$$\frac{\dot{Q}_{\text{verl.2}}}{\dot{Q}_{\text{verl.1}}} = \frac{A \cdot U_{\text{Wand}} \cdot (t_{\text{Dampf2}} - t_{\text{Umg.}})}{A \cdot U_{\text{Wand}} \cdot (t_{\text{Dampf1}} - t_{\text{Umg.}})}$$

$$\dot{Q}_{\text{verl.2}} = \dot{Q}_{\text{verl.1}} \cdot \frac{(t_{\text{Dampf2}} - t_{\text{Umg.}})}{(t_{\text{Dampf1}} - t_{\text{Umg.}})}$$

$\dot{Q}_{\text{verl.1}}$ beschreibt den Istzustand der Verlustleistung (bei Normalbetrieb und maximalem Dampfdruck). Die Verlustleistung für die neuen Betriebsdrücke (mit niedrigeren Drücken) im Verhältnis zum Betriebsdruck im Bestand von $p_e = 11,5$ bar sind in nachfolgender Tabelle zusammengefasst.

Verlust	Betriebsüberdruck (Absolutdruck) [bar]	Betriebstemperatur [°C]	Verhältnis	Dauer je Woche [h]
$\dot{Q}_{\text{verl.1}}$	11,5 (12,5)	189,1	$1 \cdot \dot{Q}_{\text{verl.1}}$	
$\dot{Q}_{\text{verl.2}}$	4,0 (5,0)	151,2	$0,77 \cdot \dot{Q}_{\text{verl.1}}$	15
$\dot{Q}_{\text{verl.3}}$	10,0 (11,0)	183,6	$0,97 \cdot \dot{Q}_{\text{verl.1}}$	54
$\dot{Q}_{\text{verl.4}}$	3,0 (4,0)	143,6	$0,73 \cdot \dot{Q}_{\text{verl.1}}$	99

Tabelle 8 Übersicht Verlustverhältnisse bei Dampfdrucksenkung

Aus den errechneten Daten ergibt sich folgendes mittleres Gesamtverlustverhältnis:

$$\dot{Q}_{\text{verl.-neu}} = \dot{Q}_{\text{verl.1}} \cdot \frac{15 \text{ h} \cdot 0,77 + 54 \text{ h} \cdot 0,97 + 99 \text{ h} \cdot 0,73}{168 \text{ h}} = \dot{Q}_{\text{verl.1}} \cdot 0,81$$

Die Zusammenstellung zeigt, dass durch die Reduzierung der Dampfdrücke außerhalb der normalen Betriebszeiten bereits eine Reduzierung der Stillstands- bzw. Strahlungsverluste um 19 % erreicht wird.

An Hand der vorstehenden Verlustverhältnisse wird ermittelt, was dies in absoluter Energiemenge bedeutet. Hierzu wurde in Kapitel 4.1.1 (Nachtmessung) der Verlust bei einem Dampfdruck von 3 bar ($\dot{Q}_{\text{verl.4}}$) ermittelt.

In der nachfolgenden Tabelle sind für die angegebenen Verlustverhältnisse, die jeweiligen Verlustleistungen sowie die in Abhängigkeit der Betriebszeit entstehenden Verlustwärmemengen zusammengestellt.

Für die Stillstandsverluste werden aus der Betrachtung in Kapitel 4.1.1 lediglich die Strahlungsverluste sowie die Verluste durch natürliche Luftzirkulation durch den Brennraum des Kessels und die damit verbundene Kesselauskühlung herangezogen. Die Verluste durch undichte Dampfventile bleiben hierbei unberücksichtigt.

Bei den Verlusten durch Strahlung und natürliche Luftzirkulation wird davon ausgegangen, dass sich diese prozentual nahezu identisch verhalten. Auf Grund des geringen Anteils wird hierbei vernachlässigt, dass die Verluste durch natürliche Luftzirkulation während der Brennerbetriebszeiten nicht auftreten.

Die Verluste durch Kesselstarts werden in Kapitel 4.1.3 separat betrachtet.

Verlust	Betriebsüberdruck (Absolutdruck) [bar]	Verlustleistung (für beide Kessel) [kWh _{th}]	Verhältnis	Dauer je Woche [h]	Wärmemenge je Woche [kWh _{th}]
$\dot{Q}_{\text{verl.4}}$	3,0 (4,0)	29,2	$0,73 \cdot \dot{Q}_{\text{verl.1}}$		
$\dot{Q}_{\text{verl.1}}$	11,5 (12,5)	40,0	$\frac{\dot{Q}_{\text{verl.4}}}{0,73}$	168	6.589
$\dot{Q}_{\text{verl.2}}$	4,0 (5,0)	30,8	$0,77 \cdot \dot{Q}_{\text{verl.1}}$	15	453
$\dot{Q}_{\text{verl.3}}$	10,0 (11,0)	38,8	$0,97 \cdot \dot{Q}_{\text{verl.1}}$	54	2.054
$\dot{Q}_{\text{verl.4}}$	3,0 (4,0)	29,2	$0,73 \cdot \dot{Q}_{\text{verl.1}}$	99	2.834

Tabelle 9 Übersicht Stillstandsverluste Dampfkessel bei verschiedenen Dampfdrücken

Die Gegenüberstellung der Stillstandsverluste im Bestand ($\dot{Q}_{\text{verl.1}}$) und der Summe der Verluste mit abgesenktem Betrieb ($\dot{Q}_{\text{verl.2}} + \dot{Q}_{\text{verl.3}} + \dot{Q}_{\text{verl.4}}$) ergibt sich eine Wärmeenergieeinsparung von rund 1.247 kWh_{th} je Woche.

Bei einem brennwertbezogenen Feuerungswirkungsgrad von 82 % ergibt sich hieraus eine Gaseinsparung von rund 1.520 kWh_{HS} je Woche, was bei durchgehendem Betrieb über 52 Wochen einer Einsparung von 79.107 kWh_{HS} pro Jahr entspricht. Diese Menge kostet zu Gaspreisen des Jahres 2012 etwa 4700 €/a.

4.1.3 Reduzierung Kesselstarts

Bei der bisher installierten Kesselregelung für die Dampfkessel in Neuerkerode war ein konstanter Dampfdruck von ca. $p_e = 11,5$ bar eingestellt. Nach Betriebsende um 16:30 Uhr wurde das manuelle Absperrventil am Austritt der Heizzentrale von den Kesselwärtern geschlossen und somit die Dampfleitung zur Küche und Wäscherei abgesperrt. Die Kesselanlagen haben dann über die gesamte Nacht bis zum Betriebsstart um 5:00 Uhr beide den Betriebsdruck von $p_e = 11,5$ bar aufrechterhalten.

Ziel der optimierten Betriebsweise in Bezug auf Dampfdruck ist, den Dampfdruck so einzustellen, dass sich die Wärmeverluste und damit die Brennerstarts der Kessel vor allem außerhalb der Betriebszeiten reduzieren.

Die neuen Betriebszeiten und die zugehörigen Dampfdrücke können Tabelle 4 (S. 18) entnommen werden.

Speziell außerhalb der Betriebszeiten kann der Dampfdruck von $p_e = 11,5$ bar auf $p_e = 3,0$ bar deutlich reduziert werden. Eine weitere Dampfdruckreduzierung wurde, wie bereits in Kapitel 3.4 beschrieben, ebenfalls getestet. Sie ließ sich jedoch auf Grund technischer Probleme nicht umsetzen.

Inwiefern sich die Umstellung der Regelung auf die Stillstandsverluste auswirkt, wurde bereits im vorhergehenden Kapitel dargestellt.

Bei geringeren Stillstandsverlusten sind auch weniger Kesselbetriebsphasen und folglich auch weniger Kesselstarts notwendig, um die Verluste zu kompensieren. Davon ausgehend, dass außerhalb der Betriebszeiten die gesamten Kesselverluste (Betrachtung einschl. undichter Dampfventile), wie in Kapitel 4.1.2 detailliert errechnet, im Verhältnis 1: 0,73 steigen, und je Betriebsphase des Kessels die gleiche Wärmemenge erzeugt wird, nehmen die Kesselstarts im gleichen Verhältnis zu.

Bei der Datenaufnahme zu den betrachteten Verlusten aus Kapitel 4.1.1 wurden 13 Kesselstarts ermittelt. Bei erhöhtem Dampfdruck wären nach dem vorstehend beschriebenen Verhältnis 18 Betriebsphasen und damit Kesselstarts notwendig, um die Stillstandsverluste zu kompensieren.

Ebenfalls wurde in Kapitel 4.1.1 bereits eine Verlustwärmemenge von $1,02 \text{ kWh}_{th}$ je Start ermittelt. Da bei nicht abgesenktem Betriebsdruck auf Grund der höheren Betriebstemperaturen auch von einer höheren Verlustwärmemenge bei der Vorbelüftung des Brenners auszugehen ist, wird hier ebenfalls ein Verhältnis von 1: 0,73 angesetzt.

Daraus ergibt sich bei einem Dampfdruck von $11,5$ bar eine Verlustwärmemenge von $1,40 \text{ kWh}_{th}$ je Brennerstart. Die sich daraus ergebende Energieeinsparung durch die Druckreduzierung beträgt $11,93 \text{ kWh}_{th}$ je Nacht bzw. $83,51 \text{ kWh}_{th}$ je Woche, was bei einem feuerungstechnischen Wirkungsgrad $101,87 \text{ kWh}_{HS}$ entspricht. Pro Jahr ergibt sich hieraus eine Einsparung von 5.297 kWh_{HS} bzw. zu Preisen von 2012 eine Kostenersparnis von gut 300 €/a .

Da es vor allem in der Anfangsphase nach dem Umbau der Regelanlage zur verschiedenen Problemen beim Betrieb mit abgesenktem Druck bzw. beim Anfahren auf Betriebsdruck in den Morgenstunden kam, werden anschließend noch verschiedene Betriebsweisen außerhalb der Betriebszeiten in Bezug auf die Häufigkeit von Kesselstarts untersucht und an Hand von aufgezeichneten Trendkurven erläutert.

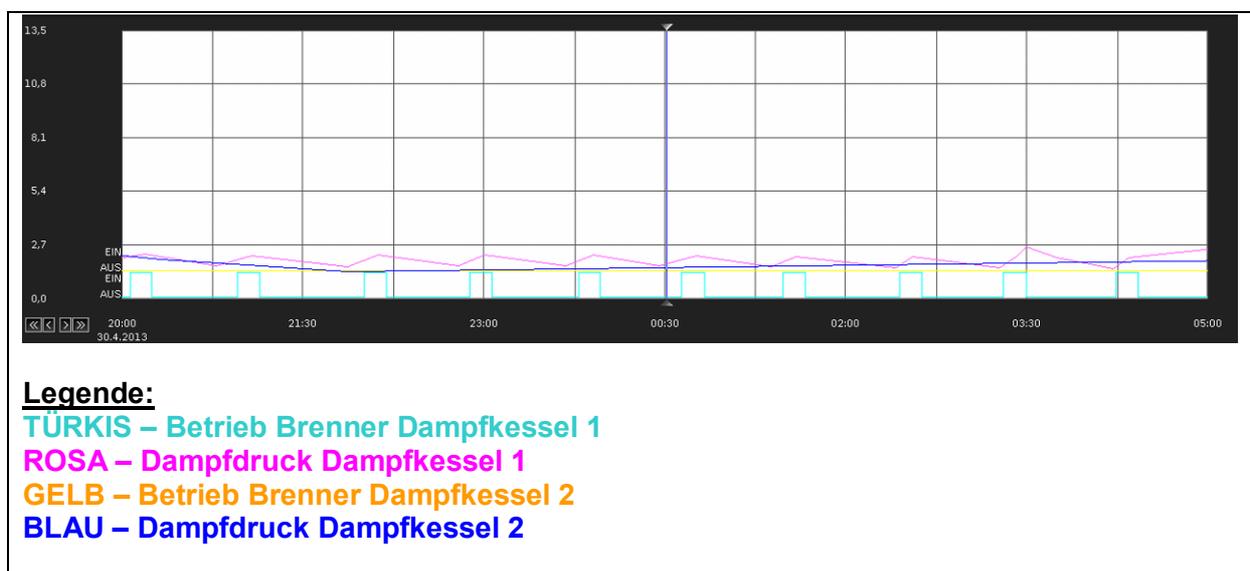
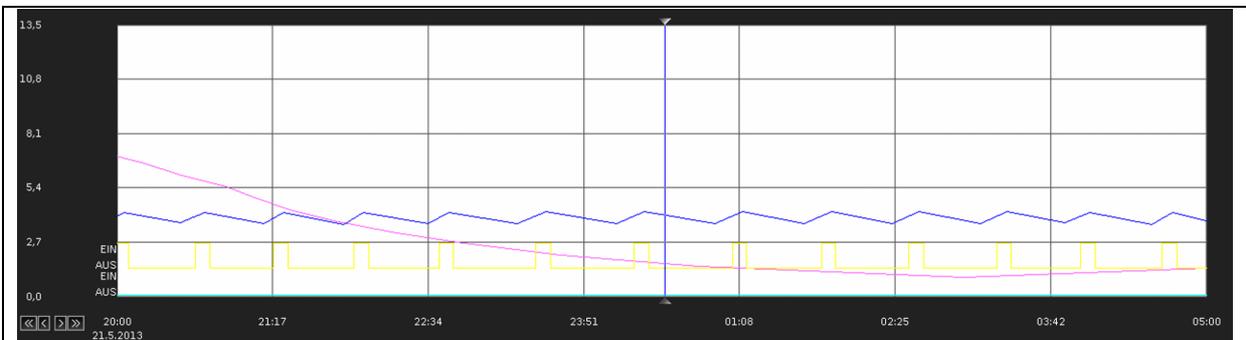


Bild 15 Trendkurve Kesselbetrieb bei Ruhedruck von $p_e = 2,0$ bar

In Bild 15 wird der nächtliche Verlauf von Kesselstarts und Dampfdruck bei einem Dampfdrucksollwert von 2 bar aufgezeigt. Zu diesem Zeitpunkt hielten die pneumatischen Dampfventile an den Kesseln noch nicht komplett dicht. Daher reichte es aus, wenn einer der beiden Kessel den Ruhedruck aufrechterhalten hat. Es zeigt sich, dass im Zeitraum von 20 Uhr bis 5 Uhr zehn Kesselstarts durch einen der beiden Kessel notwendig waren, um den Dampfdruck konstant zu halten und die Verluste zu kompensieren.



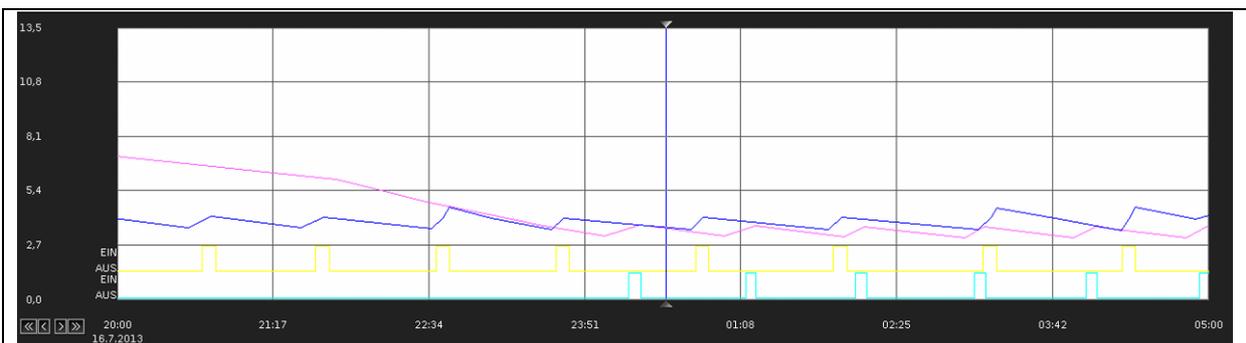
Legende:

- TURKIS – Betrieb Brenner Dampfkessel 1
- ROSA – Dampfdruck Dampfkessel 1
- GELB – Betrieb Brenner Dampfkessel 2
- BLAU – Dampfdruck Dampfkessel 2

Bild 16 Trendkurve Kesselbetrieb bei Ruhedruck von $p_e= 3,0$ bar (Einkesselbetrieb)

In Bild 16 ist der gleiche Zeitraum, jedoch mit einem Dampfdrucksollwert von $p_e= 3$ bar dargestellt. Bei der Erhöhung um 1 bar sind bereits dreizehn Starts notwendig um den Dampfdruck aufrecht zu erhalten und die Verluste auszugleichen.

In dieser Phase des Probetriebes wurde zusätzlich festgestellt, dass die Dampfventile an den Kesseln nun dicht schließen. In der Trendkurve ist zu erkennen, dass der Dampfdruck von Kessel 1 ab ca. 22 Uhr unter den Sollwert von $p_e= 3$ bar sinkt und nicht mehr von Kessel 2 mitgehalten wird. Da der Kessel bei dieser Betriebsweise jedoch undicht wurde, wurde die Kesselregelung dahingehend geändert, dass jeder Kessel seinen eigenen Druck hält.



Legende:

- TURKIS – Betrieb Brenner Dampfkessel 1
- ROSA – Dampfdruck Dampfkessel 1
- GELB – Betrieb Brenner Dampfkessel 2
- BLAU – Dampfdruck Dampfkessel 2

Bild 17 Trendkurve Kesselbetrieb bei Ruhedruck von $p_e= 3,0$ bar (Zweikesselbetrieb)

Bild 17 zeigt den nächtlichen Druckverlauf und Kesselstarts mit der final umgesetzten Betriebsweise. Es zeigt sich, dass bei dieser Betriebsweise insgesamt 14 Kesselstarts für beide Kessel zusammen notwendig sind, um den Ruhedruck aufrecht zu halten und die Verluste der Kessel zu decken.

4.1.4 Reduzierung Rohrleitungsverluste

Die Rohrleitungsverluste verhalten sich ebenso wie die Stillstandsverluste der Kesselanlage. Auch hier lässt sich durch die Druck- und damit verbundene Temperaturreduzierung vor allem außerhalb der Betriebszeiten eine Reduzierung der Verluste erreichen. Die absolute Reduzierung der Verluste ist hierbei jedoch nicht so ausgeprägt, da durch die Kesselwärter auch im Bestand bereits darauf geachtet wurde, dass die Dampfleitung am Ausgang des Kesselhauses außerhalb der Betriebszeiten von Hand geschlossen war. Somit wurden nur die Verteilleitungen innerhalb des Kesselhauses dauerhaft mit hohem Dampfdruck beaufschlagt.

Innerhalb des Kesselhauses sind rund 5,0 m Rohrleitung DN 65 und 9,0 m Rohrleitung DN 100 verlegt. Die Dämmstärke beträgt ca. 70 mm.

Die Wärmeverluste für Dampfleitungen können an Hand nachfolgender Gleichung bestimmt werden:

$$\dot{Q}_i = k_g \cdot f_d \cdot (t_M - t_u)$$

Die Wärmedurchgangszahl k_g und der Durchmesserfaktor f_d können den nachfolgenden Diagrammen (Bild 18) entnommen werden. Die Raumtemperatur des Heizhauses wird mit 25 °C angenommen. Die Medientemperatur ergibt sich auf Grund des Dampfdruckes (siehe Tabelle 7) abgelesen werden.

Im Bestand wurden die betreffenden Rohrleitungsabschnitte dauerhaft mit $p_e = 11,5$ bar ($p_{abs} = 12,5$ bar) betrieben. Nach dem Umbau der Anlage und Sanierung der Regelungstechnik wird der Rohrleitungsabschnitt außerhalb der Betriebszeiten mit ca. $p_e = 0,5$ bar ($p_{abs} = 1,5$ bar) beaufschlagt. Für die verschiedenen Betriebszustände ergeben sich somit nachfolgende Verlustleistungen.

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{1,5bar (DN65)} &= 1,8 \frac{W}{m^2K} \cdot 0,42 \frac{m^2}{m} \cdot (111,35 - 25)K = 326 \frac{W}{m} \\ \dot{Q}_{1,5bar (DN100)} &= 1,8 \frac{W}{m^2K} \cdot 0,58 \frac{m^2}{m} \cdot (111,35 - 25)K = 811 \frac{W}{m} \\ \dot{Q}_{12,5bar (DN65)} &= 1,8 \frac{W}{m^2K} \cdot 0,42 \frac{m^2}{m} \cdot (189,1 - 25)K = 620 \frac{W}{m} \\ \dot{Q}_{12,5bar (DN100)} &= 1,8 \frac{W}{m^2K} \cdot 0,58 \frac{m^2}{m} \cdot (189,1 - 25)K = 1542 \frac{W}{m} \end{aligned}$$

Aus den gegebenen Rohrleitungslängen ergibt sich für den Betriebsdruck von $p_{abs} = 1,5$ bar eine Verlustleistung von 1.138 W_{th} und für den Betriebsdruck von $p_{abs} = 12,5$ bar eine Verlustleistung von 2.162 W_{th} . Der abgesenkte Betrieb wird 99 h pro Woche durchgeführt. Hieraus ergibt sich eine Absenkdauer von rund 5.150 h pro Jahr.

Die daraus resultierende Reduzierung der Gesamtverluste ergibt sich aus der Differenz zwischen der Verlustleistung bei $p_{abs} = 12,5$ bar Betriebsdruck und der Verlustleistung bei abgesenktem Dampfdruck von $p_{abs} = 1,5$ bar und beträgt 5.275 kWh_{th}/a . Das ergibt bei einem feuerungstechnischen Wirkungsgrad von 82 % eine Endenergieeinsparung von 6.435 kWh_{HS} pro Jahr. Das sind zu Gaspreisen von 2012 fast 400 €/a.

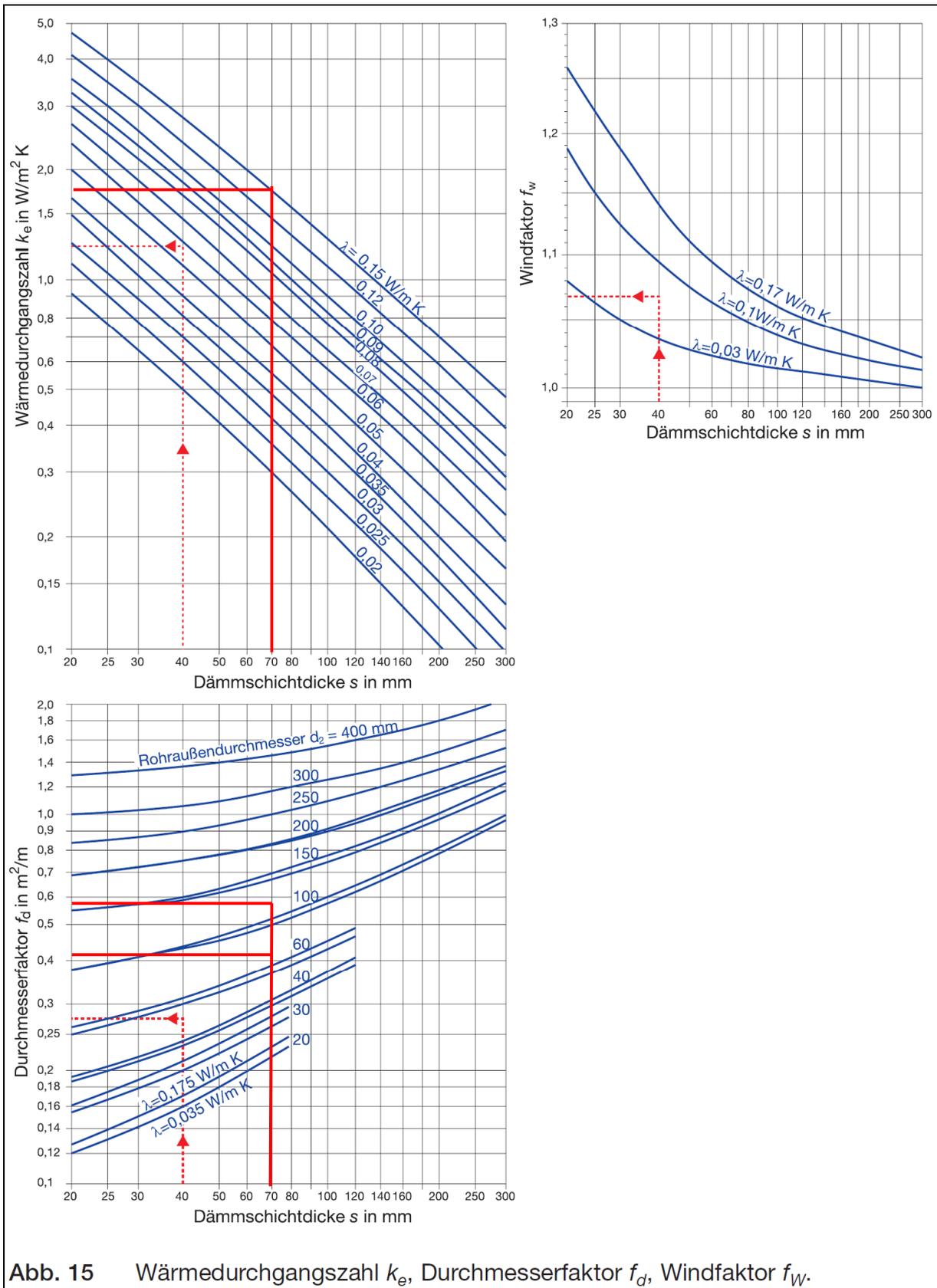


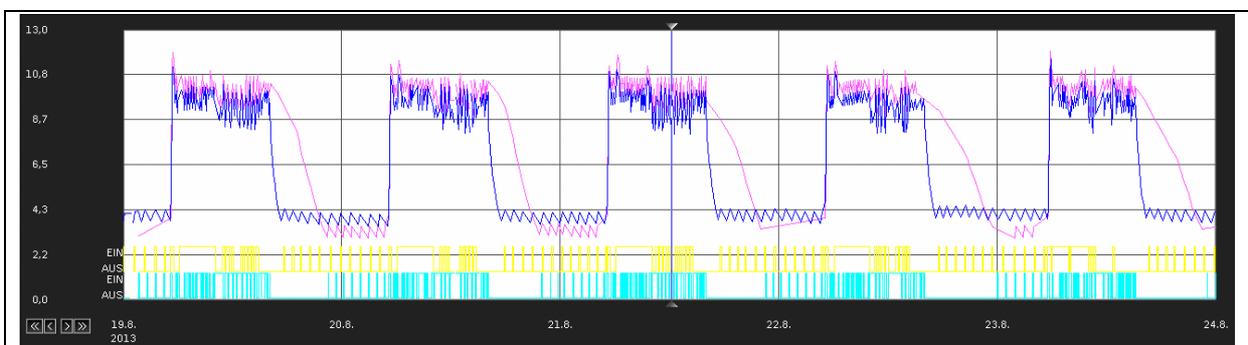
Abb. 15 Wärmedurchgangszahl k_e , Durchmesserfaktor f_d , Windfaktor f_w .

Bild 18 spezifische Wärmeverluste von Dampfleitungen [5]

4.1.5 Nutzungsgradbetrachtung Dampferzeugung

Der Nutzungsgrad der Dampferzeugung hängt in erheblichem Ausmaß von der Betriebszeit und der Betriebsweise der Kesselanlage ab. Je höher die Auslastung der Erzeugungsanlage ist, desto höher ist auch der Nutzungsgrad. Das liegt vor allem an den hohen Stillstandsverlusten der Dampferzeugung. Die verschiedenen Arten von Verlusten sowie die Verlustmengen außerhalb der Betriebszeiten wurden in den vorhergehenden Kapiteln bereits ausführlich betrachtet. Zur Berechnung des Nutzungsgrades sind zusätzlich noch die Verluste während des eigentlichen Betriebs sowie der Nutzen der Anlage zu bestimmen.

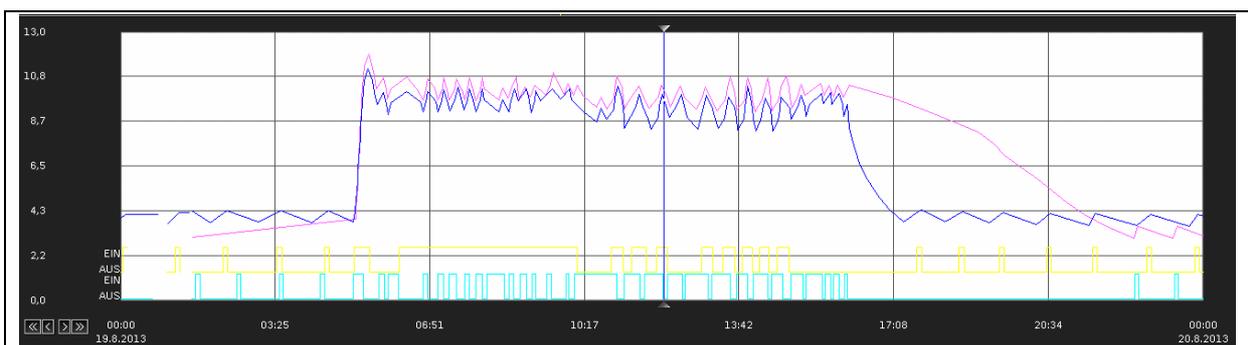
Für die Verluste während der Betriebszeiten müssen zunächst noch die Kesselstarts aufgenommen werden. Hierzu wurden die Trendkurven von zwei Wochen Dampfbetrieb ausgewertet. Da die aufgenommenen Daten bereits über zwei Wochen fast identisch waren, wurden weiterhin nur stichpunktartige Überprüfungen durchgeführt. In den nachfolgenden Trendkurven sind die Kesselstarts einmal von montags bis freitags, einmal in vergrößerter Darstellung der betrachtete Montag und einmal der Wochenendbetrieb dargestellt.



Legende:

TÜRkis – Betrieb Brenner Dampfkessel 1
ROSA – Dampfdruck Dampfkessel 1
GELB – Betrieb Brenner Dampfkessel 2
BLAU – Dampfdruck Dampfkessel 2

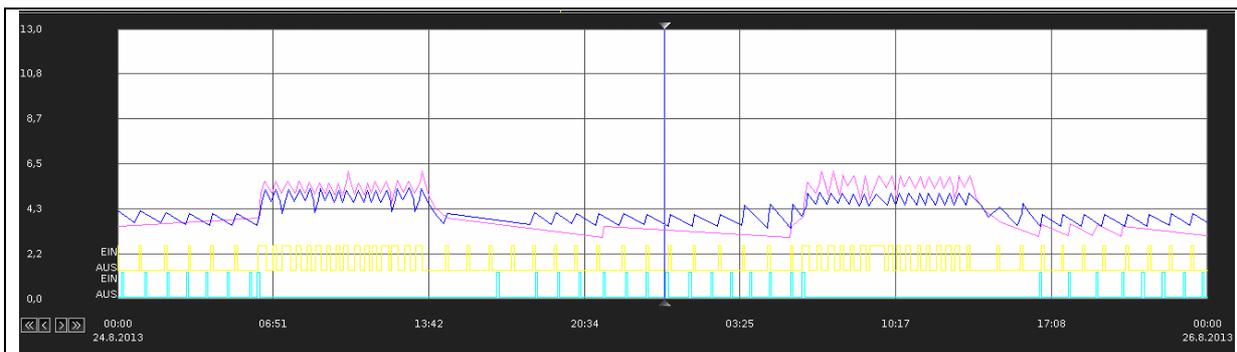
Bild 19 Wochenbetrieb ($p_e = 10$ bar) vom 19.08.2013 bis 23.08.2013



Legende:

TÜRkis – Betrieb Brenner Dampfkessel 1
ROSA – Dampfdruck Dampfkessel 1
GELB – Betrieb Brenner Dampfkessel 2
BLAU – Dampfdruck Dampfkessel 2

Bild 20 Tagbetrieb Montag ($p_e = 10$ bar) vom 19.08.2013



Legende:

TÜRKIS – Betrieb Brenner Dampfkessel 1

ROSA – Dampfdruck Dampfkessel 1

GELB – Betrieb Brenner Dampfkessel 2

BLAU – Dampfdruck Dampfkessel 2

Bild 21 Wochenendbetrieb ($p_e = 4$ bar) vom 24.08.2013 bis 25.08.2013

Während des Wochenbetriebs mit einem Dampfdruck von $p_e = 10$ bar wurden rund 200 Starts aufgenommen. Während des Wochenendbetriebs mit einem Dampfdruck von $p_e = 4$ bar konnten rund 33 Starts ermittelt werden. Die Wärmeverluste je Kesselstart bei den verschiedenen Dampfdrücken werden analog der Stillstandsverluste aus den aufgenommenen Verluste nach Kapitel 4.1.1 sowie den Umrechnungsfaktoren nach Tabelle 9 bestimmt.

Im Wochenbetrieb ergeben sich hierbei $1,36 \text{ kWh}_{th}$ und im Wochenendbetrieb $1,08 \text{ kWh}_{th}$ als Verlustwärmemenge je Kesselstart.

Der Nutzen der Anlage ergibt sich aus dem Wärmebedarf für die Erzeugung des Nutzdampfes. Die Dampfverbräuche wurden bereits in einer vorhergehenden Betrachtung aufgenommen und sind in nachfolgender Tabelle dargestellt. Die zusätzlich notwendige Dampfmenge zur Deckung der Rohrleitungsverluste des Verteilnetzes werden in dieser Betrachtung nicht weiter berücksichtigt.

Wochentag	Betrieb	Dampfmenge	Anteil
Mo bis Do	Wäscherei	10478 kg/d	94 %
	Küche	661 kg/d	6 %
Freitag	Wäscherei	7720 kg/d	91 %
	Küche	661 kg/d	9 %
Samstag	Wäscherei	0 kg/d	0 %
	Küche	661 kg/d	100 %
Sonntag	Wäscherei	0 kg/d	0 %
	Küche	631 kg/d	100 %
Über eine Woche	Wäscherei	49630 kg/Woche	91 %
	Küche	4597 kg/Woche	9 %

Tabelle 10 Aufteilung wöchentlicher Dampfverbraucher [4]

Für die Berechnung der Nutzenergie muss zunächst unterschieden werden, welcher Dampfdruck erzeugt wird. Der Dampfverbrauch wird daher auf die Betriebszeit von montags bis freitags (Wochenbetrieb mit $p_e = 10$ bar) sowie Samstag und Sonntag (Wochenendbetrieb mit $p_e = 4$ bar) aufgeteilt.

Die Dampfmenge während des Wochenbetriebs beträgt nach der oben gezeigten Aufstellung 52.937 kg . Für den Wochenendbetrieb sind demnach 1.292 kg notwendig.

Die zur Erzeugung des Nutzdampfes erforderliche Wärmemenge ergibt sich aus der Differenz zwischen der Enthalpie des zugeführten Speisewassers und der Enthalpie des Nutzdampfes multipliziert mit der Nutzdampfmenge:

$$Q_D = m_D \cdot (h''_{\text{Dampf}} - h'_{\text{Speisewasser}})$$

Das Speisewasser besitzt eine Temperatur von rund 100 °C sowie einen Druck (vor Druckerhöhung durch die Speisewasserpumpe) von rund 1 bar. Die Temperatur des Nutzdampfes hängt von dem Dampfdruck und damit von der Betriebszeit ab. Die entsprechenden Enthalpien für die einzelnen Dampfdrücke sowie für das Speisewasser können Tabelle 11 entnommen werden. Zwischenwerte wurden hierbei linear interpoliert.

Dampfdruck [bar]	Temperatur [°C]	Enthalpie h' des Speisewassers [kJ/kg]	Enthalpie h'' des Dampfes [kJ/kg]
1,0	99,61	417,44	2675,0
4,0	143,61	604,72	2738,1
5,0	151,20	637,61	2747,1
6,0	158,83	670,50	2756,1
10,0	179,89	762,70	2777,1
11,0	183,60	779,10	2779,9
15,0	198,30	844,70	2791,0

Tabelle 11 Stoffwerte für Wasser und Wasserdampf [7]

Aus den Dampfverbräuchen und den entsprechenden Enthalpien ergeben sich nachfolgende Nutzwärmemengen.

$$Q_{D \text{ Wochenbetrieb}} = 52937 \frac{\text{kg}}{\text{Woche}} \cdot (2779,9 - 417,44) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \cdot \frac{\text{kWs}}{\text{kJ}} \cdot \frac{\text{h}}{3600\text{s}} = 34739 \frac{\text{kWh}_{\text{th}}}{\text{Woche}}$$

$$Q_{D \text{ Wochenendbetrieb}} = 1292 \frac{\text{kg}}{\text{Woche}} \cdot (2747,1 - 417,44) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \cdot \frac{\text{kWs}}{\text{kJ}} \cdot \frac{\text{h}}{3600\text{s}} = 836 \frac{\text{kWh}_{\text{th}}}{\text{Woche}}$$

Für die Nutzungsgradbestimmung sind in der folgenden Tabelle sämtliche Verluste sowie Nutzenergien aufgelistet. Im Anschluss werden die Gesamtverluste sowie der Gesamtnutzen der Anlage zusammengefasst und durch Division durch den Brennerwirkungsgrad in den erforderlichen Gaseinsatz umgerechnet. Danach wird der Gesamtnutzen durch den Gaseinsatz geteilt, um den Nutzungsgrad zu bestimmen. Alle Verbrauchsdaten beziehen sich auf den Betrieb von einer Woche.

	Wochenbetrieb	Wochenendbetrieb	Ruhebetrieb	Summe
Nutzen:	34.739,02 kWh _{th}	836,09 kWh _{th}	0,00 kWh _{th}	35.575,11 kWh _{th}
Strahlungsverluste:	2.014,07 kWh _{th}	444,11 kWh _{th}	2.778,87 kWh _{th}	
Verluste durch Luftzirkulation:	40,25 kWh _{th}	8,88 kWh _{th}	55,54 kWh _{th}	
Verluste durch Vorbelüftung:	271,97 kWh _{th}	35,62 kWh _{th}	93,13 kWh _{th}	
Summe Verluste:	2.326,30 kWh _{th}	488,61 kWh _{th}	2.927,54 kWh _{th}	5.742,44 kWh _{th}
Summe Wärmeverbrauch:	37.065,32 kWh _{th}	1.324,70 kWh _{th}	2.927,54 kWh _{th}	41.317,56 kWh _{th}
Wirkungsgrad (H _s):				0,82
Gasverbrauch (H _S):				50.398 kWh _{HS}
Nutzungsgrad (H _s):				0,706

Tabelle 12 Zusammenfassung Nutzenergie, Verluste und Effizienz der Dampfkesselanlage

4.2 Speisewasserwirtschaft

Wie bei der Dampfdruckregelung, wurden im Zuge der Umbaumaßnahmen auch die Komponenten der Speisewasserwirtschaft, wie Niveausonden und Pumpen auf die neue Regelanlage aufgeschaltet. Die Ersparnisse der einzelnen Maßnahmen werden in den nachfolgenden Unterkapiteln erläutert.

4.2.1 Regelung Speisewasserpumpen Kessel

Im Rahmen der Umbaumaßnahmen wurde die Regelung der Speisewasserpumpen angepasst. Zunächst wurden die Speisewasserpumpen an den Dampfkesseln mit Frequenzumformern zur Drehzahlregelung ausgestattet. Hierdurch lassen sich verschiedene Vorteile erreichen. Durch die Drehzahlregelung können die Pumpen langsam angefahren werden. Das verringert den Verschleiß an Motor und Wellen.

Außerdem wird dadurch der Unterdruck im Saugstutzen beim Start der Pumpe reduziert und somit Kavitation, die zur Zerstörung des Pumpenlaufrades führt, vermieden. Im Bestand war zur Vermeidung von Kavitation eine zusätzliche Vordruckpumpe am Speisewasserbehälter installiert. Diese wurde im Zuge der Umbaumaßnahmen demontiert und durch ein Passstück ersetzt. So entfallen nach dem Umbau die Strom- und Wartungskosten für diese Pumpe komplett.

Durch die Drehzahlregelung lässt sich zusätzlich der Stromverbrauch der Speisewasserpumpen selbst reduzieren. Vor allem, wenn die Kessel mit einem niedrigeren Dampfdruck betrieben werden, muss auch die Speisewasserpumpe einen nicht so hohen Druck erzeugen.

Da es leider nur einen Gesamtstromzähler im Kesselhaus gibt und somit keine separaten Verbrauchswerte für die Speisewasserpumpen vor der Sanierung sowie die zuvor installierte Vordruckpumpe vorliegen, wird nachfolgend lediglich an Hand einer Beispielrechnung das Einsparpotential bei der geänderten Betriebsweise aufgezeigt.

Mit der nachfolgenden Formel kann die hydraulische Leistung einer Umwälzpumpe aus der aufgebauten Druckdifferenz und dem Volumenstrom errechnet werden:

$$P_{\text{hydn}} = \Delta p \cdot \dot{V}$$

Durch Multiplikation mit der Zeit erhält man die verrichtete Arbeit über einen Zeitraum:

$$W_{\text{hydn}} = \Delta p \cdot \dot{V} \cdot t = \Delta p \cdot V = \Delta p \cdot \frac{m}{\rho}$$

Das Verhältnis der hydraulischen Arbeit für zwei verschiedene Druckdifferenzen lässt sich hierbei durch Division und Umstellung der Formel wie folgt darstellen.

$$\frac{W_{\text{hydn}, \Delta p_1}}{W_{\text{hydn}, \Delta p_2}} = \frac{\Delta p_1 \cdot \frac{m}{\rho}}{\Delta p_2 \cdot \frac{m}{\rho}}$$
$$W_{\text{hydn}, \Delta p_2} = W_{\text{hydn}, \Delta p_1} \cdot \frac{\Delta p_2 \cdot \frac{m}{\rho}}{\Delta p_1 \cdot \frac{m}{\rho}} = W_{\text{hydn}, \Delta p_1} \cdot \frac{\Delta p_2}{\Delta p_1}$$

Die von der Umwälzpumpe aufzubauende Druckdifferenz ergibt sich aus der Druckdifferenz zwischen Speisewasserbehälter und Dampfkessel zuzüglich der Druckdifferenz durch Rohrreibung und Rohreinbauten wie Regelventile, Absperrarmaturen und ähnliches.

Je niedriger somit der Druck im Dampfkessel ist, desto geringer ist die durch die Umwälzpumpe aufzubauende Druckdifferenz. Die Druckdifferenz für Rohrreibungsverluste und Rohreinbauten wird auf Grund des geringen Anteils hierbei als konstant angenommen. Die Regelung macht sich somit vorrangig während der Betriebszeit mit abgesenkten Dampfdrücken bemerkbar. Das ist die Betriebszeit am Samstag und am Sonntag, wenn die Wäscherei außer Betrieb ist und die Dampfanlage lediglich die Küche versorgen muss.

Im Speisewasserbehälter herrscht annähernd atmosphärischer Druck bzw. ein leichter Überdruck. Für die Berechnung wird hier einheitlich ein absoluter Druck von $p_{amb} = 1,2 \text{ bar}$ angenommen.

Vor den Umbaumaßnahmen wurden die Kessel dauerhaft mit einem Dampfdruck von rund $p_e = 11,5 \text{ bar}$ Überdruck betrieben, was einem absoluten Druck von ca. $p_{abs} = 12,5 \text{ bar}$ entspricht. Nach der Optimierungsmaßnahme wird die Anlage am Wochenende mit einem Dampfüberdruck von $p_e = 4,0 \text{ bar}$ betrieben. Das entspricht einem absoluten Druck von rund $p_{abs} = 5 \text{ bar}$. Um die Kessel mit Speisewasser füllen zu können, wird ein zusätzlicher Überdruck von $p_e = 0,5 \text{ bar}$ über Dampfdruck angesetzt.

Die von den Speisewasserpumpen aufzubauende Druckdifferenz vor dem Umbau ergibt somit 11,8 bar und nach dem Umbau 4,3 bar.

$$W_{hydr,\Delta p2} = W_{hydr,\Delta p1} \cdot \frac{4,3 \text{ bar}}{11,8 \text{ bar}} = 0,364 \cdot W_{hydr,\Delta p1}$$

Vorstehende Beispielrechnung zeigt, dass nach dem Umbau und der Dampfdrucksenkung am Wochenende, die in diesem Zeitraum von den Pumpen zu verrichtende, hydraulische Arbeit um 63,6 % reduziert. Die absolute Einsparung lässt sich leider nicht genau beziffern. Diese wird jedoch am Gesamtverbrauch (für Strom) gemessen, nicht besonders hoch sein, da lediglich 2,4 % des Dampfverbrauchs am Wochenende genutzt werden.

4.2.2 Regelungskonzept Kondensatbehälter/Speisewasserbehälter

Durch die neue, frei programmierbare Regelungsanlage können die verschiedenen Komponenten nicht nur Ein- und Ausschaltbefehle ausführen, sondern auch weitere Regelungslogiken umsetzen, bei denen verschiedenen Befehle miteinander verknüpft oder auch nur zu festgelegten Zeiten umgesetzt werden.

Diese Vorteile wurden auch bei der Regelung der Kondensatpumpen, welche das Kondensat vom Kondensatbehälter in den Speisewasserbehälter befördern, zu Nutze gemacht. Die Regelung ist in Kapitel 3.4 beschrieben.

Auf eine Quantifizierung der dadurch einsparbaren Mengen und Kosten wird hier aus Zeitgründen verzichtet.

5 Anlagenüberwachung

Nach dem Umbau der Dampferzeugungsanlage auf 72h-Betrieb und der Sanierung der gesamten Regelungsanlagen, wurde eine Menge an Daten in Form von Trendkurven von einer Gebäudeleittechnik aufgezeichnet. Mit den Aufzeichnungen konnten Rückschlüsse zur Einstellung und weiteren Optimierung der Anlage gezogen werden.

Vor allem die Dampfdruckregelung und Kesselfolgeschaltung ist bei einer Dampfanlage wesentlich komplexer als bei einer Pumpenwarmwasseranlage. Bei einer Dampfanlage müssen deutlich schnellere Reaktionszeiten erreicht werden, da sonst der Dampfdruck erheblich sinkt (oder steigt) und somit Probleme beispielsweise beim Betrieb von Wäschetrocknungsanlagen auftreten.

Hier konnten aus der Auswertung von Trendkurven Rückschlüsse zur Regelgenauigkeit und Kesselfolgeschaltung gezogen und die Reaktionszeiten deutlich feiner eingestellt werden.

Außerdem zeigte sich nach einiger Zeit, dass die Überwachung der Dampfdrücke auch zur Lokalisierung anderer Fehlfunktionen der Anlage beitragen können. So gab es beispielsweise Probleme bei der Wäschetrocknung in der Wäscherei.

Die Auswertung der Trendkurven der Dampfdrücke zeigte jedoch, dass diese Probleme überwiegend im Bereich der Sollwerte lagen. Hieraus wurde darauf geschlossen, dass der Fehler in anderen Bereichen der Anlage zu finden sein muss – nicht in der Regelung der Zentrale. Nach Begehung der Anlage zusammen mit den Technikern der evangelischen Stiftung konnte festgestellt werden, dass ein Regelventil im Bereich der Wäscherei nicht korrekt arbeitete.

Das Resümee der Anlagenüberwachung ist daher, dass es in jedem Fall sinnvoll ist, eine Anlage dieser Art auf eine Gebäudeleittechnik aufzuschalten und Betriebsdaten sowie Istwerte aufzuzeichnen. So kann ein korrekter Anlagenbetrieb sichergestellt und Fehlfunktionen zeitnah lokalisiert werden. Außerdem kann somit die Anlage im laufenden Betrieb wieder auf die aktuellen Bedürfnisse angepasst und optimiert werden. Das alles trägt zu einem sicheren und effizienten Anlagenbetrieb bei.

6 Schlussbetrachtung

Die Umstellung der Dampfanlage in Neuerkerode konnte trotz einiger Schwierigkeiten erfolgreich umgesetzt werden. Vor allem die Tatsache, dass die Anlage nicht komplett außer Betrieb genommen werden konnte, sondern im laufenden Betrieb umgebaut werden musste, erschwerte die Umsetzung erheblich.

Um den Anlagenbetrieb aufrecht zu erhalten, wurde zunächst nur einer der beiden Kessel außer Betrieb gesetzt und umgebaut. Nach erfolgter Inbetriebnahme des Kessels sowie einem Probetrieb von einer Woche, wurde der zweite Kessel außer Betrieb genommen, ebenfalls umgebaut und wieder in Betrieb gesetzt.

Nach dem Umbau der Dampfkessel wurde der Speisewasserbehälter umgebaut. Hier erwies es sich als sehr hilfreich, dass ein alter (ansonsten nicht mehr im Dauerbetrieb benutzter) Speisewasserbehälter noch am Netz ist und somit provisorisch als Übergangslösung in Betrieb gesetzt werden konnte. Da dieser aber nicht (mehr) automatisch geregelt werden kann, wurde während der Umbaumaßnahmen die Befüllung von Hand eingestellt und von den Kesselwärtern überwacht.

Nach dem Umbau der Anlage wurde diese von Fa. Tschiskale (Programmierung der Regelanlagen) einige Zeit von Ferne überwacht und nachjustiert. Gerade am Anfang des Anlagenbetriebs waren noch einige Feineinstellungen notwendig, um einen reibungslosen Betrieb zu erreichen. Durch die Aufzeichnung von Trendkurven konnten Fehlfunktionen ermittelt und zeitnah ein stabiler Anlagenbetrieb erreicht werden. Auch nach Abschluss der Umbau- und Inbetriebnahmephase sind noch weitere Feineinstellungen zur Optimierung des Anlagenbetriebes möglich bzw. sinnvoll.

Vor allem während der Umbauphase und der Inbetriebnahme der Anlage sowie der Feineinstellung zeigte sich, wie wichtig der Dialog zwischen Kesselwärtern und Anlagenerrichter ist. Vom Anlagenerrichter wurden einige neue Ideen eingebracht, welche zum effizienten Betrieb der Anlage beitragen und eine komfortable Bedienung auf aktuellem Stand der Technik ermöglichen. Die Erfahrung der Kesselwärter ist für die erfolgreiche Umsetzung einer solchen Maßnahme jedoch unumgänglich, da sie die Anlage seit Jahren betreuen und somit auch die verschiedenen Schwächen der Anlagenkomponenten kennen.

Den gelungenen Abschluss der Projektumsetzung bilden die erfolgreiche TÜV-Abnahme und der damit freigegebene 72h-Betrieb der Anlage.

Zusätzlich konnte durch die Implementierung neuer Regelfunktionen eine Endenergieeinsparung von jährlich rund 90.840 kWh_{HS} erreicht werden. Das entspricht zu Gaspreisen von 2012 einer Kostenersparnis von 5400 €/a.

Eine genauere Aufteilung der erreichten Einsparung anhand von Zählerdaten ist derzeit leider nicht möglich, da zwar die gesamten Gasverbräuche der Heizzentrale vorliegen, jedoch keine Separierung der Verbräuche für die Wärmeversorgung und für die Dampfanlage gemacht wird und gleichzeitig zu dem Projekt Umstellung Dampfanlage die Optimierung der Biowärmeeinspeisung durchgeführt wurde.

Ein weiteres Ziel für den zukünftigen Betrieb sollte es daher sein, möglichst detaillierte Verbrauchsmessungen für die verschiedenen Verbraucher zu erfassen und diese beispielsweise über die Regelung zu visualisieren, um hieraus auch weiterhin Rückschlüsse auf Fehlfunktionen von einzelnen Anlagenkomponenten ziehen zu können und einen möglichst stabilen und effizienten Anlagenbetrieb zu erreichen.

7 Anhang

7.1 Quellen

- [1] TRD 604 Blatt 1 – Betrieb von Dampfkesselanlagen mit Dampferzeugern der Gruppe IV ohne ständige Beaufsichtigung
- [2] http://www.delta-q.de/cms/de/projekte/dbu_neuerkerode.html
- [3] DIN EN 12953-10; Großwasserraumkessel – Teil 10 "Anforderungen an die Speisewasser- und Kesselwasserqualität".
- [4] Grundlagenprojekt im Rahmen der energetischen und ökologischen Modernisierung der Evangelischen Stiftung Neuerkerode: Bestandsaufnahme des Gebäude- und Anlagenbestandes – Abschlussbericht 05: Dampferzeugung, Netz und Verbraucher von Dipl.-Ing. (FH) Elmar Stolte, Dipl.-Ing. (FH) Alex Hübner, Dr.-Ing. Kati Jagnow, Prof. Dr.-Ing. Dieter Wolff; Wolfenbüttel; 2008.
- [5] Gestra AG, Bremen; www.gestra.de
- [6] DIN EN 12953; Großwasserraumkessel – Teil 6: "Anforderungen an die Ausrüstung für den Kessel".
- [7] Technische Thermodynamik – Theoretische Grundlagen und praktische Anwendungen; Günther Cerbe und Gernot Wilhelms.
- [8] Persönliches Gespräch Herr Rohde Firma Elco – Hersteller des Gas-Gebläsebrenners
- [9] ELCO GmbH Vertriebs- und Servicezentrum Nord

7.2 Anlagenschema Dampfanlage Neuerkerode

Das Anlagenschema zur Dampfanlage in Neuerkerode ist aus Gründen der Übersicht als separates Dokument beigefügt.