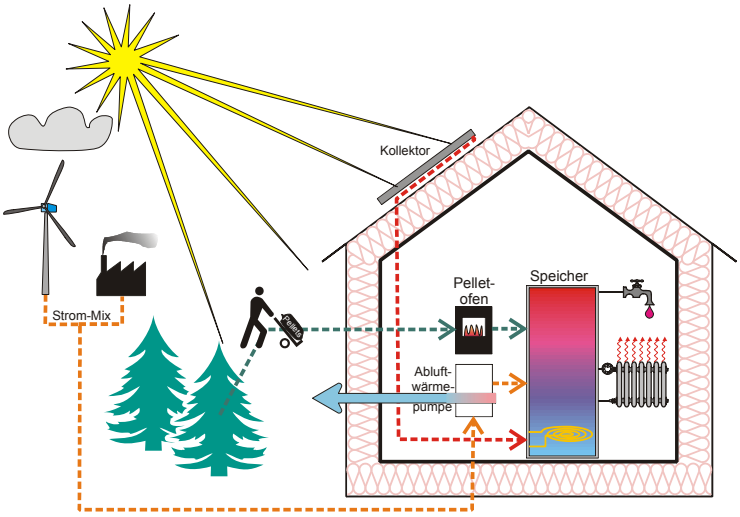
INSTITUT WOHNEN UND UMWELT GmbH
Annastraße 15
64285 Darmstadt
Fon: (0049) 06151/2904-0
Fax: (0049) 06151/2904-97
eMail: info@iwu.de
Internet: http://www.iwu.de



Solarthermie / Abluft-Wärmepumpe / Pelletofen:

Kombisysteme zur nachhaltigen Wärmeversorgung von Niedrigenergiehäusern im Gebäudebestand

Mit Förderung des Hessischen Ministeriums für Umwelt, Energie, Landwirtschaft und Verbraucherschutz

Darmstadt, den 13.11.2009

Autoren: Nikolaus Diefenbach (IWU)
Rolf Born (IWU)
Norbert Stärz (inPlan)

Solarthermie / Abluft-Wärmepumpe / Pelletofen:

Kombisysteme zur nachhaltigen Wärmeversorgung von Niedrigenergiehäusern im Gebäudebestand

mit Förderung des Hessischen Ministeriums für Umwelt, Energie, Landwirtschaft und Verbraucherschutz

Autoren: Nikolaus Diefenbach

Rolf Born

(Institut Wohnen und Umwelt, Annastr. 15, 64285 Darmstadt)

Norbert Stärz

(Ingenieurbüro inPlan, Bahnhofstr. 49, 64319 Pfungstadt)

Reprotechnik: Reda Hatteh (IWU)

1. Auflage

Darmstadt, den 13.11.2009

ISBN-Nr.: 978-3-941140-11-0

IWU-Bestellnummer: 08/09

9 783941 140110

INSTITUT WOHNEN UND UMWELT GMBH
Annastraße 15
D-64285 Darmstadt
Fon: 06151/2904-0 / Fax: -97
Internet: www.iwu.de

Inhalt

1 Einleitung 1

2 Systemkonfiguration 6

2.1 Anlagenkonzept für das dezentrale System (Wohnungsheizung) 6

2.2 Anlagenkonzept mit zwei Speichern für das zentrale System 11

3 Simulationsrechnungen für die dezentrale Variante: Methodik und Ansätze 13

3.1 Simulationsprogramm TRNSYS 13

3.2 Wohnung / Gebäude 14

3.3 Abluft-Wärmepumpe 15

3.4 Pelletofen 22

3.5 Wärmespeicher und Solaranlage 22

3.6 Hilfsenergie 24

3.7 Regelung des Systems 25

4 Ergebnisse der Simulationsrechnungen für das dezentrale System 31

4.1 Basisvariante 31

4.2 Variation des Wärmeschutzes 36

4.3 Systemvarianten 39

4.4 Variation von Klima und Nutzung 45

5 Untersuchung des zentralen Systems 48

5.1 Berechnungsansatz 48

5.2 Ergebnisse der Simulationsrechnungen 49

5.3 Realisiertes Projekt: Gebäudemodernisierung in Zirndorf 52

6 Kosten 55

7 Gemeinsamer Betrieb von Pelletofen und Abluftanlage 57

7.1 Erläuterung und Diskussion der Bedingungen für den gemeinsamen Betrieb 58

7.2 Weitergehende Ansätze zur Vermeidung von Abgasemissionen in den Wohnraum 68

7.3 Abgassysteme 73

8 Emissionen bei der Pelletverbrennung 75

8.1 Überblick 75

8.2 Modellrechnungen zur Berücksichtigung des Anfahr- und Teillastverhaltens 81

9 Ansätze und Perspektiven für die Weiterentwicklung und Markteinführung der Kombisysteme 86

9.1 Komponenten des dezentralen Systems 86

9.2 Komponenten des zentralen Systems 90

9.3 Nächste Schritte für die Weiterentwicklung der Gesamtsysteme 92

Literatur 94

1 Einleitung

Die Industrieländer stehen vor der Herausforderung, dass sie zur Erreichung der globalen Klimaschutzziele ihre CO_2-Emissionen ausgehend von 1990 bis zur Mitte des Jahrhunderts um mindestens 80 % senken müssen [Enquete 1992]. Für den deutschen Gebäudebestand bedeutet dies zunächst einmal, dass eine Erhöhung der Modernisierungsraten, insbesondere bei der Wärmedämmung der Gebäudehülle, notwendig sein wird. Genau so wichtig ist aber Qualität der Maßnahmen: Einsparungen von 80 % lassen sich nur erreichen, wenn Gesamt-Konzepte für Energiespargebäude entwickelt und realisiert werden, die sowohl den Wärmeschutz als auch die Wärmeversorgung einschließen.

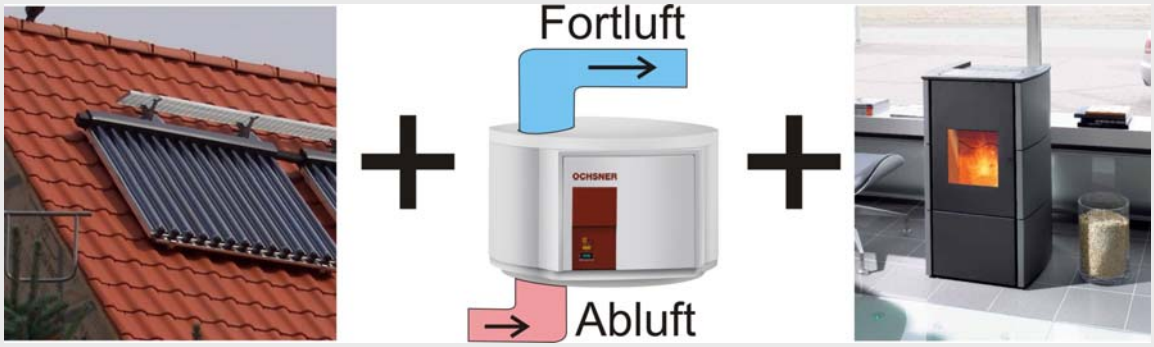
Für den Neubau gibt es mit dem Passivhaus einen bewährten Lösungsansatz, der über Jahre intensiv weiterentwickelt wurde und sich immer mehr am Markt etabliert. Ausgangspunkte sind ein hervorragender Wärmeschutz und eine – gleichzeitig den Frischluftbedürfnissen und dem Komfort der Bewohner dienende - kontrollierte Wohnungslüftung, die durch Wärmerückgewinnung zusätzlich Energie spart. Durch die konsequente Minimierung des Heizwärmeverbrauchs auf nur noch etwa 15 Kilowattstunden pro Quadratmeter Wohnfläche und Jahr lassen sich nun auch mit Einsatz konventioneller Wärmeversorgungssysteme – eventuell noch ergänzt um eine Brauchwasser-Solaranlage – sehr niedrige Primärenergieverbräuche und CO_2-Emissionen erreichen. Der geringe Heizleistungsbedarf eröffnet gleichzeitig Chancen für die Systemintegration und Kostensenkung: So wird es möglich, die Lüftung und die Wärmeversorgung in einem Gerät miteinander zu verbinden: Das „Passivhaus-Kompaktgerät“ enthält den Lüftungswärmetauscher, einen Warmwasserspeicher sowie eine Fortluftwärmepumpe und einen elektrischen Heizstab zur Heizwärme- und Warmwasserbereitung.

Der Gedanke liegt nahe, das erfolgreiche Passivhaus-Konzept soweit möglich auf den Gebäudebestand zu übertragen. Dementsprechend ist in den letzten Jahren auch die „Modernisierung mit Passivhauskomponenten“ zu einem Begriff geworden ist. Allerdings sind im Altbau die Verhältnisse oft nicht so einfach wie im Neubau, wo das Gesamtgebäude inklusive Haustechnik von Grund auf geplant und optimiert werden kann. In der Regel wird man es mit einem Bestandsgebäude zu tun haben, bei dem das Passivhaus-Niveau zum Beispiel aufgrund von Wärmebrücken oder Restriktionen für die Dämmstoffdicke nicht ganz erreicht werden kann und auch eine Wohnungslüftung mit Wärmerückgewinnung nicht in jedem Fall einsetzbar ist – beispielsweise weil die erreichbare Luftdichtheit begrenzt ist oder die Installation der Verteilung mit Zu- und Abluftleitungen als zu aufwändig erscheint. Sehr gute Wärmeschutzmaßnahmen am Gebäude führen aber gegebenenfalls zum Niedrigenergiehaus-Niveau. Und das Ziel, durch Einbau einer Lüftungsanlage – in diesem Fall einer Abluftanlage - eine gute Raumluftqualität und einen erhöhten Wohnkomfort zu gewährleisten, kann häufig ebenfalls erreicht werden. Der Heizwärmebedarf wird dann typischerweise im Bereich von 40 – 70 kWh/m²a liegen, also deutlich höher als beim Passivhaus, so dass für das Erreichen ähnlich niedriger Werte für den Primärenergieverbrauch und die CO_2-Emissionen entsprechend größere Anstrengungen auf Seiten der Wärmeversorgung notwendig sind.

An dieser Stelle setzt das vorliegende Forschungsprojekt an, indem es ein „Kombisystem“ aus Abluft-Wärmepumpe, Pelletofen und Solaranlage in den Mittelpunkt der Untersuchungen stellt. Das Zusammenspiel der drei unterschiedlichen Wärmeerzeuger lässt sich folgendermaßen beschreiben:

- Die Solaranlage liefert den Warmwasserbedarf im Sommerhalbjahr und trägt zur Unterstützung der Wärmeversorgung im Winter bei.
- Die Abluftwärmepumpe vermag mit ihrer kleinen Leistung einen Sockel-Wärmebedarf im Winterhalbjahr abzudecken. Durch die hohe Temperatur der Wärmequelle Abluft (ca. 20 °C) lässt sich mit der elektrisch betriebenen Wärmepumpe auch bei heutigem Strommix eine gute primärenergetische Effizienz erreichen. Aufgrund der verwendeten Wärmequelle ist jedoch die Leistung und damit auch der Gesamtbeitrag zur Wärmeversorgung begrenzt.
- Der zusätzliche Heizwärmebedarf an den kälteren Wintertagen wird durch einen Holzpelletofen bereitgestellt. Moderne, automatisch geregelte Geräte erlauben die Einspeisung der Wärme in ein herkömmliches Wärmeverteilungssystem mit Heizkörpern und in einen Warmwasserspeicher. In dem hier vorgeschlagenen Konzept ist der mit Holz befeuerte Ofen also Bestandteil des Gesamtkonzepts und nicht, wie sonst häufig, eine additive Zusatzoption. Da er die Funktion der Spitzenlastwärmeerzeugung übernimmt und somit nur einen Teil der Gesamtwärme liefern muss, ist der den Benutzern entstehende Aufwand für die Beschickung des Ofens dennoch begrenzt.

Abbildung 1-1: Systemansatz Solaranlage + Abluftwärmepumpe + Pelletofen
Ausgehend von dieser Grundkonfiguration wurden in dem Forschungsprojekt auch andere Varianten des Kombisystems untersucht.



Die Wärmeabgabe des im Wohnraum installierten Pelletofens kommt direkt der Gebäudebeheizung zugute. Die Abwärmeverluste sind daher deutlich niedriger als z.B. bei einem im Keller aufgestellten Kessel. Auch die Abluftwärmepumpe lässt sich im beheizten Bereich aufstellen (z.B. im Bad gemeinsam mit dem notwendigen Warmwasser-Wärmespeicher). Die Systemkonfiguration erlaubt also auch eine vollständige Installation innerhalb der Gebäudehülle (bis auf die Solarkollektoren). Damit wäre z.B. auch eine sogenannte Etagenheizung in Mehrfamilienhäusern denkbar und es ließen sich kurze und vollständig im beheizten Bereich verlegte Wärmeverteilleitungen für Heizung und Warmwasser realisieren.

Es wird hier also ein System untersucht, das - ähnlich wie das Kompaktgerät beim Passivhaus – die Lüftung und Wärmeversorgung in einem gemeinsamen Konzept verbindet und sich dabei auch – unter Vermeidung von Wärmeverlusten im unbeheizten Teil des Gebäudes - „dezentral“ als Wohnungsheizung einsetzen lässt. Die Abluftwärmepumpe übernimmt die Rolle, die beim Passivhaus-Kompaktgerät dem Wärmetauscher und der nachgeschalteten Fortluftwärmepumpe

zukommt, nämlich die Rückgewinnung der Lüftungswärme und die vorrangige Nachheizung und Warmwasserbereitung. Der elektrische Heizstab, der im Passivhaus-Kompaktgerät die Spitzenlast-Wärmeerzeugung übernimmt, ist dagegen im Niedrigenergiehaus ungeeignet: Der Restwärmebedarf ist hier so groß, dass sich eine direkte elektrische Wärmeerzeugung verbietet und ein anderer ergänzender Wärmeerzeuger mit niedrigeren spezifischen CO_2-Emissionen gefunden werden muss[1]. Diese Aufgabe übernimmt hier der Holzpelletofen. Die weitere Ergänzung durch eine thermische Solaranlage ist grundsätzlich auch im Passivhaus sinnvoll, im Niedrigenergiehaus ist sie zur umweltfreundlichen Deckung des höheren Verbrauchs besonders wichtig.

Die vorgeschlagene Kombination von drei unterschiedlichen Anlagentypen erfordert einen höheren Aufwand, insbesondere auch höhere Investitionskosten als übliche Wärmeversorgungssysteme. Der Grund dafür, dass diese Konfiguration dennoch als eine sinnvolle Erweiterung des bestehenden Anlagenspektrums angesehen wird, liegt nicht zuletzt in ihrem Potential, gleichzeitig zwei Nachhaltigkeitsziele zu erreichen. Neben der Einhaltung der Klimaschutzziele ist nämlich auch der sparsame Umgang mit der knappen Ressource Biomasse, hier also Holzpellets, von entscheidender Bedeutung. Einerseits ist Biomasse aus nachhaltigem Anbau als regenerativer Energieträger zu behandeln, der nur in seinen Vorketten (Gewinnung, Aufbereitung, Transport) zu CO_2-Emissionen und Primärenergieverbrauch führt. Auch eine reine Holzheizung in einem schlecht gedämmten Gebäude erreicht daher vor dem Hintergrund der Klimaschutzziele zunächst einmal sehr gute Kennwerte. Dabei handelt es sich aber nicht um eine verallgemeinerbare Lösung, denn zugleich tritt ein anderes Problem auf: Biomasse steht nur in begrenztem Umfang zur Verfügung. Zwar besteht über das zukünftige Aufkommen und die zukünftige Verwendung von Biomasse noch weitgehend Unklarheit. Sicher ist aber, dass das heimische Potential (auch unter Berücksichtigung von Energiepflanzenanbau) gemessen am gesamten Energieverbrauch relativ gering ist.

Um diese Problematik quantifizierbar und damit handhabbar zu machen, werden im vorliegenden Projekt Orientierungswerte für die beiden genannten Nachhaltigkeitsziele zu Grunde gelegt:

1. Für das Erreichen des Klimaschutzziels, also der ca. 80prozentigen CO_2-Einsparung im Gebäudesektor, ist es notwendig, dass der Primärenergieverbrauch für die Heizung und Warmwasserbereitung einen Zielwert von etwa 50 kWh pro m² Wohnfläche und Jahr einhält[2].

---

[1] Der Einsatz einer direktelektrischen Zusatzwärmeerzeugung ist ein wesentlicher Nachteil vieler auch jetzt schon im Niedrigenergiehausbereich eingesetzter Abluftwärmepumpen (vgl. [IWU 2005])

[2] Der angegebene Zielwert lässt sich folgendermaßen ableiten: In [Diefenbach 2005] wird vor dem Hintergrund des 80prozentigen Einsparziels ein Orientierungswert für die CO_2-Emissionen bei der Beheizung und Warmwasserbereitung von Wohngebäuden von 10 kg pro m^2_{AN} ermittelt. Gemeint sind die reinen CO_2-Emissionen (keine Äquivalente anderer Treibhausgase) inklusive aller Vorketten (Emissionen bei Gewinnung, Aufbereitung und Transport der verwendeten Energieträger). Bezugsgröße ist die Gebäudenutzfläche A_N nach Energieeinsparverordnung (EnEV). Mit einem Primärenergieverbrauch von 40 kWh/m^2_{AN} lässt sich dieser Wert ungefähr einhalten: Bei Verwendung von Erdgas, Strom bzw. Heizöl ergäben sich Emissionswerte zwischen 8,3 und 11,2 kg/m²A_N und Jahr. De Gebäudenutzfläche A_N überschreitet die Wohnfläche im Durchschnitt schätzungsweise um den Faktor 1,25. Daher ergibt sich auf die Wohnfläche bezogen der genannte Primärenergie-Zielwert von 50 kWh/m²a.

2. Um einen sparsamen Umgang mit der knappen Ressource Biomasse zu erreichen, wird die Einhaltung eines Zielwerts von 35 kWh/m²a für den Endenergieverbrauch (Heizwert der Holzpellets) angesetzt. Diese Zahl orientiert sich an einer überschlägigen Potentialabschätzung, die in [Diefenbach 2002b] durchgeführt wurde.

Diese beiden Zahlen dienen zur groben Orientierung. Insbesondere bei dem Wert der Biomasse handelt es sich - angesichts der erheblichen Unsicherheiten über die vorhandenen Potentiale und die zukünftigen Einsatzgebiete der Biomasse - um einen Ad-Hoc-Ansatz, der in etwa die Größenordnung eines nachhaltigen Verbrauchs anzeigt, aber sicher auch Abweichungen zulässt. Eine zwingende Notwendigkeit, jedes einzelne Gebäude an diesen Zielwerten auszurichten besteht sicherlich nicht, denn letztlich geht es ja darum, die Nachhaltigkeitsziele sozusagen mit dem „Mix“ aller Gebäude und Heizsysteme zu erreichen.

Andererseits sind solche Orientierungswerte notwendig, um wirklich nachhaltige Gebäudekonzepte von nur scheinbaren Lösungen (wie im Beispiel des ungedämmten Gebäudes mit Biomasseheizung) zu unterscheiden. Dies gilt umso mehr, als gegenwärtig keinerlei Regulativ besteht oder absehbar ist, das tatsächlich in der Gesamtheit des Gebäudebestandes auf die notwendige schrittweise aber konsequente Einhaltung der langfristigen Klimaschutzziele hinwirken würde. Wer also mit seinem Gebäude nicht in jeder Hinsicht umwelt- und ressourcenschonend wirtschaftet, verschiebt die Problemlösung und muss darauf hoffen, dass andere den eigenen Mehrverbrauch durch noch weitergehende Einsparungen kompensieren, ohne dass es hierfür die entsprechenden Mechanismen gibt.

Die Rolle der Biomasse verdient in diesem Zusammenhang noch eine genauere Betrachtung: Bei dem vorgestellten Kombisystem kommt dem Pelletofen die Funktion der ergänzenden Spitzenlast-Wärmeerzeugung zu. Er wird also nur an den kälteren Tagen benutzt, wenn die Wärmeproduktion von Solaranlage und Abluftwärmepumpe nicht mehr ausreicht. Die Biomasse übernimmt damit eine Aufgabe, für die sie auch allgemeiner betrachtet als besonders geeignet erscheint, nicht zuletzt angesichts der Perspektive einer immer mehr auf erneuerbaren Energiequellen basierenden Energiewirtschaft: Während die längerfristige Speicherung der Energie aus regenerativen Strom- und Wärmeerzeugungssystemen technisch ausgesprochen schwierig und kostenintensiv ist, liegt mit der Biomasse eine kostengünstige und jederzeit abrufbare Form von gespeicherter Sonnenenergie vor. Es erscheint daher sinnvoll, diese Eigenschaft der Biomasse bei der Strom- und Wärmeversorgung gezielt auszunutzen und weiterzuentwickeln.

Angesichts dieser Ausgangslage bestand die Aufgabe des vorliegenden Projekts darin, den Ansatz des Kombisystems aus Abluftwärmepumpe, Pelletofen und Solaranlage im Hinblick auf seine praktische Anwendbarkeit zu analysieren, entsprechende Grundlagen zu entwickeln und mögliche Schritte in Richtung einer breiteren Markteinführung zu beschreiben. Aus der Vielfalt denkbarer Wärmeversorgungssysteme für Niedrigenergiehäuser (vgl. [IWU 2005]) wurde also gezielt ein sehr spezieller Ansatz herausgegriffen und detailliert analysiert. Unter anderem wurden dabei Berechnungen mit dem dynamischen Simulationsprogramm TRNSYS durchgeführt.

Die Betrachtungen beschränken sich nicht ausschließlich auf die bisher genannte Systemkombination, sondern schließen auch andere Varianten mit ein. Neben der Wohnungsheizung mit Pelletofen, hier als „dezentrales System“ bezeichnet, die sich in ähnlicher Weise sowohl im Einfamilien- als auch im Mehrfamilienhaus einsetzen ließe, wird auch eine „zentrale“ Variante untersucht, bei der die Wärmeerzeuger im unbeheizten Bereich des Gebäudes, üblicherweise also im Keller auf-

gestellt sind und der Pelletofen folglich durch einen Pelletkessel ersetzt wird. Außer der Abluftwärmepumpe wird auch der Einsatz einer Erdwärmepumpe betrachtet - dies vor allem im Hinblick darauf, dass im Gebäudebestand im Einzelfall die Potentiale der Erdwärmenutzung begrenzt sein können, so dass der übliche monovalente Wärmepumpenbetrieb (ohne zusätzlichen Spitzenlast-Wärmeerzeuger) nicht immer möglich ist.

Der Forschungsbericht ist folgendermaßen gegliedert: Nach dieser Einleitung befasst sich Kapitel 2 mit der Systemkonfiguration, und zwar zunächst für die dezentrale, später auch für die zentrale Variante. Es werden Lösungsansätze für die relativ komplexe Frage des Zusammenwirkens von drei Wärmeerzeugern in einer Anlage benannt, insbesondere im Hinblick auf die anzuwendende Regelstrategie.

Die Grundlagen der Simulationsrechnungen für das dezentrale System, unter anderem die für die einzelnen Komponenten verwendeten Modelle, werden in Kapitel 3 beschrieben.

Kapitel 4 enthält die Ergebnisse und die Interpretation der Simulationsergebnisse für den dezentralen Fall. Systemvarianten wie der Verzicht auf die Solaranlage, der Einsatz einer Erdwärmepumpe oder das Ersetzen des Pelletofens durch eine Erdgas-Brennwerttherme werden berücksichtigt. Schließlich werden die Konsequenzen abweichender Klima- und Nutzungsbedingungen analysiert.

Das zentrale Kombisystem mit Pelletkessel wird in Kapitel 5 am Beispiel eines Mehrfamilienhauses untersucht. Dabei wird auch ein unabhängig von dem Forschungsprojekt durchgeführtes Modellvorhaben in Zirndorf bei Nürnberg dargestellt.

Kapitel 6 liefert eine Kostenschätzung für das Kombisystem (dezentrale und zentrale Variante) sowie einen Vergleich mit „konventionelleren“ energiesparenden Wärmeversorgungssystemen (ebenfalls inklusive Solaranlage und Ansatz eines Abluftsystems für die Gebäude).

Die folgenden beiden Abschitte befassen sich mit besonderen Fragen der thermischen Nutzung von Holz: Kapitel 7 diskutiert die Bedingungen für die Vermeidung von Schadstoffeinträgen in den Wohnraum beim gemeinsamen Einsatz eines Holzpelletofens und einer Abluftanlage. Kapitel 8 behandelt die Problematik der bei der Pelletverbrennung entstehenden „klassischen“ Luftschadstoffe und geht dabei auch auf den Anfahr- und Teillastbetrieb ein.

In Kapitel 9 werden schließlich die Schlussfolgerungen im Hinblick auf eine Weiterentwicklung und breitere Markteinführung der Kombisysteme gezogen und Vorschläge für die nächsten Schritte in dieser Richtung dargelegt.

2 Systemkonfiguration

Dieses Kapitel befasst sich mit der Frage, wie die Einzelkomponenten des Kombisystems geeignet zusammengeschaltet werden können und welche Regelstrategie dabei zur Anwendung kommen sollte. Eine ganz zentrale Stellung nimmt dabei die Wärmespeicherung ein, die für alle drei Wärmeerzeuger von Bedeutung ist:

- für die thermische Solaranlage aufgrund der zeitlich unregelmäßigen Sonneneinstrahlung
- für die Abluftwärmepumpe, damit diese auch in Zeiten mit geringem Wärmebedarf möglichst durchgängig laufen und somit trotz relativ geringer Leistung ihre Rolle als Grundlast-Wärmeerzeuger erfüllen kann
- für den Pelletkessel bzw –ofen, damit dieser eine aus Sicht des Anlagenbetriebs (Überwindung der Anfahrphase) und der Emissionsminderung sinnvolle Mindestlaufzeit erreichen und die dabei entstehenden Wärmeüberschüsse abführen kann.

Insbesondere bei der dezentralen Variante, also der Wohnungsheizung mit Pelletofen, kommt als besondere Bedingung hinzu, dass aus Gründen des Platzbedarfs eine Lösung mit nur einem, nicht zu großen Wärmespeicher (Annahme: 300 Liter) gesucht wurde. Auch die Priorität der verschiedenen Wärmeerzeuger ist zu beachten: Der Solarwärme kommt hier immer der Vorrang zu, während der Pelletofen nur dann in Betrieb gehen soll, wenn die anderen Erzeuger nicht mehr genug Energie liefern können und auch der Speicher geleert ist.

2.1 Anlagenkonzept für das dezentrale System (Wohnungsheizung)

Abbildung 2.1-1 zeigt das gewählte Anlagenschema für das dezentrale System. Es ist zu erkennen, dass alle Wärmeerzeuger (Abluftwärmepumpe, Pelletofen und Solaranlage) ihre Energie zunächst in den Speicher einspeisen und die für die Beheizung und für die Warmwasserversorgung notwendige Wärme immer dem Speicher entnommen wird. Vor dieser Festlegung waren im Projektteam zunächst andere Varianten diskutiert worden, die in bestimmten Betriebszuständen auch z.B. eine unmittelbare Wärmelieferung des Ofens oder der Wärmepumpe an den Heizkreis vorsahen. Alle diese Konzepte erschienen aber von der hydraulischen Beherrschbarkeit und dem regelungstechnischen Aufwand her als zu aufwändig, so dass am Ende die vorliegende Lösung gewählt wurde.

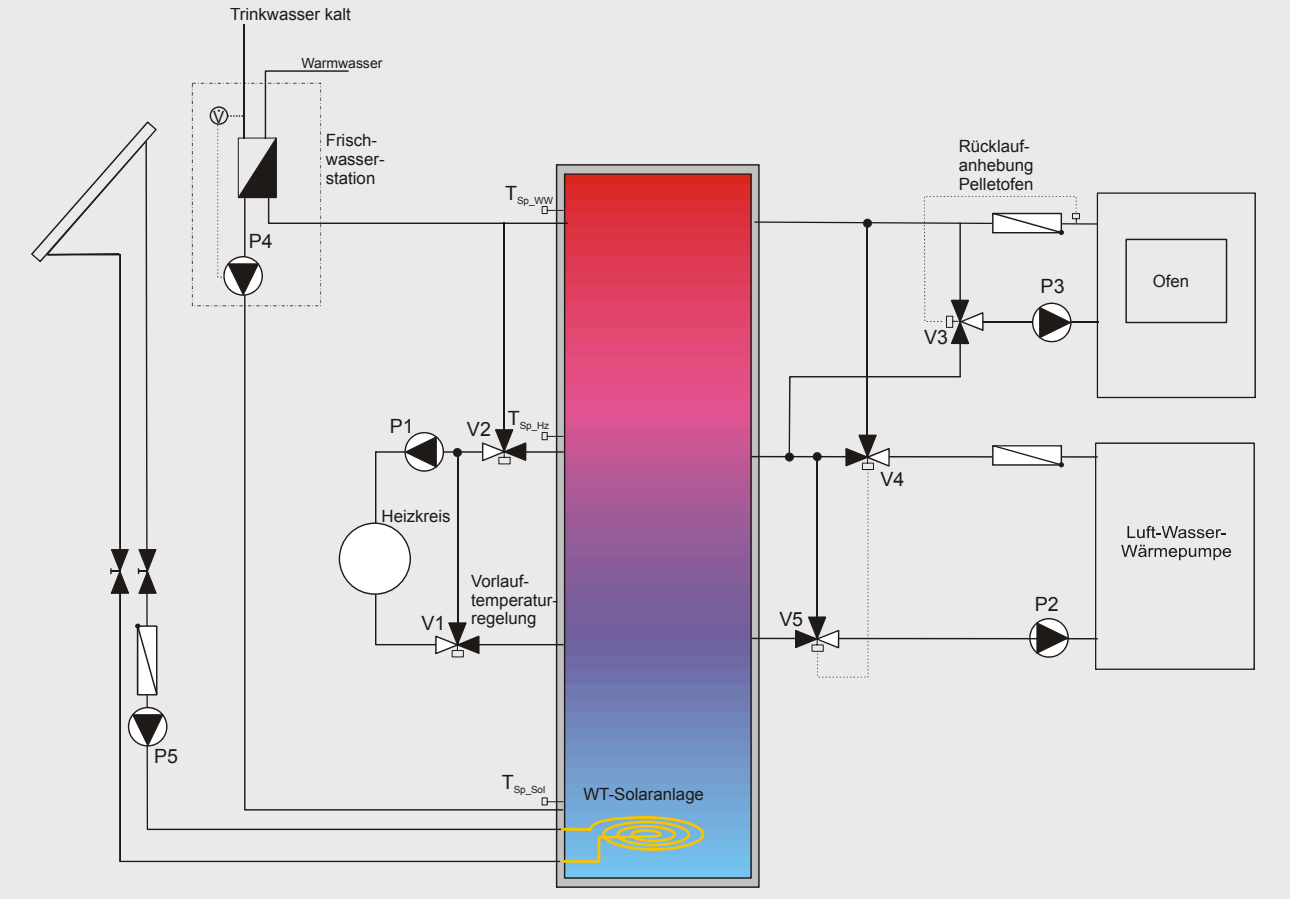
Der Speicher lässt sich gedanklich in drei verschiedene Segmente einteilen: In das unterste, das wegen der Schichtung im Speicher das niedrigste Temperaturniveau aufweist, speist wie üblich die Solaranlage ein. Der Pelletofen, für den hohe Temperaturen eher von Vorteil sind, arbeitet grundsätzlich auf den obersten Speicherabschnitt.

Die Abluftwärmepumpe, deren Effizienz bei niedrigerem Temperaturniveau höher ist, bekommt bei gleichzeitigem Betrieb mit dem Kessel das mittlere Segment zugewiesen, muss allerdings -

wie im Folgenden erläutert - zeitweise auch auf das hohe Temperaturniveau im obersten Segment arbeiten[3].

Im obersten Segment sind die für die Warmwasserbereitung notwendigen Temperaturen (ca. 60°C) zu erreichen, denn aus diesem versorgt sich die externe Frischwasserstation, die hier im Hinblick auf eine größere Sicherheit bei der Trinkwasserhygiene (Vermeidung von Legionellenbildung) vorgesehen wurde.

Abbildung 2.1-1 Hydraulikschema der dezentralen Variante

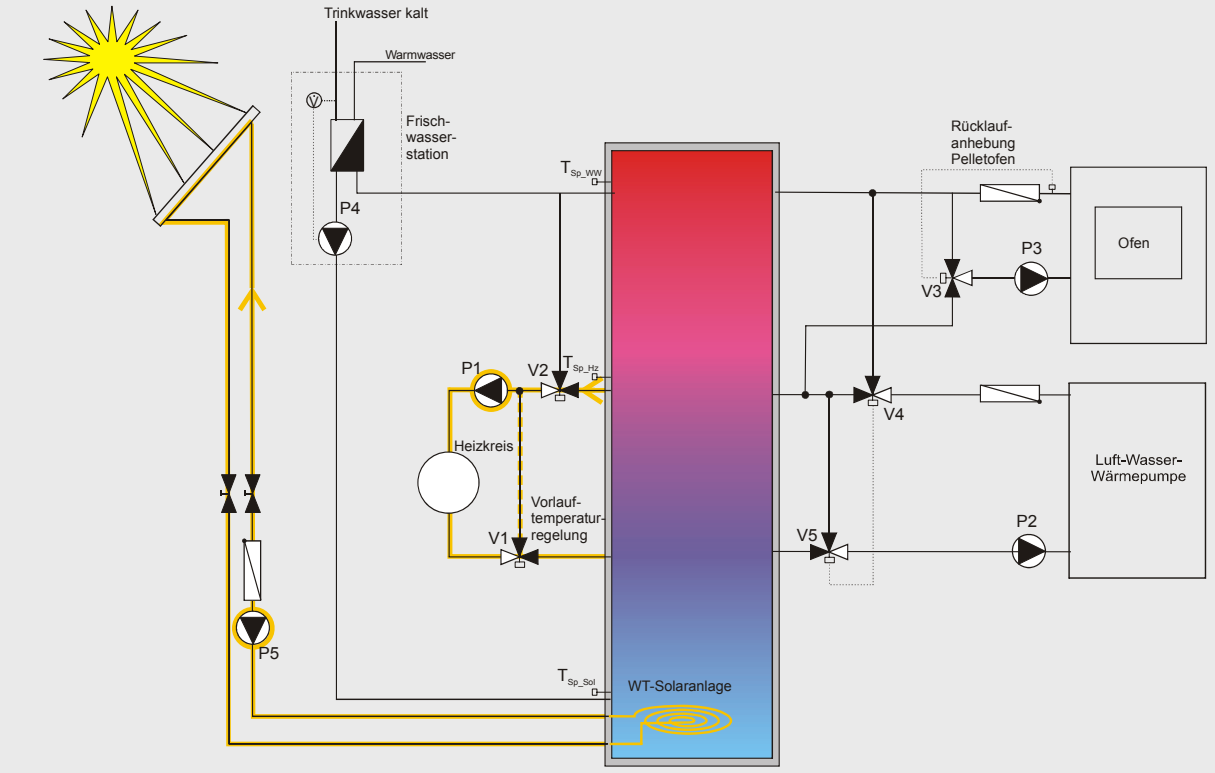


[3] Für die Art der Wärmeeinspeisung des Kessels und der Wärmepumpe gibt es mehrere Möglichkeiten über die an dieser Stelle keine endgültige Festlegung getroffen wird. Vereinfachend wird hier von einer direkten Einspeisung ausgegangen, aber auch die Verwendung eines Wärmetauschers wie bei der Solaranlage oder – speziell bei der Wärmepumpe – die Installation des Kondensators direkt an der Speicherwand sind denkbare Alternativen (vgl. Kapitel 9.1). Eine weitere Vereinfachung besteht darin, dass keine direkt elektrische Zusatzheizung eingezeichnet wurde (z.B.. Diese ist im Normalbetrieb überflüssig, kann aber wegen des begrenzten Pelletvorrats im Ofen notwendig werden, um eine längere Abwesenheit der Bewohner im Winter zu überbrücken)

Die Gebäudeheizung erfordert keine so hohen Temperaturen, eine typische Auslegungs-Vorlauftemperatur für eine Radiatorenheizung im Niedrigenergiehaus dürfte bei 55 °C liegen, die dann auch nur an den kältesten Tagen zur Verfügung stehen müsste. Dementsprechend bedient sich die Heizung aus dem mittleren Speichersegment, allerdings ist auch eine Beimischung aus dem oberen Segment möglich.

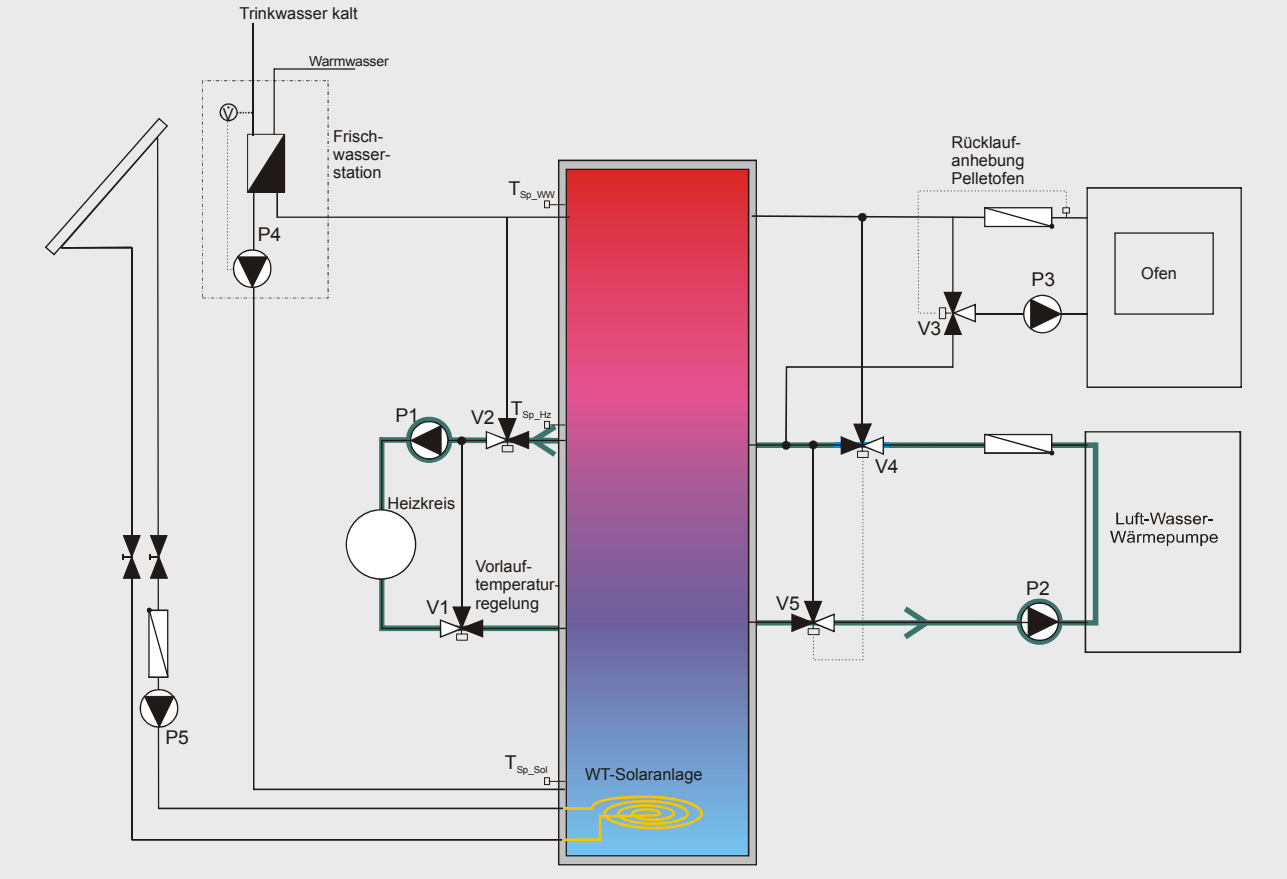
Die folgenden Grafiken zeigen verschiedene Betriebszustände des Systems. In Abbildung 2.1-2 ist die Gebäudeheizung an einem Tag mit hoher Solareinstrahlung gezeigt, zum Beispiel in der Übergangszeit, an dem die in den Speicher eingespeiste Wärme ausreicht, um im mittleren Speicherabschnitt die für die Heizung gewünschte Vorlauftemperatur zu erreichen, d. h. die Temperatur am Speicherfühler in Höhe des Abgangs für den Heizungsvorlauf T_{Sp_Hz} liegt über der Vorlaufsolltemperatur für den Heizkreis. Entsprechend wird der Heizkreis aus diesem Abschnitt versorgt, ohne dass weitere Wärmeerzeuger in Betrieb genommen werden müssen. Ist der Speicher wärmer als nötig, wird über das Ventil V1 kaltes Wasser aus dem Heizungsrücklauf zugemischt.

Abbildung 2.1-2: Heizung über Solarwärme



Wenn die im Speicher vorrätige Solarwärme verbraucht ist, übernimmt die Wärmepumpe den Heizbetrieb. Dieser Fall ist in Abbildung 2.1-3 dargestellt. Die Solaranlage wird hier – wie in allen Betriebsphasen – natürlich weiterhin ergänzend Energie einspeisen, wenn sie ein Temperaturniveau oberhalb des Wertes im untersten Speicherabschnitt ($T_{SP,Sol}$) erreichen kann.

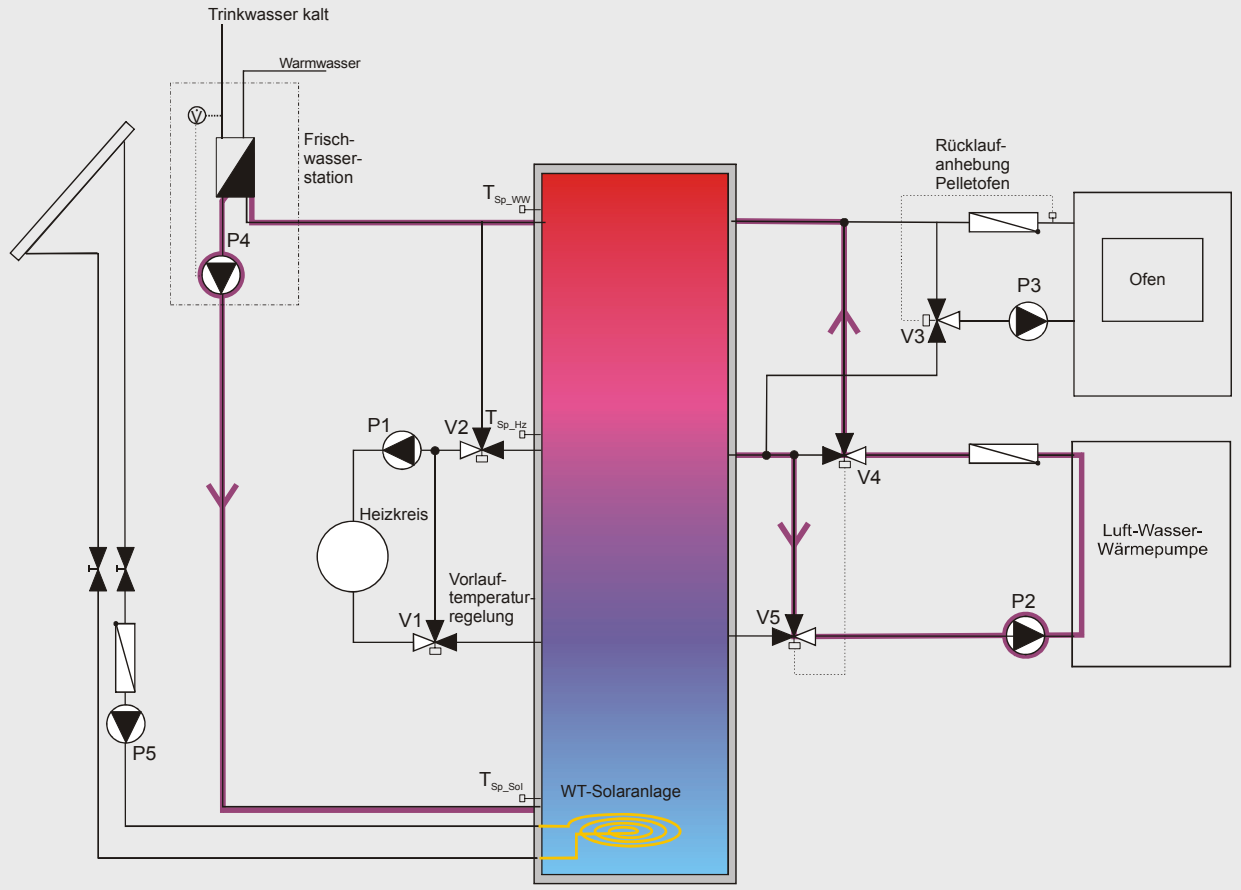
Abbildung 2.1-3: Heizung über die Wärmepumpe



In ähnlicher Weise erfolgt die Warmwasserbereitung: Im Sommer und an sonnigen Tagen in der Übergangszeit wird das erforderliche Temperaturniveau im obersten Speicherabschnitt zumeist allein von der Solaranlage erzeugt. Abbildung 2.1-4 zeigt demgegenüber den Fall, dass bei schlechterem oder kühlerem Wetter auch die Wärmepumpe zugeschaltet werden muss. Diese versorgt dann das oberste Speichersegment, aus dem sich die Frischwasserstation bedient, die ihren (im Idealfall annähernd auf das Kaltwasser-Temperaturniveau abgekühlten) Rücklauf immer unten in den Speicher einspeist.

Die Einspeisung der Wärmepumpe in das mittlere Speichersegment (für die Heizung) und das obere Speichersegment (für die Warmwasserbereitung) wird also zu Beginn des Winters, wenn der Beitrag der Solaranlage schwächer wird, abwechselnd stattfinden. Dabei wird in der Regel eine Vorrangschaltung für die Warmwasserversorgung sinnvoll sein. Zu dieser Zeit wird die von der Heizung geforderte Vorlauftemperatur noch vergleichsweise niedrige Werte deutlich unterhalb der Auslegungstemperatur aufweisen, so dass die separate Nachladung des mittleren Speichersegments (in Abbildung 2.1-3) mit reduziertem Temperaturniveau gegenüber der Nachladung des obersten Abschnitts (in Abbildung 2.1-4) Vorteile für die Effizienz der Wärmepumpe verspricht.

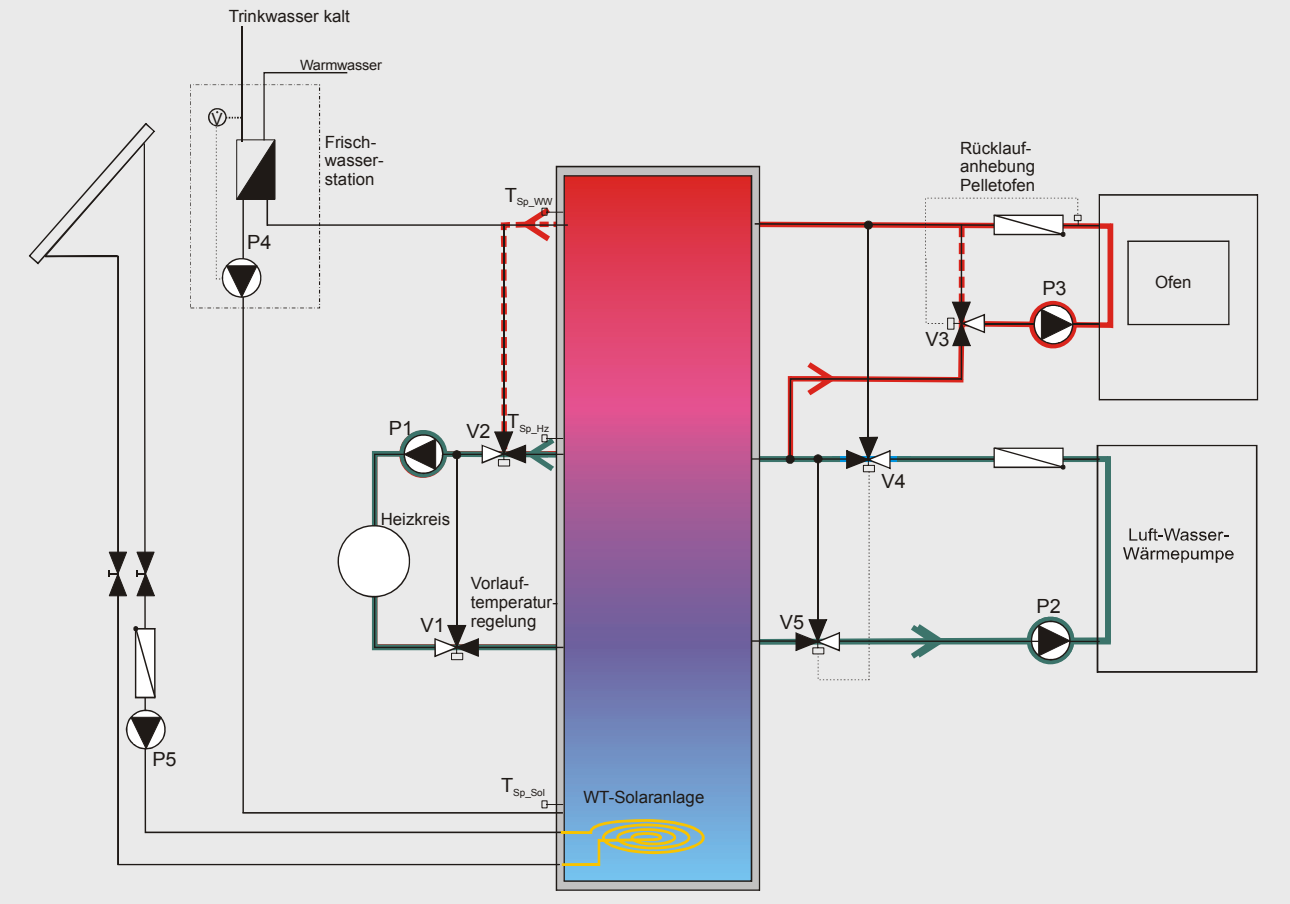
Abbildung 2.1-4: Warmwasserbereitung über die Wärmepumpe



Bei fortschreitender Heizperiode und sinkenden Außentemperaturen ist die Wärmelieferung der Abluftwärmepumpe irgendwann nicht mehr ausreichend, um die Heizung und Warmwasserversorgung allein übernehmen zu können. Hier wird dann, wie in Abbildung 2.1-5 dargestellt, der Pelletofen mit zugeschaltet. Dieser versorgt – abgesehen von seinem Heizwärmebeitrag durch direkte Wärmeabgabe im Aufstellraum - immer das obere Speichersegment und damit die Frischwasserstation, während die geforderte Heizungsvorlauftemperatur noch von der Wärmepumpe gewährleistet werden kann, die jetzt nur noch in das mittlere Speichersegment liefert[4]. Bei noch niedrigeren Außentemperaturen wird ihre Leistung hierfür aber auch nicht mehr ausreichen. In diesem Fall wird über das Ventil V2 Wasser aus dem oberen Teil des Speichers zugemischt. Auf diese Weise kann also auch die vom Pelletofen in den Speicher eingespeiste Wärme zur Gebäudeheizung genutzt werden.

[4] Hierfür wäre gegebenenfalls ein separater Speicheranschluss für die Einspeisung der Wärmepumpe in das mittlere Segment vorzusehen. Ein solches Konzept wurde bei den Simulationsrechnungen berücksichtigt (vgl. Kap.3.5). In den Abbildungen ist hier dagegen eine andere Schaltungsvariante dargestellt, bei der die Wärmepumpe im Fall gemeinsamer Wärmeproduktion mit dem Ofen (teilweise) hydraulisch in Reihe geschaltet ist.

Abbildung 2.1-5: Gleichzeitiger Betrieb von Wärmepumpe und Pelletofen

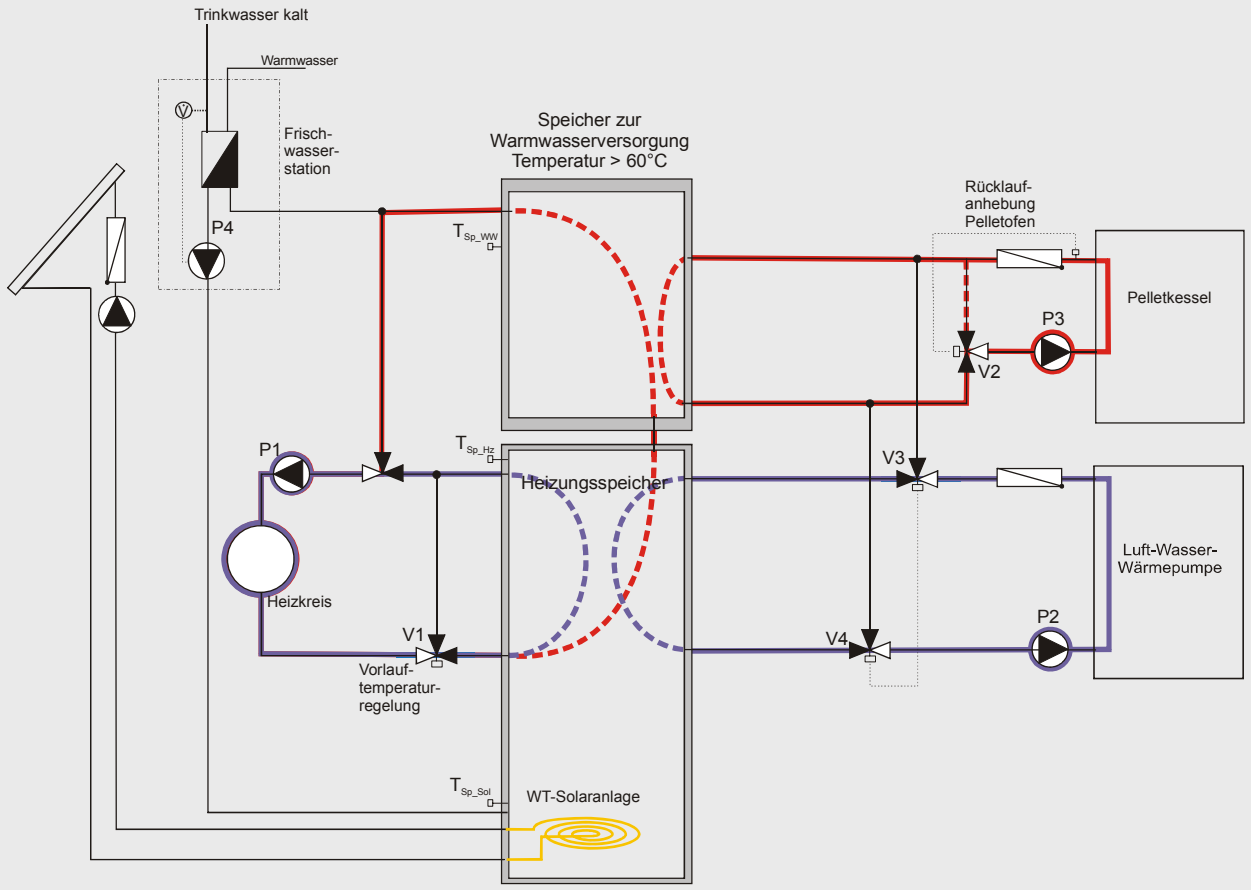


2.2 Anlagenkonzept mit zwei Speichern für das zentrale System

Insbesondere bei größeren Mehrfamilienhäusern kann man davon ausgehen, dass das Speichervolumen auf zwei oder mehr Speicher aufgeteilt werden muss, da die Einbringung von Speichern mit mehr als ca. 1000 Litern in ein Bestandsgebäude häufig nicht möglich sein wird. Das Konzept für eine Gebäudeheizung mit Kombisystem unterscheidet sich ansonsten im Grundsatz nicht von dem beschriebenen Ansatz für die dezentrale Variante, wobei nun natürlich abweichend ein Pelletkessel statt des Ofens eingesetzt wird und alle wesentlichen Komponenten im unbeheizten Bereich des Gebäudes installiert sind. Die in Abbildung 2.2-1 dargestellte Situation entspricht weitgehend dem in der vorherigen Abbildung 2.1-5 gezeigten Betriebszustand. Der oben eingezeichnete Hochtemperatur-Speicher übernimmt die Aufgabe, die beim Einspeichersystem dem obersten Speichersegment zukommt, während sich das vorher mittlere und untere Speichersegment im unteren Niedertemperatur-Speicher wiederfinden. Beide Speicher sind durch eine Überströmleitung miteinander verbunden. Diese Aufteilung erscheint auch insofern vorteilhaft, als eine Durchmischung der Speicherschichten und somit eine ungewollte Angleichung der Temperaturniveaus besser verhindert werden kann. Gewollt ist diese dagegen in dem Fall, dass die Solaranlage ausreichend Wärme bereitstellt, um beide Speicher auf Temperaturen von 60 °C und mehr aufzuladen. Bei den in Abschnitt 5 dokumentierten Simulationsrechnungen für ein Zwei-Speicher-System zeigte sich, dass – jedenfalls unter den dort gewählten Randbedingungen – allein schon die Wär-

meentnahme aus der obersten Speicherschicht für den notwendigen Austausch zwischen den beiden Speichern sorgt.

Abbildung 2.2-1: Realisierung mit zwei Speichern, insbesondere für das zentrale System



3 Simulationsrechnungen für die dezentrale Variante: Methodik und Ansätze

3.1 Simulationsprogramm TRNSYS

Im Rahmen des Forschungsprojekts mussten, wie das vorangegangen Kapitel zeigt, relativ komplexe Wärmeversorgungssysteme untersucht und optimiert werden - im Hinblick auf das Zusammenspiel der Einzelkomponenten und unter Berücksichtigung des versorgten Gebäudes. Zur Lösung dieser Aufgabe wurde das dynamische Simulationsprogramm TRNSYS (Version 16) verwendet. Dabei handelt es sich um eine Software zur Analyse von Energiesystemen, unter anderem für die Gebäude-Wärmeversorgung. Das Programm ist modular aufgebaut, ermöglicht also eine flexible Zusammenstellung unterschiedlicher Systeme. Jedes Modul hat definierte Ein- und Ausgänge, die mit anderen Modulen verbunden werden, z.B. erhält ein Regler als Eingangssignal die Temperatur eines Wärmespeichers, errechnet intern, dass dieser nachgeladen werden muss und sendet das Signal „Einschalten“ an eine Wärmepumpe. Programmiertechnisch gesehen sind die Module Unterprogramme, die miteinander verlinkt sind und auf diese Weise ihre Parameter übergeben.

Als Simulationszeitraum wird üblicherweise ein ganzes Jahr gewählt. Dieses wird schrittweise abgearbeitet, im vorliegenden Fall in Halbstunden-Schritten. Für jeden Zeitpunkt im Jahr werden die notwendigen Klimadaten[5] ermittelt, die Voreinstellungen für das „Nutzerverhalten“ der Gebäudebewohner berücksichtigt (z.B. Wärmeabgabe durch Personen und Geräte, gewünschte Lufttemperaturen) und diese Werte in das Gesamtmodell eingespeist. Im Rahmen von Iterationen werden die zwischen den Modulen ausgetauschten Parameter so lange variiert, bis die jeweils miteinander verbundenen Aus- und Eingabewerte übereinstimmen, also ein stabiles Endergebnis für den Zeitschritt vorliegt[6].

Das Programm TRNSYS ist sehr flexibel einsetzbar, da es dem Nutzer ermöglicht, eigene Module zu programmieren und somit auf fast beliebige Weise neue Anlagenkomponenten und eigene Berechnungsmodelle einfließen zu lassen. Von dieser Möglichkeit wurde hier bei den Modellen für die Wärmepumpe, den Pelltofen/-kessel, die Heizköper und die Regelungstechnik Gebrauch gemacht, für die innerhalb von TRNSYS keine geeigneten Standard-Komponenten vorlagen.

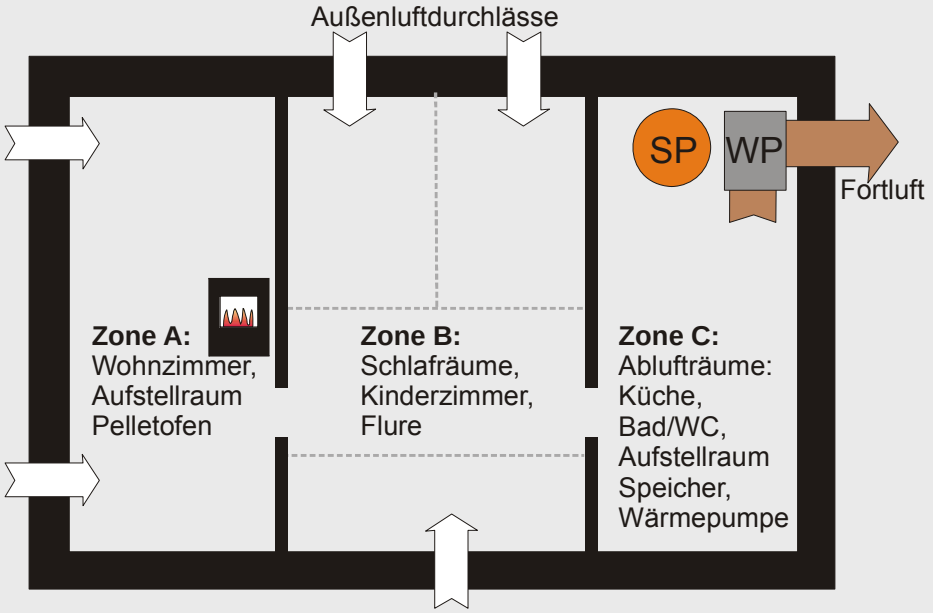
[5] Es wurden in der Regel Würzburger Klimadaten angesetzt (Monatswerte, die von einem in TRNSYS integrierten Wetterdatengenerator in Momentanwerte umgerechnet wurden).

[6] Aufgrund von Rückkopplungen ist dies nicht von vornherein gegeben: Beispielsweise beeinflusst die Temperatur im Wärmespeicher die Einstellung eines nachgeschalteten Reglers der Wärmepumpe, die, wenn sie eingeschaltet wird, wiederum die Speichertemperatur beeinflusst. Daher ist es nicht immer einfach, innerhalb eines Zeitschritts eine Konvergenz der Ergebnisse zu erreichen. Entscheidend ist hier zumeist die Modellierung der Regelung.

3.2 Wohnung / Gebäude

Die Untersuchungen wurden für eine Wohnung mit 120 m² Wohnfläche durchgeführt. Diese wurde in drei Zonen A, B, C mit 32, 56 bzw. 32 m² Wohnfläche eingeteilt. Es wurde angenommen, dass der Pelletofen im Bereich A aufgestellt ist (Wohnzimmer) und sich das Badezimmer (Aufstellung der Abluftwärmepumpe, des Wärmespeichers) innerhalb der Zone C befindet. Auf diese Weise konnte die Wirkung zonenweise erhöhter interner Wärmegewinne (vor allem durch die direkte Wärmeabgabe des Ofens und die Wärmeverluste des Speichers) untersucht werden.

Abbildung 3.2-1: Grafische Darstellung des Raummodelles



Die Soll-Innentemperaturen wurden in allen Zonen als identisch angenommen: Tagsüber 20 °C mit Nachtabsenkung auf 17 °C.

Beim Warmwasserbedarf q_W wurde ein Jahreswert von 15 kWh/m²a[7] und ein typischer Tagesgang mit Lastspitzen am Morgen und am Abend sowie Verteilverlusten[8] $q_{W,d}$ von im Jahresmittel 5 kWh/m²a angesetzt.

Der Wärmeschutz der Wohnung wurde so variiert, dass sich Heizwärmeverbräuche[9] q_H im Niedrigenergiehaus-Spektrum von 40 bis 70 kWh/m²a ergaben (Basisfall: 55 kWh/m²a). Der Luftwechsel wurde zu 0,5 h^{-1} angesetzt, davon 0,4 h^{-1} über die Abluftanlage und 0,1 h^{-1} als Restluftwechsel. Die Geometrie der Wohnung, die genaue Wahl der Bauteile (Ansatz: typische Massivbauweise) und der jeweiligen Wärmeschutzmaßnahmen stand nicht im Mittelpunkt des Interesses: Entscheidend ist der erreichte Heizwärmeverbrauch. Der untersuchte Fall steht hier also jeweils stellvertre-

[7] Alle Angaben bezogen auf die Wohnfläche, nicht auf die Gebäudenutzfläche nach EnEV.

[8] Stichleitungen innerhalb der Wohnung, deren Wärmeabgabe im Winter der Heizung zu Gute kommt.

[9] Die Begriffe „Energieverbrauch“ und „Energiebedarf“ werden in der vorliegenden Untersuchung synonym verwendet: Es handelt sich immer um die Ergebnisse der Simulationsrechnungen. Die in anderen Zusammenhängen übliche Sprachregelung „Verbrauch = Messwert“, „Bedarf = (nach Norm) berechneter Wert“ ist im vorliegenden Fall nicht anwendbar.

tend für ähnliche Wohnungen mit dem gleichen Heizwärmebedarf, die mit der Kombination Abluft-Wärmepumpe/ Pelletofen/ Solaranlage beheizt werden, sei es als Einfamilienhaus oder als einzeln versorgte Wohnung im Mehrfamilienhaus. Natürlich kann auch bei gleichen Jahreswerten der zeitliche Verlauf des Wärmeverbrauchs für Heizung und Warmwasser unterschiedlich sein. Dieser Aspekt wurde in den Sensitivitätsuntersuchungen in Kapitel 4.4 gesondert betrachtet. Die Übertragung auf ein Mehrfamilienhaus mit Zentralheizung ist in Kapitel 5 beschrieben.

Die Heizwärmeabgabe erfolgt in allen Zonen über Heizkörper, in Zone A noch zusätzlich direkt durch den Ofen. Als Heizkörperleistung wurde ein Wert von 12 kW bezogen auf Normbedingungen (vgl. [Recknagel 2009], Kap.2.3.8), d.h. 75 °C Vorlauf- / 65 °C Rücklauftemperatur im Auslegungsfall, angenommen. Dies entspricht 100 W/m², eine typischen Zahl für unsanierte Altbauten, so dass man hier gegebenenfalls auch von einer Weiternutzung der vor der Modernisierung vorhandenen Heizkörper ausgehen könnte. Im untersuchten Kombisystem werden – mit Rücksicht auf die Effizienz der Wärmepumpe und mögliche solare Heizungsbeiträge – deutlich niedrigere Vorlauftemperaturen von maximal ca. 55 °C (bei – 10°C Außentemperatur) verwendet. Die Heizleistung reduziert sich unter diesen Bedingungen ungefähr um die Hälfte und liegt damit gleichzeitig etwa in dem Bereich der Werte, die für das auf Niedrigenergie-Niveau modernisierte Gebäude benötigt werden (ca. 4,5 kW bis 6 kW bei q_H= 40 - 70 kWh/m²a)[10]. Auch bei Neuinstallation müssten also unter diesen Voraussetzungen wieder ähnlich große Heizflächen eingebaut werden.

Im Simulationslauf werden mit Hilfe eines selbst erstellten TRNSYS-Moduls die Rücklauftemperaturen und Massenströme auf Basis der (durch das Gebäudemodul vorgegebenen) momentan benötigten Heizleistung und der im Wärmespeicher zur Verfügung stehenden Vorlauftemperatur ermittelt. Dabei wird die übliche Beziehung zwischen momentaner Heizleistung und Normheizleistung auf Basis der logarithmischen Übertemperatur und eines Heizkörperexponenten von 1,3 verwendet (vgl. [Recknagel 2009, Diefenbach 2002a]).

3.3 Abluft-Wärmepumpe

Über das Betriebsverhalten von Abluftwärmepumpen lagen nur wenige veröffentlichte Daten vor. Von Interesse sind insbesondere die thermische Leistung P_{th} und die Leistungszahl ε (erzeugte thermische Leistung dividiert durch den dafür notwendigen Aufwand an elektrischer Leistung), welche die Kenngröße für die momentane Effizienz der Wärmepumpe ist[11]. Herstellerangaben beziehen sich zumeist auf einen einzelnen Betriebspunkt. Dieser ist insbesondere über die Temperatur und Luftfeuchtigkeit der Wärmequelle Abluft, die erzeugte Vorlauftemperatur (Temperatur

[10] Berechnet bei -12 °C Außentemperatur und einem Luftwechsel von 0,5 h^{-1}.

[11] Der Jahreswert, berechnet als die im Jahr erzeugte Wärmemenge dividiert durch die dafür verbrauchte elektrische Energie, wird als Jahresarbeitszahl bezeichnet. Die Leistungszahl und Jahresarbeitszahl entsprechen damit dem (momentanen) Wirkungsgrad bzw. dem Jahresnutzungsgrad von z.B. Heizkesseln oder Öfen, welche ebenfalls Quotienten von erzeugter Wärme und dafür aufgewendeter Endenergie, in diesem Fall Gas, Öl oder Holz, darstellen. Die Kehrwerte aller dieser Größen bezeichnet man als Aufwandszahlen (aufgewendete Endenergie dividiert durch erzeugte Wärmemenge). Sie sind weniger gebräuchlich, aber für den Vergleich von Systemen (jedenfalls solchen mit gleichen Endenergieträgern, z.B. verschiedenen Elektro-Wärmepumpen) häufig besser geeignet, da ihr Wert bei konstanter Wärmeproduktion proportional zum benötigten Energieaufwand verläuft.

des erwärmten Wassers, das die Wärmepumpe in Richtung Verbraucher verlässt) und den Luftvolumenstrom definiert. Die Parameter können sich aber verändern, dies gilt folglich auch für die Leistung und Effizienz der Wärmepumpe:

- Herstellerangaben beziehen sich zumeist auf eine Temperatur der Wärmequelle Abluft von ca. 20 °C. Dies entspricht tatsächlich den üblichen Betriebsbedingungen, abweichende Werte können allerdings z.B. bei Nachtabsenkung der Raumtemperaturen oder durch erhöhte Temperaturen im Sommer oder bei starker Sonneneinstrahlung in die Wohnräume auftreten. Besonders wichtig ist die Berücksichtigung der Abhängigkeit von der Wärmequellentemperatur dann, wenn z.B. als Systemvariante eine Beimischung von Kellerluft zur Abluft untersucht wird (s. Kap. 5.2).
- Die Feuchtigkeit der Abluft hat ebenfalls einen Einfluss. In der Wärmepumpe wird die Luft abgekühlt, so dass der darin enthaltene Wasserdampf möglicherweise zum Teil kondensiert und die dabei entstehende Wärme mit genutzt werden kann.
- Die Effizienz von Wärmepumpen hängt sehr stark von der erzeugten Vorlauftemperatur ab. Herstellerangaben beziehen sich z. B. auf einen Wert von 35 °C. Dies wäre im Fall einer Fußbodenheizung eher als obere Grenze anzusehen, unter Annahme von Heizkörpern im modernisierten Altbau und vor allem des Einsatzes auch zur Warmwasserbereitung sind zeitweise aber deutlich höhere Vorlauftemperaturen bis ca. 60 °C notwendig.
- Einen sehr großen Einfluss hat auch der angesetzte Abluftvolumenstrom. Hier gilt folgender Zusammenhang: Je niedriger der Volumenstrom ist, desto stärker wird die Abluft in der Wärmepumpe abgekühlt, d.h. desto niedriger ist die Temperatur, mit der die Fortluft die Wärmepumpe verlässt und desto niedriger ist damit auch die Effizienz der Wärmepumpe. Denn ungefähr auf das Temperaturniveau am Ausgang der Wärmepumpe – und nicht etwa auf die ursprünglichen 20 °C der Abluft aus den Wohnräumen – muss auch das Arbeitsmedium der Wärmepumpe am Eingang in den Verdampfer abgekühlt werden.
  Herstellerangaben beziehen sich im Allgemeinen auf den Auslegungs- d. h. den Maximalwert des Luftvolumenstroms. Typischerweise erfolgt in diesem Betriebszustand eine Abkühlung der Abluft von ca. 20 °C auf ca. 7 – 9 °C. Eine solche Auslegung und damit auch die angegebenen Wärmepumpen-Kennwerte können dann als praxisgerecht gelten, wenn das Ziel einer möglichst großen Wärmeausbeute der Abluft-Wärmepumpe keine entscheidende Rolle spielt.
  In den Untersuchungen der vorliegenden Studie ist genau das aber in der Regel der Fall: Hier kommt es darauf an, das Abwärmepotential der Lüftung möglichst weit auszuschöpfen, damit der Beitrag der als Spitzenlast gedachten Biomasse-Wärmeerzeugung nicht zu groß wird. Angestrebt werden daher niedrigere Werte der Fortlufttemperatur, eventuell nahe bei 0 °C. Die Höhe des Abluftvolumenstroms ist dabei durch den Lüftungsbedarf des Gebäudes vorgegeben und kann – anders als z. B. der Volumenstrom einer Außenluftwärmepumpe – in seinen Basiswerten (Grundluftwechsel) nicht beliebig variiert werden. Stattdessen wird davon ausgegangen, dass sich die Wärmepumpe entsprechend anpassen lässt, d.h. eine ausreichend große Wärmepumpenleistung gewählt wird und die Anlage dann bei Werten unterhalb des maximalen Luftvolumenstroms (und dementsprechend niedrigeren Leistungszahlen) betrieben wird.

Vor diesem Hintergrund musste im Rahmen dieser Forschungsarbeit ein Modell für eine Abluftwärmepumpe erstellt werden, das die genannten Einflussfaktoren realistisch abbildet. In dem ge-

gebenen Rahmen konnte es dabei allerdings nicht um die Entwicklung eines differenzierten Wärmepumpenmodells gehen, das alle Teilkomponenten einer konkret bekannten Anlage in ihren Einzelheiten nachbildet. Vielmehr wurde ein vereinfachter, von der Bauweise und z. B. auch dem verwendeten Kältemittel unabhängiger Ansatz gewählt:

- Das Modell orientiert sich für einen einzelnen Betriebspunkt (definiert über Abluft- und Vorlauftemperatur, Abluftfeuchte und Luftvolumenstrom) an Herstellerangaben über die Betriebsergebnisse für die thermische Leistung und die Leistungszahl. Auf diese Weise ist das Modell also auf einen tatsächlichen Messwert kalibriert und es lassen sich auch unterschiedliche Wärmepumpen berücksichtigen, von denen nur ein Betriebspunkt bekannt ist.
- Der vermessene Betriebspunkt wird genauer analysiert: Es wird „zurückgerechnet", mit welcher Temperatur die Fortluft die Wärmepumpe bei der Messung verlassen hat. Dabei wird auch die Kondensationswärme der Abluftfeuchte mit berücksichtigt[12].
- Es wird die theoretische Leistungszahl $\varepsilon_{ideal} = T_C / (T_C - T_E)$ ermittelt, die eine „ideale", nach dem Carnot-Kreisprozess arbeitende Wärmepumpe erreichen würde[13]. Dabei wird vereinfachend als Temperaturniveau des Kondensators T_C die Vorlauftemperatur im Betriebspunkt und als Verdampfertemperatur T_E die zuvor berechnete Fortlufttemperatur angesetzt. Das Verhältnis $v = \varepsilon / \varepsilon_{theo}$ der tatsächlich gemessenen und der theoretischen, idealen Leistungszahl wird berechnet.
- Bei der Simulation sind folgende Kennwerte der Wärmepumpe global festgelegt bzw. werden in jedem Zeitschritt als Eingabegrößen an das Wärmepumpen-Programmmodul übergeben: die elektrische Leistung[14], der Volumenstrom, die Temperatur und die Feuchte der Abluft, der Massenstrom im Warmwasser-Heizkreis und die Eintrittstemperatur des Wassers in die Wärmepumpe. Zu ermitteln sind insbesondere die thermische Leistung und die Leistungszahl. Dies geschieht durch Bestimmung der Leistungszahl des idealen Kreisprozesses mit der zusätzlichen Annahme, dass die oben für den vermessenen Betriebspunkt berechnete Verhältniszahl v zwischen idealer und tatsächlicher Anlageneffizienz konstant bleibt. Wichtige Zwischenergebnisse für die Berechnung der Leistungszahl des Idealprozesses sind auch hier die Temperaturen, mit denen die Fortluft und das Heizwasser die Wärmepumpe verlassen. Diese werden wiederum mit der Temperatur des Arbeitsmediums im Verdampfer bzw. Kondensator gleichgesetzt. Auch die Kondensationswärme der Abluftfeuchte wird mit berücksichtigt. Das sich ergebende Gleichungssystem wird iterativ, d.h. numerisch gelöst[15].

---

[12] Verwendete Gleichungen zur physikalischen Beschreibung der feuchten Luft s. [TZWL 2000]

[13] Hier sind die absoluten Temperaturen in Kelvin anzusetzen.

[14] Die elektrische Leistung einer ungeregelten Wärmepumpe kann in erster Näherung als konstant angesehen werden (gleicher Wert wie im gemessenen Betriebspunkt, ergibt sich dort z.B. aus thermischer Leistung und Leistungszahl). Die Modifikation des Modells mit variabler elektrischer Leistung wird weiter unten beschrieben.

[15] Dies erfolgt bei jedem Aufruf des Programmmoduls. Ein solcher Aufruf kann abhängig von der Zahl der übergeordneten Iterationen, die das Programm TRNSYS zur Angleichung der Ein- und Ausgänge der Einzelmodule durchführt, mehrfach pro Zeitschritt erfolgen. Im Übrigen erfolgt auch bereits die oben beschrie-

Die Firma Ochsner stellte für das Forschungsprojekt Messwerte ihrer Abluftwärmepumpe Europa Mini IWP zur Verfügung, mit deren Hilfe das Modell verifiziert und in einem Punkt noch angepasst werden konnte: Die Messdaten zeigten, dass die Wärmepumpe bei höheren Vorlauftemperaturen ihre elektrische Leistungsaufnahme etwas erhöht, und zwar um durchschnittlich etwa 1,3 % je Kelvin Temperaturanstieg[16]. Die thermische Leistung der Wärmepumpe sinkt daher weniger stark ab als bei Annahme einer konstanten elektrischen Leistung. Die elektrische Leistungszunahme wurde dementsprechend in das Modell integriert, allerdings mit einem etwas vorsichtiger angesetzten Wert von 1,0 % je Kelvin.

Die folgenden beiden Abbildungen zeigen den Vergleich der Messergebnisse mit den Modellrechnungen und zwar in Abbildung 3.3-1 für die Aufwandszahl (Kehrwert der Leistungszahl) und in Abbildung 3.3-2 für die thermische Leistung der Wärmepumpe. Das Modell ist dabei auf den Betriebspunkt mit 21 °C Ablufttemperatur[17] und 35 °C Vorlauftemperatur kalibriert, Herstellerangaben und Modellergebnis stimmen dort also jeweils genau überein. Es ist ferner zu beachten, dass sich alle Messergebnisse auf den maximalen Luftvolumenstrom der Wärmepumpe beziehen, bei Auslegung auf eine stärkere Ausnutzung des Potentials der Wärmequelle mit niedrigeren Fortlufttemperaturen also entsprechend niedrigere Leistungszahlen und Leistungswerte zu erwarten sind (s.u. Abbildung 3.3-3).

bene Analyse des vermessenen Betriebspunkts numerisch, da sich auch dort durch die Berücksichtigung der Feuchte ein relativ komplexes Gleichungssystem ergibt.

[16] ausgewertet für Ablufttemperaturen von 21 bzw. 15 °C und je vier Vorlauftemperaturen zwischen 35 und 60 °C.

[17] In diesem Fall 50 % Luftfeuchte

Abbildung 3.3-1: Wärmepumpen-Aufwandszahlen (Kehrwerte der Leistungszahlen)
durchgezogene Linien: Herstellerangaben zur Wärmepumpe Ochsner Mini IWP
gestrichelte Linien: Modellrechnungen
Als waagerechte gestrichelte Linien sind die Aufwandszahlen 0,33 (Leistungszahl ε = 3) und 0,25 (ε = 4) hervorgehoben.

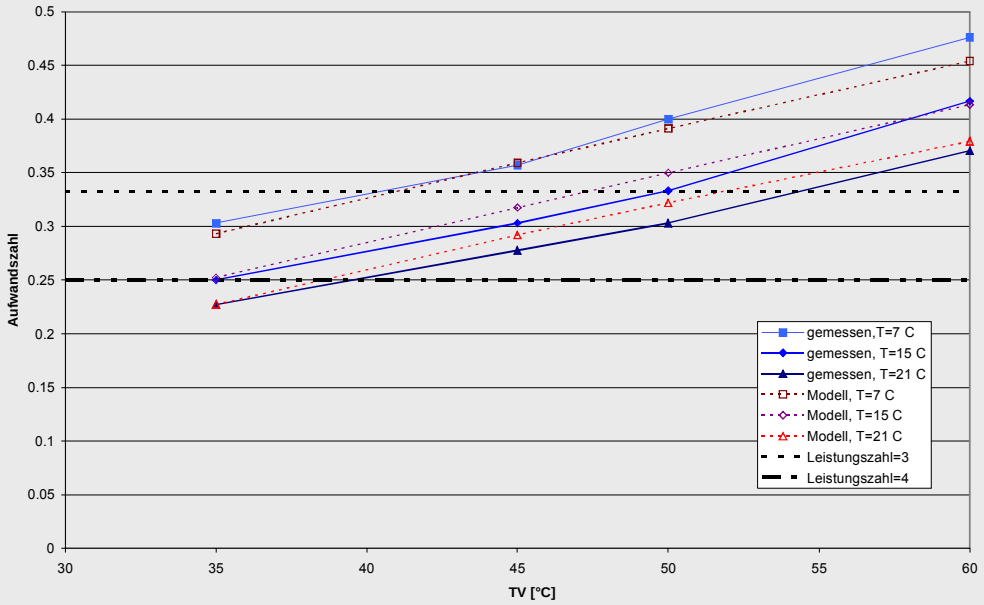
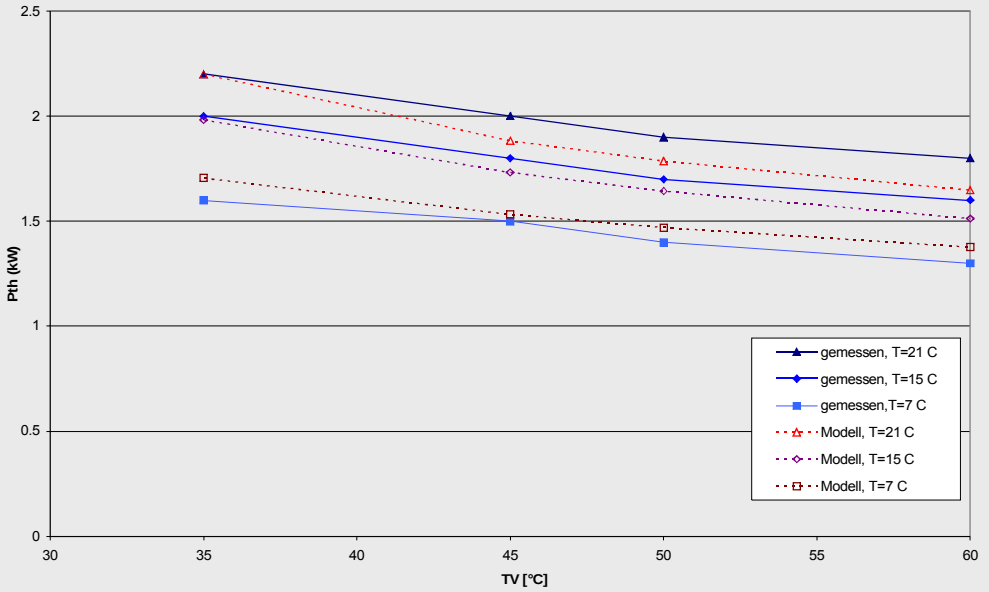


Abbildung 3.3-2: Thermische Wärmepumpenleistung P_{th}
durchgezogene Linien: Herstellerangaben zur Wärmepumpe Ochsner Mini IWP
gestrichelte Linien: Modellrechnungen



Die Ergebnisse der Modellrechnungen zeigen im Bereich üblicher Ablufttemperaturen (15 und 21 °C) bei der Aufwandszahl etwas höhere und bei der Leistung etwas niedrigere Werte als die Messdaten, liegen also in beiden Fällen etwas ungünstiger und damit leicht auf der „sicheren Sei-

te“. Bei niedrigeren Temperaturen (also z.B. wenn kalte Außenluft beigemischt würde), sind die Modellergebnisse etwas besser. Die Abweichungen liegen aber in allen Fällen deutlich unter 10 % der gemessenen Werte, zumeist eher bei 5 % und darunter.

In den weiteren Untersuchungen wurde davon ausgegangen, dass die Leistung der Wärmepumpe in der gewünschten Weise an den jeweiligen Anwendungsfall angepasst werden kann. Es wurde daher angenommen, dass eine Herauf- oder Herabskalierung der Leistung im Bereich der Klein-Wärmepumpen möglich ist, d.h. ausgehend von einem bekannten Typ wurde angenommen, dass eine entsprechend größere oder kleinere Wärmepumpe[18] dieselben Leistungszahlen erreichen kann (ohne dass dabei für die Modelluntersuchungen ein tatsächlich am Markt erhältlicher Typ ermittelt wurde).

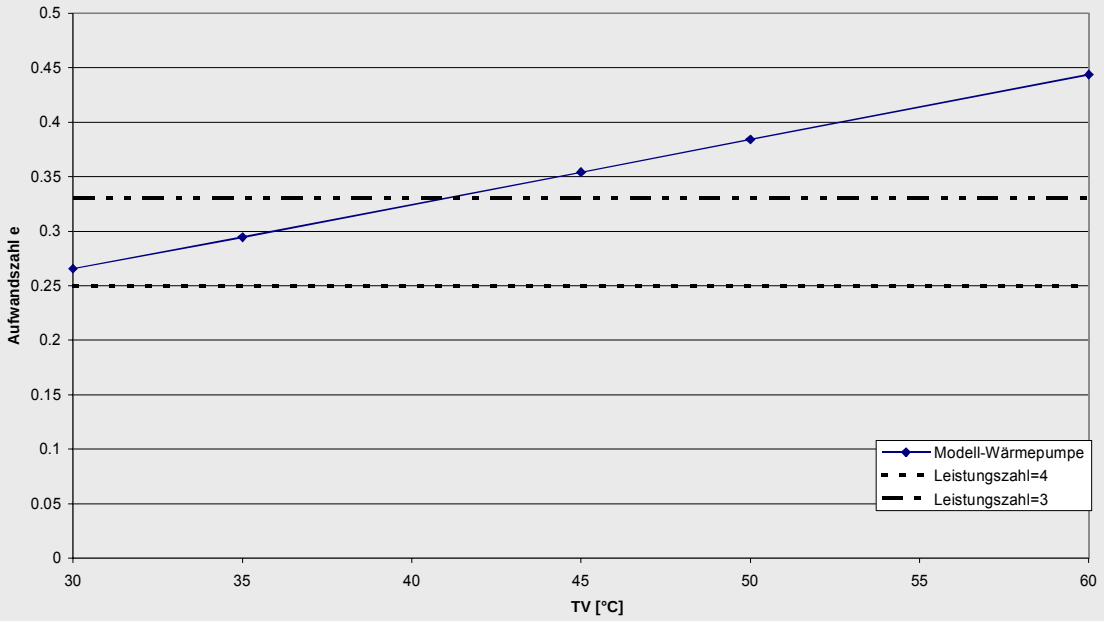
Es wurde die folgende „Modell-Wärmepumpe“ verwendet, d.h. es wurden in der Regel die folgenden Kennwerte für den bekannten Betriebspunkt angesetzt: Leistungszahl ε = 4,0 bei einer Vorlauftemperatur von 35 ^{o}C , einer Ablufttemperatur von 20 ^{o}C mit 40 % Luftfeuchtigkeit und einem Abluftvolumenstrom von 250 m³/h. Dies entspricht den Angaben in [Aerex 2009]. Die Wärmepumpe wird vom Hersteller inzwischen nicht mehr angeboten, liegt aber mit 1,5 kW thermischer Leistung in dem Bereich, der gerade im Hinblick auf die Versorgung einer einzelnen Wohnung von Interesse ist[19]. Außerdem wurde wie oben ein Anwachsen der elektrischen Leistung von 1 % pro Kelvin Anstieg der Vorlauftemperatur angesetzt. Die folgende Abbildung zeigt den Verlauf der Aufwandszahl im Bereich der Vorlauftemperatur zwischen 30 und 60 ^{o}C bei einem Abluftvolumenstrom von 120 m³/h[20].

[18] Das heißt, es verändern sich jeweils um den gleichen Faktor die elektrische und die thermische Leistung sowie der Luftvolumenstrom.

[19] Wenn in den folgenden Kapiteln die Größe der Wärmepumpe variiert wird, bezieht sich die dortige Leistungsangabe auf den vorgenannten Referenz-Betriebspunkt, d.h. auf dieselben Temperaturen und dieselbe Feuchte, allerdings wie beschrieben auf einen Abluft-Volumenstrom, der in gleichem Maße wie die Leistung herauf- oder herunterskaliert wurde.

[20] Dieser entspricht der angesetzten Modellwohnung: 120 m² Wohnfläche, Raumhöhe 2,5 m, Anlagenluftwechsel 0,4 h^{-1}.

Abbildung 3.3-3: Verlauf der Aufwandszahl für die in der Untersuchung verwendete „Modell-Wärmepumpe“
Kennwerte: 20 °C Ablufttemperatur, 40 % Feuchte, Volumenstrom 120 m³/h
(Referenzpunkt: Leistung der Wärmepumpe 1,5 kW bei TV=35 °C und 250 m³/h Volumenstrom, Ablufttemperatur 20 °C, 40 % Feuchte)



Die Aufwandszahlen liegen signifikant höher (die Leistungszahlen also niedriger) als bei den Fällen in Abbildung 3.3-1. Die Ursache ist hier nur in geringem Maße die Annahme eines anderen Wärmepumpentyps: Eine rechnerisch auf dieselbe Leistung „herunterskalierte“ Wärmepumpe mit den Kennwerten der Ochsner Europa Mini IWP würde um ca. 2-3 % niedrigere Aufwandszahlen ereichen[21]. Vielmehr liegt die Hauptursache beim Abluftvolumenstrom, der mit 120 m³/h deutlich unter dem Auslegungswert liegt.

Bei der Modellwärmepumpe mit 1,5 kWh_{th} wurde davon ausgegangen, dass keine Abtauvorrichtung vorliegt und daher die Abluft nur bis höchsten 0 °C abgekühlt werden kann. Im Fall der größeren Abluftwärmepumpe, die bei der Mehrfamilienhaus-Zentralheizung in Kapitel 5 zu Grunde gelegt wurde, ist dagegen ein Abtausystem[22] und damit die Möglichkeit für Fortlufttemperaturen auch unter dem Gefrierpunkt gegeben.

Als absolute Feuchte der Abluft wurde die (zu jedem Zeitpunkt unterschiedliche) Außenluftfeuchte zuzüglich eines Wertes von 2 g/m³, der für die zusätzliche Feuchteabgabe innerhalb der Wohnung angesetzt wurde. Umgerechnet entspricht dies mit 5,6 Litern pro Tag dem typischen Wert eines 3-Personen-Haushalt nach [Hartmann 2006] (ohne Wäschetrockner).

---

[21] Mit dem gewählten Ansatz der Modell-Wärmepumpe liegt man also auch im Hinblick auf diesen Vergleich eher auf der „sicheren Seite“, d.h. bei etwas niedrigeren Effizienzwerten.

[22] Vereinfachend wurde dabei von einer direkt-elektrischen Erzeugung der für den Abtauvorgang notwendigen Wärmemenge ausgegangen.

3.4 Pelletofen

Anders als bei der elektrischen Wärmepumpe hängen die Leistung und die Effizienz des Pelletofens nur in geringem Maße von den Systembedingungen (z.B. den Temperaturen im Vor- und Rücklauf des Geräts) ab. Hier konnte daher im Rahmen der Simulationsrechnungen ein entsprechend einfacheres Modell gewählt werden. Wegen des gemeinsamen Betriebs mit einer Abluftanlage wird von einem raumluftunabhängigen Ofen ausgegangen (vgl. dazu Kap. 7). Am Markt gibt es hier nur wenige Modelle, die Systemparameter orientieren sich hier grob an dem Gerät ivotec der Firma Wodtke. Es wurden folgende Werte angesetzt:

- Wirkungsgrad des Ofens[23] 90 % in allen Betriebsphasen (Volllast, Teillast, Anfahren des Ofens). Im Vergleich mit dem Wodtke-Gerät, das hier Messwerte von ca. 95 % aufweist (vgl. auch Kap.8.2), liegt dieser Wert leicht auf der „sicheren Seite".
- Wärmeleistung des Ofens regelbar zwischen 3 und 13 kW
- Direkte Wärmeabgabe an den Aufstellraum: 1 kW[24]
- Länge der Anfahrphase (Aufheizen des Ofens nach dem Einschalten): 15 Minuten, durchschnittliche Wärmeleistung während dieser Phase: 5 kW (unabhängig von der eingestellten Endleistung)
- Die Temperaturen der Speicherbeladung durch den Ofen wurden in der Simulation auf ca. 85 °C begrenzt. Höhere Temperaturen am Zulauf des Ofens könnten im realen Gerät zu einem Einschalten des Sicherheitstemperaturbegrenzers zur Vermeidung des Siedens führen.

Die Frage, in welchem Umfang der Pelletofen Emissionen „klassischer" Luftschadstoffe (z.B. Kohlenmonoxid, Stickoxide, Staub) bewirkt und wie diese durch eine entsprechend angepasste Betriebsweise und Regelung minimiert werden können, wird in Kapitel 8.2 separat untersucht. Die dort dokumentierten Ergebnisse legen nahe, den Bereich sehr kleiner Leistungen durch geeignete Regelung möglichst zu vermeiden. In den Simulationsrechnungen wurde daher der Leistungsbereich des Ofens nach unten hin nicht voll ausgeschöpft, sondern die Begrenzung auf einen Minimalwert von 5 kW festgelegt.

3.5 Wärmespeicher und Solaranlage

Der Wärmespeicher ist ein zentrales Element der Anlage, alle Wärmeerzeuger (Wärmepumpe, Ofen, Solaranlage) speisen hier ihre Energie ein. Ein großes Volumen ist aus Sicht des Anlagenbetriebs vorteilhaft, allerdings muss bei der dezentralen Variante mit Aufstellung des Speichers innerhalb der Wohnung davon ausgegangen werden, dass der Speichergröße enge Grenzen ge-

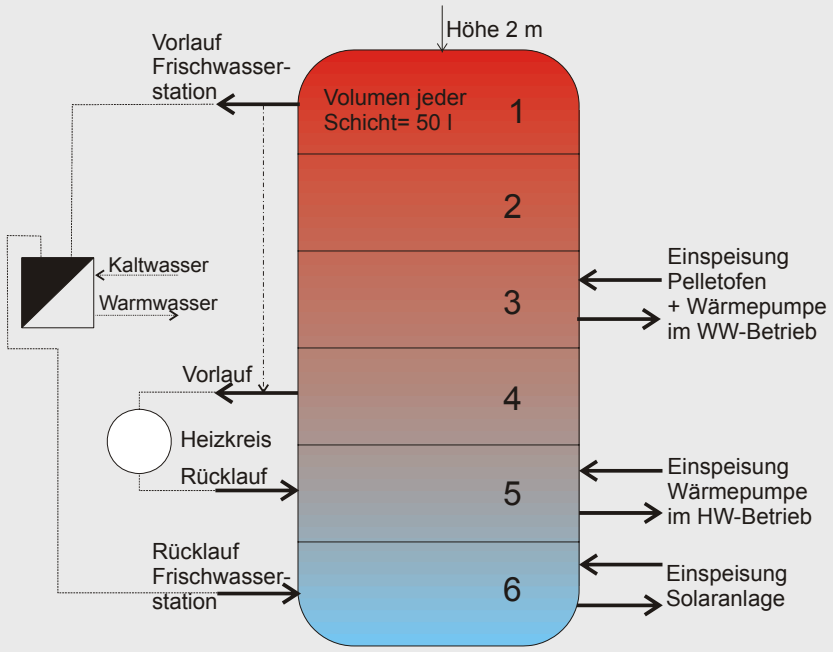
[23] Erzeugte Wärme (Wärmeabgabe an den Raum und den Wärmespeicher) dividiert durch die eingesetzte Brennstoffenergie (unterer Heizwert der Holzpellets).

[24] Die Firma Wodtke gibt einen Wert von 5 % an (also knapp 0,7 kW bezogen auf die Vollast von 13 kW), der sich bei Verzicht auf ein Sichtfenster zum Feuerraum noch weiter reduzieren ließe. Die Zahl wurde hier leicht aufgerundet, und es wurde davon ausgegangen, dass der Absolutwert der Wärmeabgabe bei Vollast und Teillast etwa gleich ist (vgl. [PHI 2007b]).

setzt sind. In der Regel wurden 300 Litern angesetzt. Nur in Ausnahmefällen wurde dieser Wert auf 500 Liter erhöht (im Sinne einer Parametervariation bzw. im Hinblick auf eine mögliche Aufstellung im Keller eines Einfamilienhauses).

In den Simulationsrechnungen wurde auf ein in TRNSYS vorhandenes, differenziertes Modell für einen geschichteten Wärmespeicher zurückgegriffen[25]. Es wurde von sechs Schichten mit je 50 Litern Wasservolumen ausgegangen (Speicherhöhe insgesamt: 2 m).

Abbildung 3.5-1: Schematische Darstellung des Speichermodells
(WW: Warmwasser, HW: Heizwärme)



Der Ofen speist, ebenso wie die Wärmepumpe bei der Warmwasser-Bereitstellung, in die von oben gesehen dritte Schicht ein, von hier aus wird also die obere Hälfte des gesamten Speichervolumens erwärmt. Diese überproportionale Größe des obersten der drei in Kapitel 2 beschriebenen Speicherabschnitte erwies sich wegen seiner doppelten Funktion (Warmwasserbereitung und Heizungsunterstützung an den kalten Tagen) und wegen der nach unten auf 5 kW begrenzten Ofenleistung als vorteilhaft.

Der zweite, für die Heizwärmebereitstellung vorgesehene Speicherabschnitt liegt – von oben gesehen - in den Schichten vier und fünf. Die Wärmepumpe speist ihren Heizwärmebeitrag in die fünfte Schicht ein, aus der vierten bedient sich der Heizkreis und speist seinen Rücklauf in die fünfte zurück.

In der untersten, sechsten Speicherschicht liegt der Wärmetauscher der Solaranlage. Hier tritt der Rücklauf der Frischwasserstation in den Speicher ein, die ihren Vorlauf aus der ersten, obersten Schicht bezieht.

[25] TRNSYS-Bezeichnung: „Type 60“, das Modell wurde hier leicht abgeändert: Direkte Einspeisung der Wärme von Ofen und Wärmepumpe in festgelegte Schichten statt wie vorgesehen über Wärmetauscher, da sich sonst bei den Simulationsläufen Konvergenzprobleme ergeben hätten.

Das Speichermodell berücksichtigt neben den Wärmeverlusten über die (gedämmte) Speicheroberfläche an den Aufstellraum auch Wärmeleitungseffekte zwischen den Schichten (insbesondere über die Stahlwand des Speichers). Wenn am Ende eines Simulationszeitschritts die Temperatur einer Schicht höher liegt als in der darüber liegenden Nachbarschicht, wird von einer Durchmischung ausgegangen.

Das TRNSYS-Speichermodell ermöglicht also eine relativ detaillierte Nachbildung eines geschichteten Wärmespeichers im Simulationslauf. Die Frage allerdings, ob die auf diese Weise berechnete Temperaturschichtung tatsächlich in der Praxis so erreicht würde, kann hier nicht abschließend beantwortet werden. So war die Abbildung differenzierter Strömungsvorgänge innerhalb des Speichers nicht möglich. Es muss beachtet werden, dass die dynamische Gebäude- und Anlagensimulation zwar ein sehr detailliertes, aber immer noch vereinfachtes Modell realer Systeme darstellt. In der Praxis hätte ein Abweichen von der berechneten Schichtung Auswirkungen auf die Effizienz und den Deckungsgrad der einzelnen Wärmeerzeuger (insbesondere der Wärmepumpe und der Solaranlage), ferner auf das Regelungskonzept (Platzierung der Temperaturfühler, Festlegung von Solltemperaturen und Schaltschwellen). Die Entwicklung einer Regelung für das Kombisystem sollte sich daher auf konkrete Messungen und Betriebserfahrungen und nicht nur auf Modellrechnungen stützen (s. Kap. 9).

Bei der Solaranlage wurde von einer Südausrichtung und einer Neigung von 45 °C ausgegangen. Eine detaillierte Optimierung wurde hier nicht angestrebt, die angegebene Kollektorflächen sind lediglich als grobe Anhaltswerte für die Anlagengröße bei Verwendung typischer Flachkollektoren zu verstehen. Hier wurden folgende Kollektorkennwerte angesetzt: Optischer Wirkungsgrad 80 %, Koeffizienten für den Wärmedurchgang: k_1=2,7 W/m²K, k_2= 0,015 W/m²K².

3.6 Hilfsenergie

Es wurde angenommen, dass der Hilfsstrombedarf für die Regelung des Systems und die Abluftanlage mit gleichmäßiger Leistung über das ganze Jahr verteilt auftritt. In der Simulation wurden diese Anteile nicht als zusätzliche interne Gewinne berücksichtigt, vielmehr wurde davon ausgegangen, dass sie in den beim Gebäudemodell pauschal angesetzten internen Gewinnen, d.h. der Wärmeabgabe durch Personen und Geräte in der Wohnung, bereits enthalten sind. Es wurden folgende Ansätze getroffen:

- Regelung der Anlage (inklusive sonstigem „Standby“-Verbrauch): 1 kWh/m²a. Dieser vergleichsweise hohe Wert soll berücksichtigen, dass hier in den ersten Anwendungen jeweils getrennte Regelungen in den einzelnen Geräten (Wärmepumpe, Ofen) sowie eine relativ komplexe Regelung des Gesamtsystems notwendig sein werden. Zukünftig ließe sich dies eventuell durch Zusammenfassung in einer einzigen Regelung optimieren.
- Abluftanlage: 1 kWh/m²a

Darüber hinaus wurden die in der folgenden Tabelle genannten elektrischen Leistungen zeitabhängig berücksichtigt, die Laufzeiten des entsprechenden Geräts wurden in der Simulation ermittelt. Die auf diese Weise berechneten Stromverbräuche, die sich von Fall zu Fall unterscheiden konnten, wurden als zeitabhängige interne Wärmegewinne im Gebäude berücksichtigt.

Bei den Pumpen wurde von der Verwendung elektronisch geregelter Geräte ausgegangen.

Tabelle 3.6-1: Ansätze für elektrische Leistungen / Hilfsstromverbräuche der zeitabhängig betriebenen Geräte

Pumpe des Heizkreises:	20 W
Speicherladepumpen:	
Solaranlage	15 W
Ofen	15 W
Wärmepumpe	15 W
Pelletofen:	
bei Betrieb	40 W
zusätzlich bei jedem Anschalten:	0,043 kWh

Der Stromverbrauch für die Pumpe der Frischwasserstation wurde hier auf Grund der geringen Laufzeit (nur bei Warmwasserzapfung) nicht detailliert betrachtet, er ist in dem pauschalen Stand-by-Ansatz enthalten.

3.7 Regelung des Systems

Die Regelstrategie wurde in ihren Grundsätzen bereits in Kapitel 2 erläutert. Bei der konkreten Ausgestaltung sind allerdings noch viele verschiedene Möglichkeiten denkbar. Nach dem Testen und der Variation unterschiedlicher Ansätze wurde das nachfolgend beschriebene Konzept in den Simulationsrechnungen angewendet. Konkrete Zahlenangaben beziehen sich immer auf den Basisfall der Untersuchung mit einem Heizwärmebedarf von 55 kWh/m²a und Einsatz einer Solaranlage mit 6m² Kollektorfläche.

- Alle halben Stunden werden die Speichertemperaturen in den verschiedenen Schichten ermittelt. Auf dieser Grundlage wird festgelegt, ob und welche Wärmeerzeuger in der nächsten halben Stunde betrieben werden.
  Dieser Regelungsgrundsatz ist einerseits den besonderen Bedingungen der Simulationsrechnungen geschuldet, die in Halbstundenschritten durchgeführt wurden. Diese Periodenlänge erschien als geeignet, um einerseits den Berechnungsaufwand handhabbar zu halten und gleichzeitig eine ausreichend differenzierte Berücksichtigung der sich zeitlich verändernden Einflussgrößen (z.B. Solltemperaturen, Außentemperatur, Solarstrahlung) zu gewährleisten. Gleichzeitig ist damit klar, dass eine solche Simulationsrechnung ein zwar sehr differenziertes, aber immer noch vereinfachtes Modell der Realität darstellt. Bei einer realen Regelung besteht die Möglichkeit – und auch die Notwendigkeit – auf Änderungen in kleineren Zeitabständen zu reagieren.
  Andererseits erscheint der Ansatz, die Systemeinstellungen in längeren Zeitabständen auf Grundlage der Speichertemperaturen festzulegen, durchaus auch als Regelungsprinzip im realen Fall anwendbar: Der Vorteil besteht in einer hohen Stabilität des Systems, d.h. ein sehr häufiges Takten (Ein- und Ausschalten) einzelner Komponenten wird verhindert.
- Wie üblich wird die Soll-Vorlauftemperatur der Heizung in Abhängigkeit von der Außentemperatur festgelegt (Auslegung auf 55 °C bei -10 °C im Basisfall). Die Heizung bedient

sich vorrangig aus dem mittleren Speicherabschnitt [26], wenn dort das Temperaturniveau nicht ausreicht, wird aus der obersten Speicherschicht entsprechend zugemischt.

- Oberhalb einer festgelegten Außentemperatur (5 °C im Basisfall) werden Heizwärme und Warmwasser von der Abluft-Wärmepumpe bereitgestellt. Die Wärmepumpe speist vorrangig in den für die Warmwasserbereitung vorgesehenen obersten Speicherabschnitt ein, wenn deren Zieltemperatur von 60 °C unterschritten wird. In den anderen Zeiten gewährleistet sie, dass die Soll-Vorlauftemperatur der Heizung im zugehörigen Speicherabschnitt erreicht wird[27].

- Wenn die Außentemperatur die vorgegebene Grenze (5 °C) unterschreitet, wird das Nachladen des obersten Speicherabschnitts durch den Ofen übernommen. Die Zieltemperatur wird dabei von 60 °C weiter nach oben gesetzt (auf 66 °C im Basisfall), um die speicherbare Wärmemenge zu erhöhen und damit eine längere Ofenlaufzeit zu ermöglichen. Die dadurch erhöhten Speicherverluste kommen als interne Gewinne der Gebäudeheizung zugute.
  Die Wärmepumpe speist nur noch in das mittlere Speichersegment ein. Um ihre Laufzeit zu erhöhen (und damit den Beitrag des Spitzenlast-Ofens und den Pelletverbrauch zurückzudrängen) wird sie nicht mehr nur dann eingeschaltet, wenn die Soll-Vorlauftemperatur der Heizung im mittleren Segment unterschritten wird, sondern sie läuft möglichst im Dauerbetrieb. Allerdings gibt es auch hier eine Begrenzung nach oben: Um im Hinblick auf die Effizienz der Wärmepumpe ein zu hohes Temperaturniveau zu vermeiden, wird sie nur so lange betrieben, wie die Temperatur im mittleren Speichersegment einen Maximalwert von etwa 60 °C nicht überschreitet.

- Abhängig von der Außenlufttemperatur wird die Ofenleistung zwischen einem Minimalwert und dem Wert der in der Simulation ermittelten Gebäudeheizleistung (plus ca. 1 kW Sicherheitszuschlag) „voreingestellt“. Der Minimalwert wurde mit dem Ziel der Reduzierung von Schadstoffemissionen auf 5 kW festgelegt (s. Kap. 8.2), im Basisfall ergab sich daher ein enger Leistungsbereich von 5 bis 6 kW.
  Darüber hinaus wird der Wert der Ofenleistung erhöht, wenn die Temperatur im oberen Speicherabschnitt einen eingestellten Zielwert (60 °C) unterschreitet. Der Betrag der Leistungserhöhung wird proportional zur Temperaturabweichung vom Zielwert festgelegt. Auf diese Weise wird ein schnelles Wiederaufheizen des Speichers bei starker Inanspruchnahme (z.B. gegen Ende des morgendlichen Aufheizprogramms, s.u.) erreicht.

- Die Mindestlaufzeit des Ofens wird (hier schon allein durch den Zeitschritt der Regelung bzw. der Simulation bedingt) auf 30 Minuten festgelegt, längere Mindestlaufzeiten sind einstellbar.

---

[26] Die Bezeichnung oberster, mittlerer und unterer Speicherabschnitt bezieht sich auf die in Kapitel 2 beschrieben Funktionen der drei Speichersegmente. Die Verteilung über die Speicherhöhe ist dabei nach Abschnitt 3.5 ungleichmäßig, so nimmt der erste Abschnitt die gesamte obere Hälfte und der zweite Abschnitt das darunter liegende Drittel ein.

[27] Bei allen Speicherladevorgängen ist eine Hysterese von ca. 5 K berücksichtigt, beispielsweise schaltet die Wärmepumpe ein, wenn die obere Speicherhälfte sich auf 55 °C abgekühlt hat und sie schaltet erst dann wieder aus, wenn 60 °C erreicht sind.

- Die Solaranlage speist ihre Wärme immer dann über einen Wärmetauscher in die unterste Speicherschicht ein, wenn die Temperatur in den Kollektoren hierfür ausreicht. Die maximale Temperatur der Speicherbeladung ist auf 90 °C festgelegt.
- Es wird eine Nachtabsenkung der Soll-Raumtemperatur von 20 °C auf 17 °C in der Zeit zwischen 22.30 Uhr und 6 Uhr angesetzt. Dabei wird in den Morgenstunden ab 4.30 Uhr ein 90minütiges Aufheizprogramm durchgeführt, d.h. die Solltemperatur wird nur schrittweise wieder auf 20 °C angehoben. Auf diese Weise werden der Leistungsbedarf beim morgendlichen Anheizen und die damit verbundene Absenkung der Speichertemperaturen reduziert[28].

Die folgenden Abbildungen zeigen in Halbstundenschritten die zeitlichen Verläufe einiger Systemtemperaturen und der Leistungen der Wärmeerzeuger für jeweils zwei Tage im Winter, in der Übergangszeit und im Sommer. Im Einzelnen sind folgende Parameter angegeben:

- TA: Außentemperatur
- TL_ZoneA: Raumlufttemperatur in der Zone A (also im Wohnzimmer mit Pelletofen)
- TSP_1, TSP_4: Temperaturen in der ersten (d.h. der obersten) und der vierten der insgesamt sechs Speicherschichten. Es handelt sich also gleichzeitig um die obersten Bereiche des ersten (für die Warmwasserbereitung) und des zweiten (für die Heizwärmebereitstellung) vorgesehenen Speichersegments.
- Q_{WP}, Q_{Ofen}, Q_{Solar}: momentane Wärmeproduktion von Abluftwärmepumpe, Ofen bzw. Solaranlage

Die ersten beiden Diagramme zeigen die Kurvenverläufe für den 15. und 16. Januar, zwei sehr kalte Wintertage. Die Außentemperatur liegt zumeist im Bereich zwischen -5 und -10 °C. Am Verlauf der Raumtemperatur in Zone A sind die Nachtabsenkung auf 17 °C sowie das allmähliche Wiederaufheizen am frühen Morgen erkennbar. Trotz des gestreckten Aufheizvorgangs ist an dessen Ende ein deutlicher Einbruch in der Temperatur der obersten Speicherschicht zu verzeichnen. Die zweite Abbildung zeigt, dass anschließend sofort der Ofen anspringt – aufgrund der Unterschreitung der Zieltemperatur im oberen Speicherabschnitt zunächst mit hoher Leistung bis nahe 9 kW, anschließend – entsprechend der wieder angestiegenen Temperatur im obersten Speichersegment - mit geringerer Leistung zwischen 6 und 7 kW[29]. Der Ofen wird am ersten Tag achtmal gestartet. Er erreicht Laufzeiten von zunächst eineinhalb, später von einer Stunde. Die Gesamtlaufzeit beträgt an diesem Tag neun Stunden. Es handelt sich hier um den Tag des Jahres, der im Basisfall gleichzeitig die meisten Anschaltvorgänge und die höchste Laufzeit des Ofens aufweist.

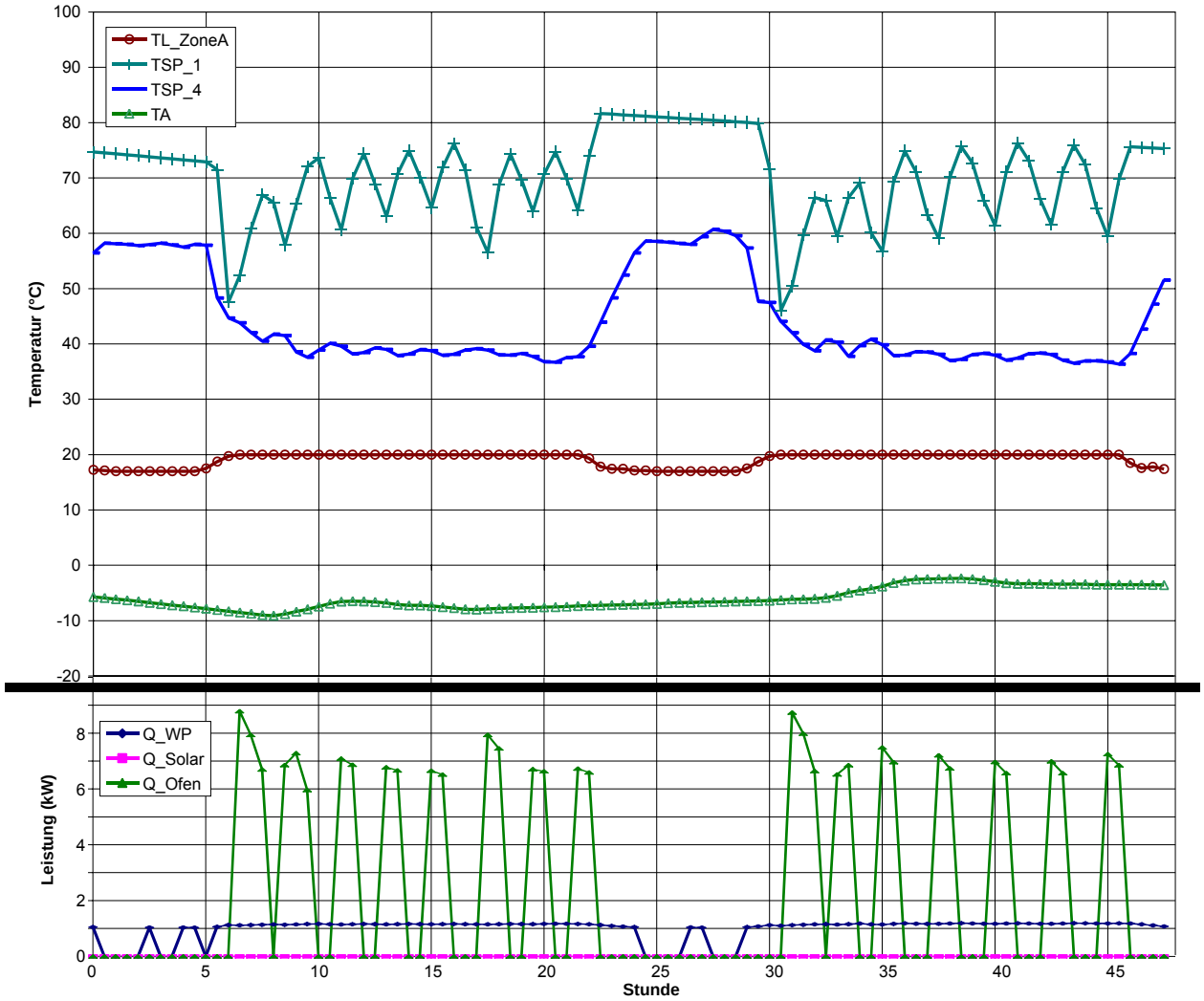
[28] Die Alternative des Verzichts auf eine Nachtabsenkung wird in Abschnitt 4.4 untersucht.

[29] An diesen kältesten Tagen des Jahres kann ein Absinken der oberen Speichertemperatur unter 50 °C – dies ist die gewünschte Warmwasser Zapftemperatur – nicht ganz vermieden werden. Bei einer realen Regelung könnte man dieser Situation durch frühzeitiges Einschalten des Ofens begegnen (sozusagen „ausnahmsweise“ vor Ablauf der Halbstundenperiode).

Die Abluftwärmepumpe läuft bis auf wenige nächtliche Stunden im Dauerbetrieb. Zu Beginn der Nachtabschaltung wird der mittlere Speicherabschnitt auf den Maximalwert (ca. 60 °C) aufgeladen. Die Wärmepumpe schaltet daraufhin ab und schafft es in den folgenden Stunden durch gelegentliches Takten, das Temperaturniveau ungefähr zu halten. Während des Tages sinkt die Temperatur aufgrund des erhöhten Heizwärmebedarfs auf Werte von ca. 40 °C ab, d.h. deutlich unter den Wert der Vorlauf-Solltemperatur der Heizung, die an diesen kalten Tagen bei ca. 50 – 55 °C liegt. Die Wärmepumpe ist daher ständig in Betrieb, gleichzeitig wird zur Erreichung der Vorlauf-Solltemperatur immer auch das oberste Segment mit entladen.

Die Solaranlage ist an diesen beiden Wintertagen nicht in der Lage, zur Speicherladung beizutragen.

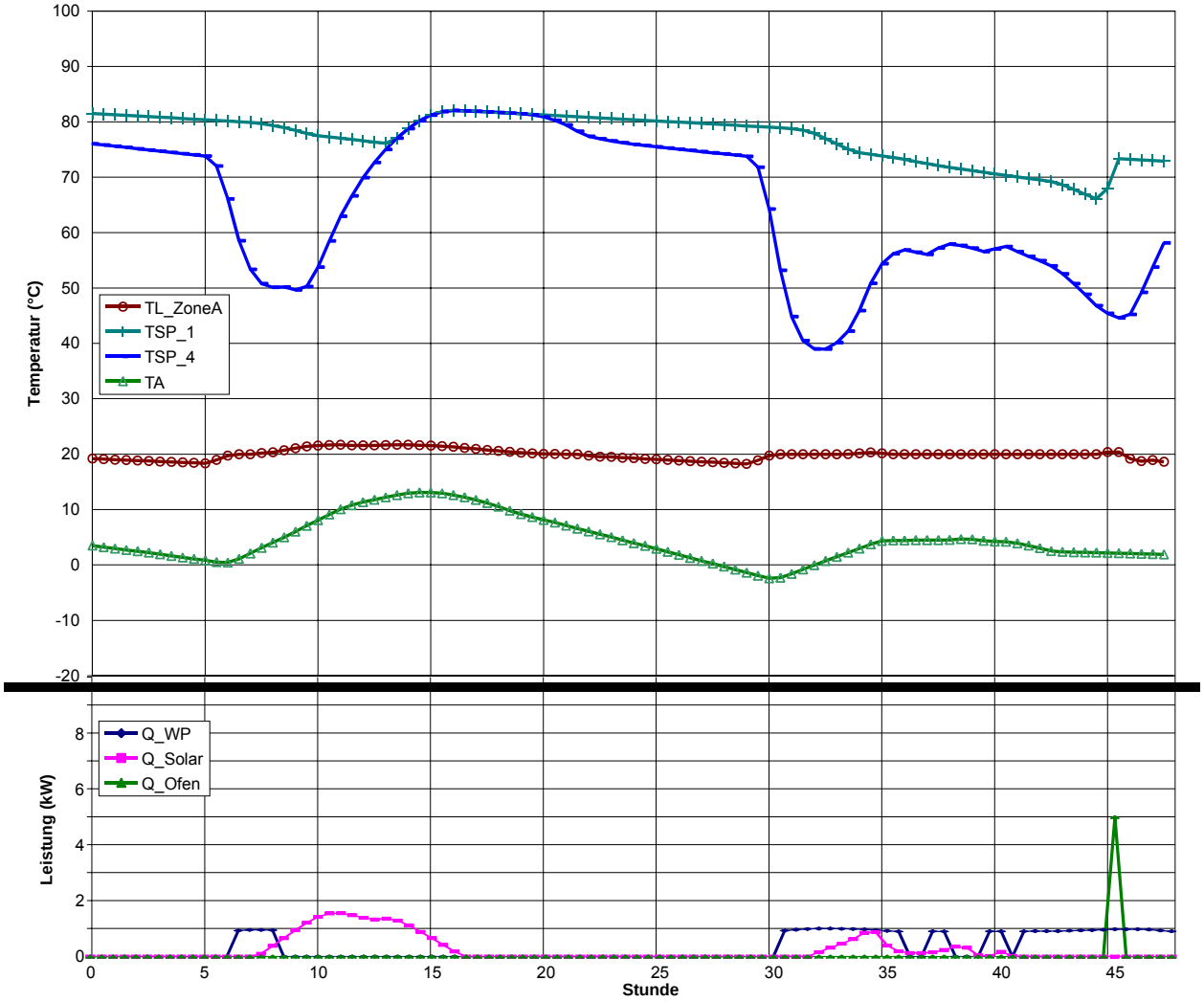
Abbildung 3.7-1: Kalte Wintertage: Verlauf von Temperaturen und Leistungen der Wärmeerzeuger am 15./16.1.



Die folgenden beiden Diagramme zeigen mit dem 2 und 3. April eine Zweitagesperiode in der Übergangszeit. Die Außentemperatur erreicht Maximalwerte über 10°C, sinkt allerdings nachts auf ca. 0°C ab und steigt am zweiten Tag nur noch auf ca. 5 °C. Der erste Tag beginnt mit hohen Speichertemperaturen, der Wärmespeicher war in den vergangenen Tagen von der Solaranlage aufgeladen worden. Am Morgen wird kurz die Wärmepumpe zugeschaltet, anschließend werden auch hier hohe solare Beiträge erreicht, der Speicher wird von unten her auf über 80 °C aufge-

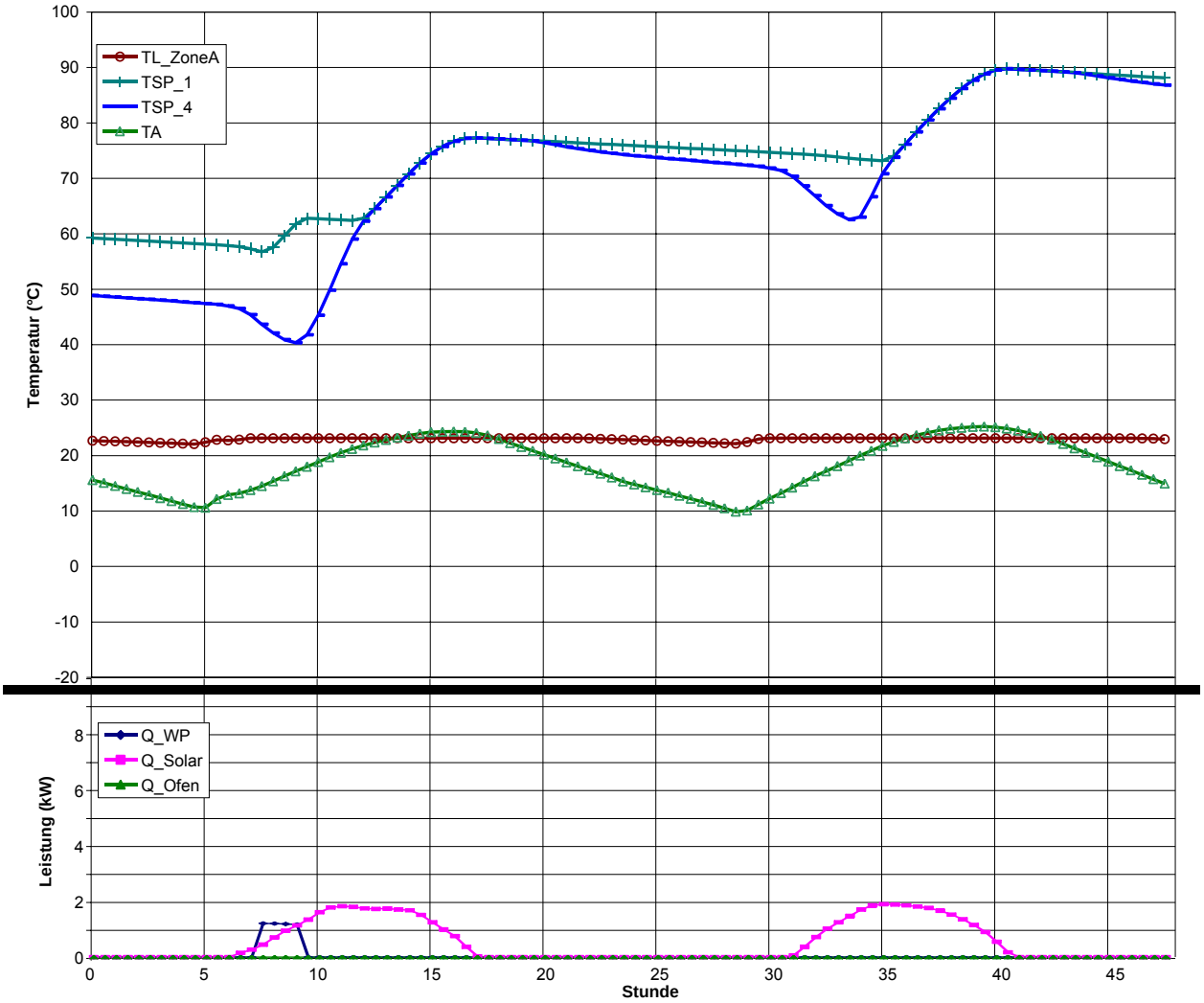
heizt. Am zweiten Tag ist die Sonneneinstrahlung geringer, die Abluftwärmepumpe trägt hier die Hauptlast der Wärmeerzeugung, nach dauerhaftem Absinken der obersten Speichertemperatur wird kurzzeitig – in einem einzigen halbstündigen Zeitschritt - auch der Ofen zur Unterstützung aktiviert.

Abbildung 3.7-2: Übergangszeit: Verlauf von Temperaturen und Leistungen der Wärmeerzeuger am 2./3.4.



Der 12. und 13. Juli sind warme Sommertage mit Außentemperaturen bis etwa 25 °C. Die vorangehende Periode war solarstrahlungsarm, der Speicher ist daher oben nur bis zum minimalen Zielwert von 60 °C aufgeladen und die Wärmepumpe muss am Morgen des ersten Tages zunächst noch für die Warmwasserbereitung zugeschaltet werden. Im Laufe des Tages und am nächsten Tag ist das Solarsystem dagegen in der Lage, den Warmwasserbedarf allein zu decken, Heizwärme wird nicht benötigt. Gegen Ende der Periode wird der Speicher auf den Maximalwert von 90 °C aufgeladen, so dass hier noch Puffer für weniger sonnige Tage zur Verfügung steht.

Abbildung 3.7-3: Sommer: Verlauf von Temperaturen und Leistungen der Wärmeerzeuger am 12./13.7.



4 Ergebnisse der Simulationsrechnungen für das dezentrale System

4.1 Basisvariante

Die Basisvariante entspricht einer Umsetzung des dezentralen Systems (mit allen Wärmeerzeugern und dem Speicher innerhalb der Wohnung), wie es in den vorangegangenen Kapiteln beschrieben wurde. Sie dient für die in den folgenden Abschnitten beschriebenen Systemvariationen als Vergleichsmaßstab. Die wichtigsten Randbedingungen der Basisvariante sind folgende:

- Der Heizwärmebedarf des Gebäudes beträgt q_H = 55 kWh/m²a, liegt also in der Mitte des Niedrigenergiehaus-Spektrums.
- Neben der Abluftwärmepumpe und dem Pelletofen ist eine Solaranlage mit 6 m² Kollektorfläche installiert. Abweichend davon werden teils auch Ergebnisse für die „Basisvariante ohne Solaranlage“ angegeben.

4.1.1 Energiebilanz

Die Tabelle 4.1-1 zeigt die Energiebilanz der Basisvariante (mit und ohne Solaranlage) im Überblick. Es werden spezifische jährliche Energieverbräuche pro m² Wohnfläche angegeben (Größe der Wohnfläche: 120 m²).

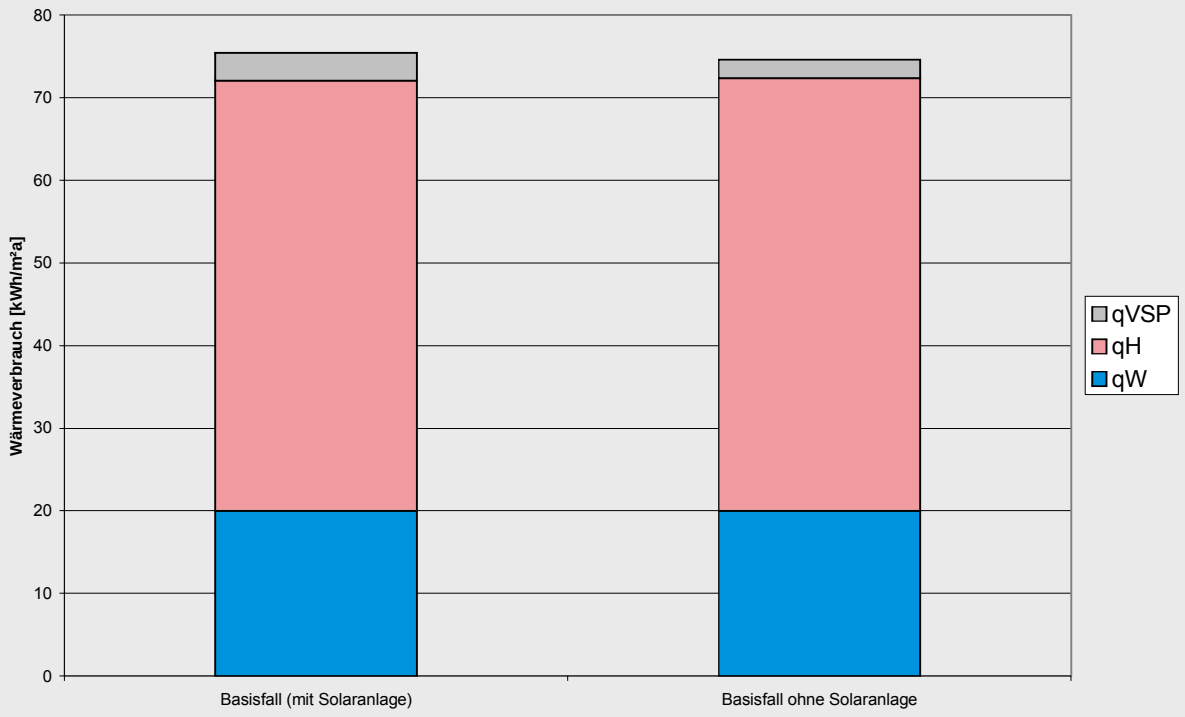
Tabelle 4.1-1 Energiebilanz der Basisvariante (mit und ohne Solaranlage)

alle Angaben in kWh/m²a		**Basisvariante mit Solaranlage**	**Basisvariante ohne Solaranlage**
Wärmeverbrauch			
Warmwasserverbrauch	qW	20,0	20,0
Gesamt-Heizwärmeverbrauch	q*H	52,1	52,4
Wärmeverluste des Speichers	qVSp	3,4	2,3
Summe Wärmeverbrauch	*q**	*75,5*	*74,7*
Wärmeerzeugung			
Solaranlage	q Solar	15,8	0,0
Abluft-Wärmepumpe	q WP	29,7	42,1
Pelletofen	q Ofen	30,0	32,6
Summe Wärmeerzeugung	*q**	*75,5*	*74,7*
Endenergieverbrauch			
Pelletofen	qE Ofen	33,3	36,2
Abluft-Wärmepumpe (elektr. Strom)	qE WP	10,1	14,3
elektrische Hilfsenergie	qE HE	3,7	3,7
Summe Pellets (Heizwert)		***33,3***	***36,2***
Summe elektrischer Strom		*13,8*	*18,0*
Primärenergieverbrauch			
Pelletofen	qP Ofen	6,7	7,2
Abluft-Wärmepumpe	qP WP	27,3	38,7
elektrische Hilfsenergie	qP HE	10,1	9,9
Summe Primärenergie	**qP**	***44,1***	***55,8***

Die beiden wichtigsten Zielgrößen, der Pelletverbrauch und der Primärenergieverbrauch wurden fett dargestellt. In den folgenden Abbildungen werden die Ergebnisse näher erläutert.

Abbildung 4.1-1 Wärmeverbrauch im Basisfall (mit und ohne Solaranlage)

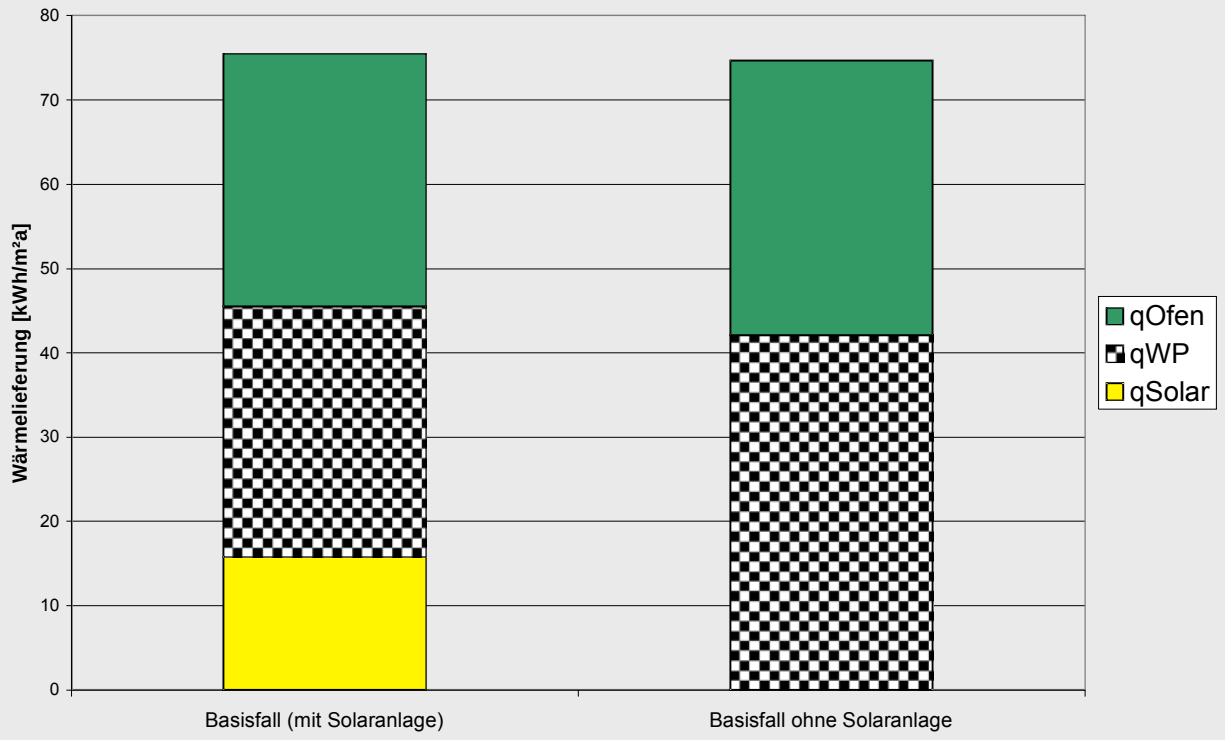
qW: Warmwasserverbrauch , qH: Heizwärmeverbrauch, qVSP: Wärmeverluste des Speichers



Der Warmwasserverbrauch in Abbildung 4.1-1 beinhaltet auch die Verteilungsverluste von 5 kWh/m²a. Bei der Heizung treten keine Verteilungsverluste auf, die von Zuleitungen zu den Heizkörpern abgegebene Wärme kommt direkt der Raumheizung zu Gute, da alle Erzeuger und Verteilleitungen im beheizten Bereich aufgestellt sind. Da auch ein Teil der Speicher-Wärmeverluste und der elektrischen Hilfsenergie zur Gebäudeheizung beiträgt, liegt der ausgewiesene Gesamt-Heizwärmeverbrauch q^*_H mit ca. 52 kWh/m²a etwas unterhalb des weiter oben angegebenen Kennwerts für den Heizwärmeverbrauch von q_H = 55 kWh/m²a, der diese Effekte nicht berücksichtigt. Die Wärmeverluste des Speichers sind links erkennbar höher, da in dem Fall mit Solaranlage im Sommer höhere Speichertemperaturen erreicht werden.

Abbildung 4.1-2 Wärmeerzeugung im Basisfall (mit und ohne Solaranlage)

qOfen, qWP, qSolar: Wärmelieferung von Ofen, Wärmepumpe bzw. Solaranlage



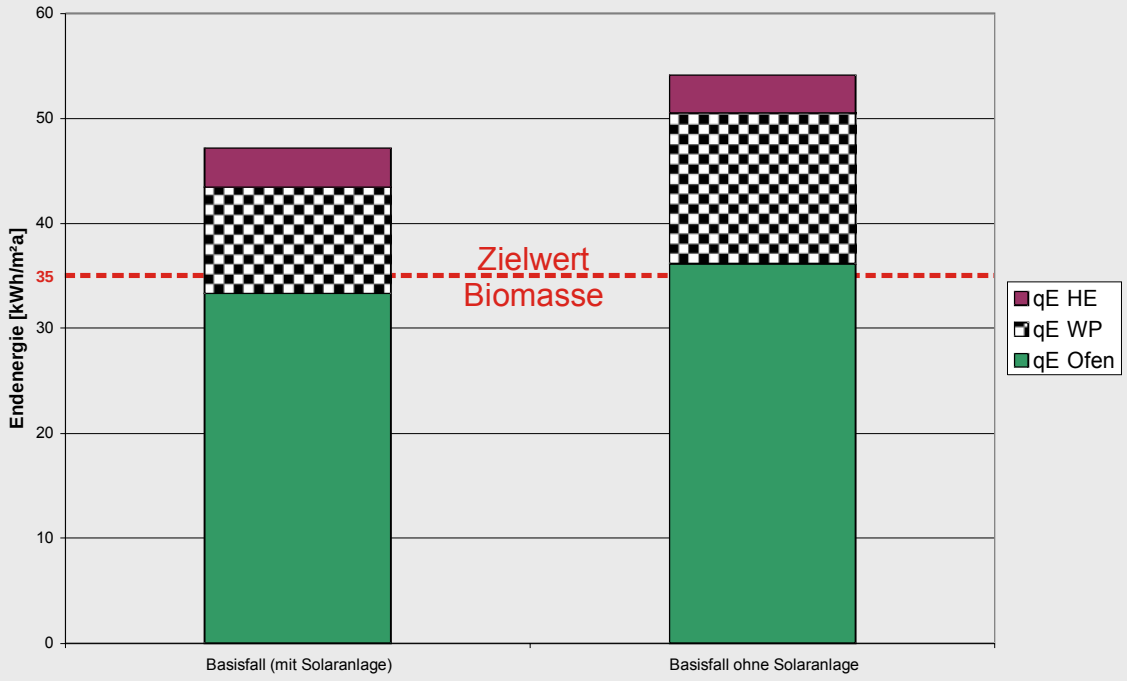
Die Solaranlage erreicht in der linken Säule in Abbildung 4.1-2 einen Beitrag von ca. 16 kWh/m²a am gesamten Wärmeverbrauch[30]. Der solare Deckungsgrad beträgt damit etwas mehr als 20 %. Die restlichen rund 60 kWh/m²a werden ziemlich genau zur Hälfte von der Abluft-Wärmepumpe und dem Pelletofen zur Verfügung gestellt. Die Angabe für den Ofen beinhaltet sowohl die Wärmelieferung an den Speicher als auch die direkte Wärmeabgabe in den Aufstellraum. Die jährliche Laufzeit des Ofens beträgt in diesem Fall 567 Stunden, die der Wärmepumpe 3247 Stunden.

Rechts, bei Verzicht auf die Solaranlage, wird deren Anteil größtenteils durch die Abluftwärmepumpe übernommen. Betroffen ist hier vor allem die Warmwasserbereitung in der wärmeren Jahreszeit. Der Beitrag des Ofens erhöht sich in deutlich geringerem Maße.

[30] ohne den für die Gebäudeheizung nutzbaren Anteil der Speicherverluste.

Abbildung 4.1-3 Endenergieverbrauch im Basisfall (mit und ohne Solaranlage)

qE Ofen:Endenergieverbrauch des Ofens (Holzpellets, unterer Heizwert),
qE WP: Endenergieverbrauch der Wärmepumpe (elektrischer Strom)
qE HE: elektrische Hilsenergie



Aufgrund des zu 90 % angesetzten Ofen-Wirkungsgrads liegt der Pelletverbrauch in beiden Fällen etwas mehr als 10 % über der Wärmeproduktion des Ofens. Hier ist die Einhaltung des angenommenen Grenzwerts von 35 kWh/m²a von besonderem Interesse. Der Biomasseverbrauch liegt nach Abbildung 4.1-3 in beiden den Fällen in der Nähe dieser Vorgabe. Links bei Einsatz der Solaranlage wird das Ziel knapp erreicht, rechts ohne Solaranlage knapp verfehlt.

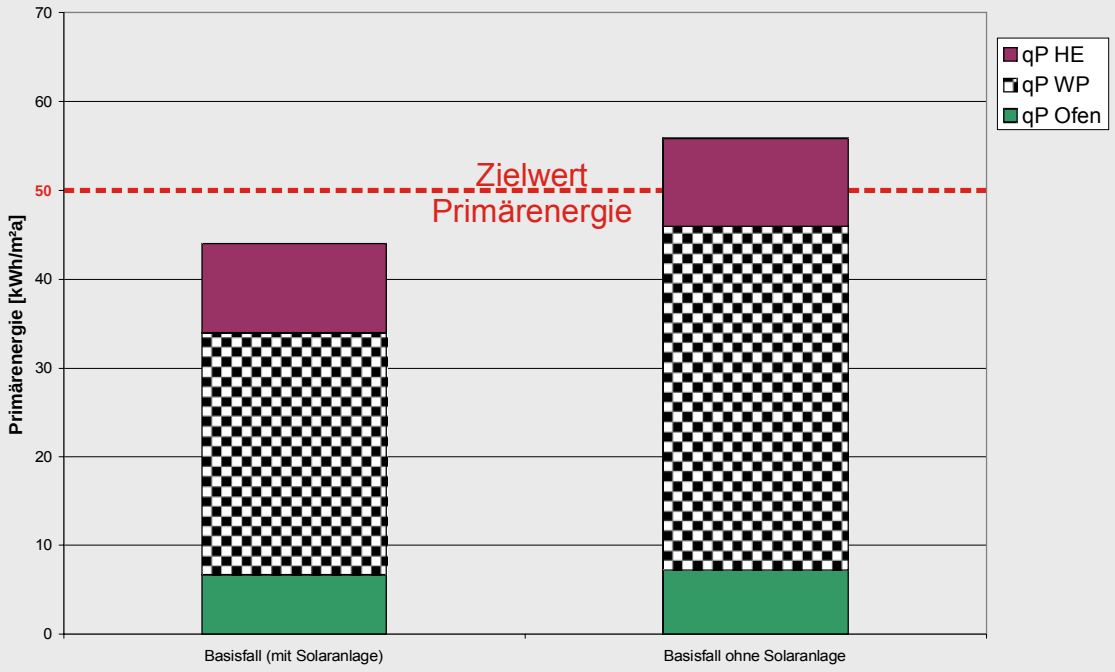
Der Stromverbrauch der Abluftwärmepumpe beträgt nur etwa ein Drittel der gelieferten Wärmemenge. Die Jahresarbeitszahlen der Wärmepumpe liegen dicht beieinander und knapp unter dem Wert 3: Links beträgt der Wert ε = 2,94, rechts ε = 2,93. Der Kehrwert, d. h. der jährliche Durchschnittswert der Aufwandszahl liegt damit in beiden Fällen bei ca. e = 0,34.

Die Solaranlage fehlt in der Darstellung, da die von ihr genutzte Sonnenstrahlung nicht als Endenergieverbrauch angerechnet wird. Neu hinzugekommen ist der Hilfsstromverbrauch, der in beiden Fällen bei etwa 3,7 kWh/m²a liegt[31].

[31] gerundet, tatsächlich links geringfügig höher als rechts.

Abbildung 4.1-4 Primärenergieverbrauch im Basisfall (mit und ohne Solaranlage)

qP Ofens, qP WP, qP HE: durch den Ofen, die Wärmepumpe bzw. den elektrischen Hilfsenergieverbrauch verursachter Primärenergieverbrauch



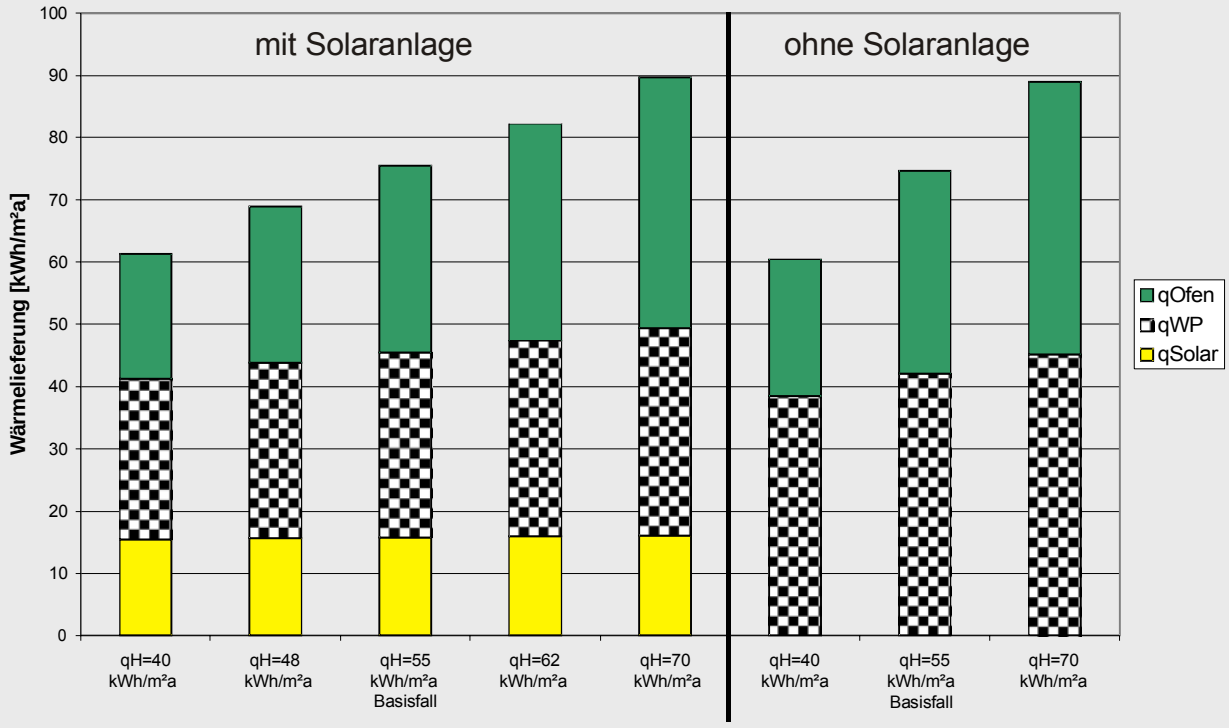
Wie in Abbildung 4.1-4 zu erkennen ist, sind bei der Primärenergie die Verhältnisse im Vergleich zur Endenergie quasi „auf den Kopf gestellt“: Da Holzpellets (bis auf geringe Primärenergiebeträge bei der Gewinnung) gespeicherte Sonnenenergie und damit eine weitgehend erneuerbare Ressource darstellen, wird ihnen der Primärenergiefaktor 0,2 zugeordnet [DIN 4701-10]. Der Primärenergieverbrauch macht damit nur ein Fünftel des Endenergieverbrauchs aus. Ganz anders ist die Situation beim elektrischen Strom. Hier wurde ein Primärenergiefaktor von 2,7 für den deutschen Strommix angesetzt, dementsprechend hoch ist der Anteil am Primärenergieverbrauch.

Der anvisierte Zielwert von q_P = 50 kWh/m²a wird im Basisfall mit Solaranlage eingehalten. Im Fall ohne Solaranlage wird er dagegen nicht ganz erreicht.

4.2 Variation des Wärmeschutzes

Abbildung 4.2-1 zeigt den Einfluss des Heizwärmeverbrauchs q_H, der hier im gesamten „Niedrigenergiehaus-Spektrum“ zwischen 40 und 70 kWh/m²a variiert wurde, auf die jeweiligen Beiträge zur Wärmeerzeugung. Links sind fünf Fälle mit, rechts drei ohne Solaranlage dargestellt, der bereits bekannte Basisfall findet sich dabei jeweils in der Mitte wieder.

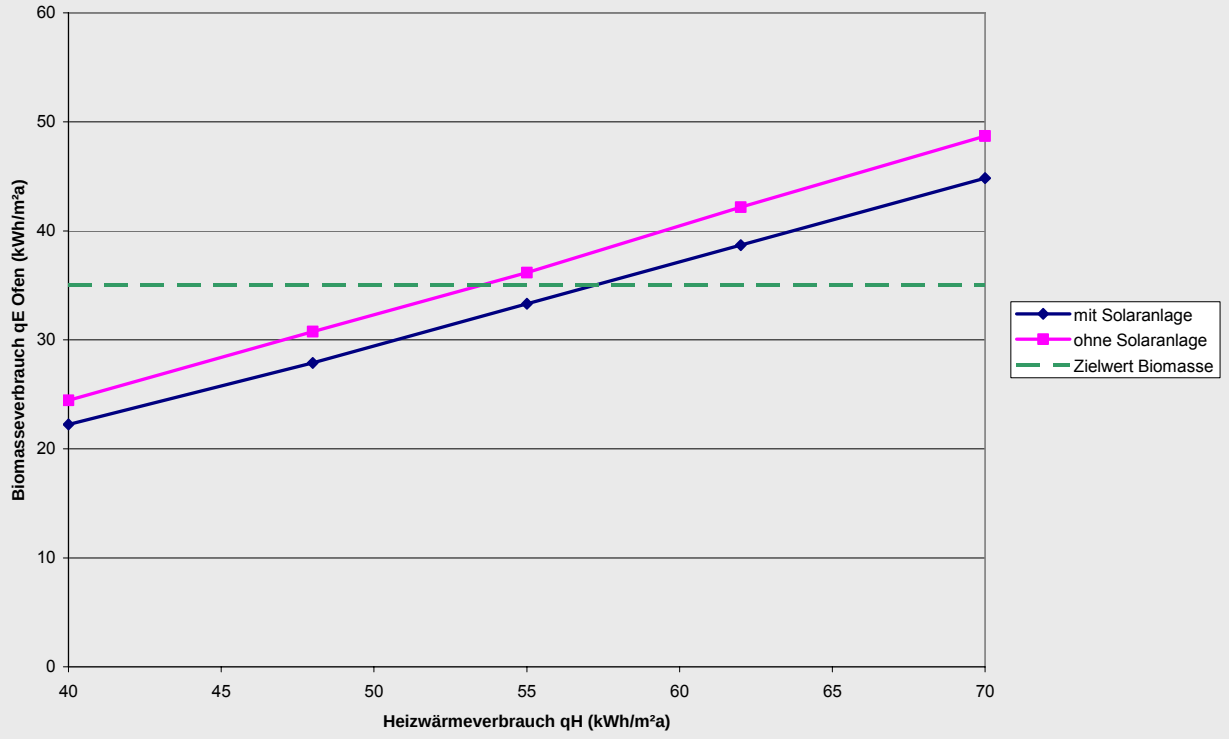
Abbildung 4.2-1: Wärmeerzeugung: Einfluss des Heizwärmebedarfs qH



Die Gesamthöhe der einzelnen Säulen macht deutlich, dass sich der Wärmeverbrauch (und damit auch die angezeigte Höhe der Wärmeerzeugung) wie zu erwarten gleichmäßig mit dem Heizwärmeverbrauch q_H verändert. Bei Betrachtung der einzelnen Beiträge zur Wärmeproduktion ist zu erkennen, dass die Wärmelieferung der Solaranlage in ihrer absoluten Höhe fast gleich bleibt[32]. Die Wärmeerzeugung der Abluft-Wärmepumpe zeigt eine stärkere Abhängigkeit vom Heizwärmeverbrauch, der weitaus größte Einfluss besteht aber beim Pelletofen.

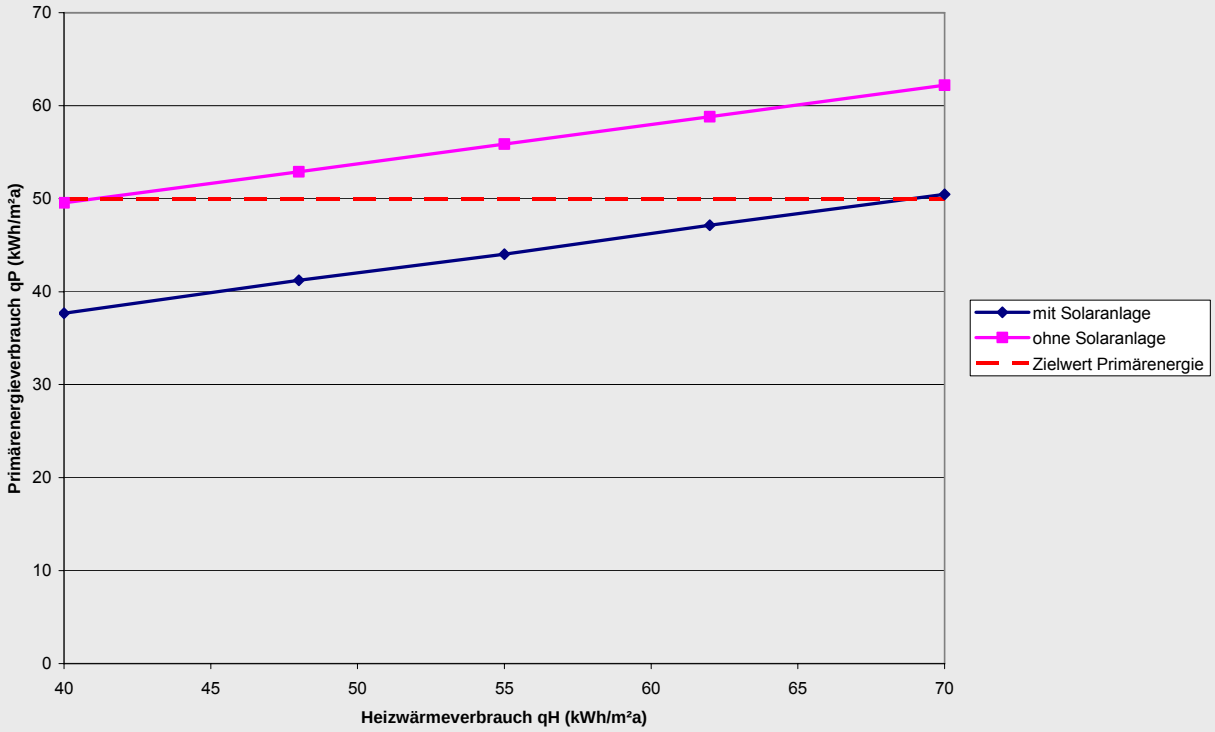
[32] Tatsächlich steigt sie mit dem Heizwärmebedarf ebenfalls leicht an.

Abbildung 4.2-2: Holzpelletverbrauch in Abhängigkeit vom Heizwärmeverbrauch



In Abbildung 4.2-2 ist der Verbrauch an Holzpellets (also an Biomasse) über den gesamten untersuchten Bereich des Heizwärmeverbrauchs aufgetragen. Der Basisfall findet sich auch hier in der Mitte des Diagramms bei q_H = 55 kWh/m²a. Die beiden Kurven für den Fall mit und ohne Solaranlage liegen nicht sehr weit auseinander. Die Frage, ob das gesetzte Ziel eines Pelletverbrauchs von maximal $q_{Bio} = q_{E,Ofen}$ = 35 kWh/m²a erreicht wird, entscheidet sich vor allem durch den Heizwärmeverbrauch: In der linken Hälfte des Niedrigenergiehaus-Spektrums, d.h. bis q_H = 55 kWh/m²a ist dies der Fall, im rechten Bereich mit höheren Heizwärmeverbräuchen wird das Ziel dagegen verfehlt. Die Sensitivität – an der Kurvensteigung ersichtlich – ist dabei recht hoch: Auf dem Weg vom kleinsten zum größten Niedrigenergiehaus-Heizwärmeverbrauch verdoppelt sich der jährliche Bedarf an Holzpellets ungefähr.

Abbildung 4.2-3: Primärenergieverbrauch in Abhängigkeit vom Heizwärmeverbrauch



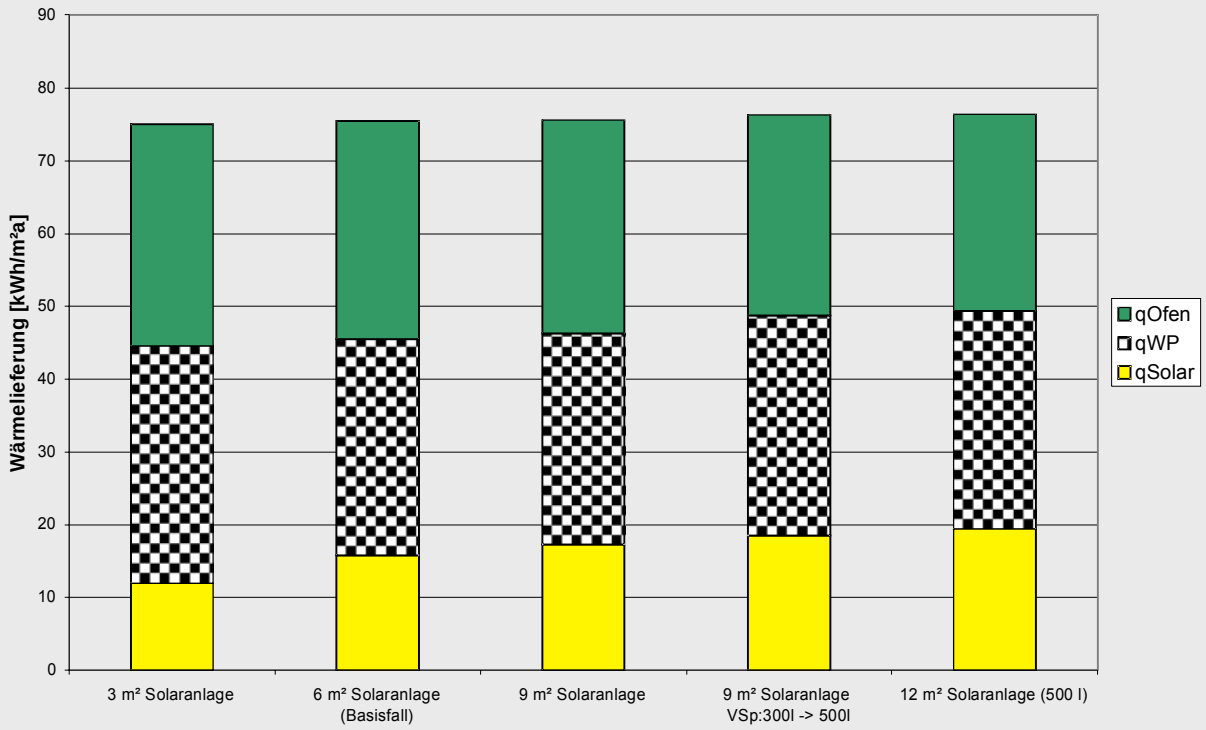
Bei Betrachtung des Primärenergieaufwands in Abbildung 4.2-3 zeigt sich ebenfalls eine deutliche Abhängigkeit vom Heizwärmeverbrauch, sprich: vom Wärmeschutz. Ganz besonders fällt hier aber die Bedeutung der Solaranlage ins Auge: Die beiden Kurven haben einen deutlichen Abstand voneinander, der ca. 12 kWh/m²a beträgt. Mit Solaranlage wird im gesamten Niedrigenergiehaus-Bereich der Zielwert von q_P = 50 kWh/m²a erreicht. Ohne Solaranlage wird er, außer am ganz linken äußeren Rand, im gesamten Bereich verfehlt.

4.3 Systemvarianten

4.3.1 Auslegung der Solaranlage und des Wärmespeichers

In Abbildung 4.3-1 wurde die Kollektorfläche zwischen 3 m² und 12 m² variiert. Der Ertrag der Solaranlage erhöht sich von 12 auf knapp 20 kWh/m²a[33]. Erwartungsgemäß ist der Anstieg des solaren Wärmebeitrags bei gleicher Änderung der Kollektorfläche links (z.B. von 3 auf 6 m²) stärker als rechts. Die für den Basisfall gewählte Kollektorfläche von 6 m² entspricht einer Auslegung jenseits der reinen Brauchwasseranlage, ohne dass die Potentiale der Heizungsunterstützung voll ausgeschöpft werden.

Abbildung 4.3-1: Variation der Kollektorfläche
vierter und fünfter Fall (rechts): Speichervolumen von 300 auf 500 Liter erhöht



Das Speichervolumen wurde wegen der angenommenen Innenaufstellung der dezentralen Anlage in der Regel auf 300 Liter begrenzt. In den beiden letzten Fällen rechts wurde es allerdings – um der größeren Kollektorfläche Rechnung zu tragen - auf 500 Liter erhöht. Außer dem Solarertrag

[33] Flächenspezifische Energiewerte beziehen sich weiterhin auf die Wohnfläche und nicht auf die Kollektorfläche.
Grundsätzlich sind sicherlich auch höhere Solarerträge denkbar. Dies wäre zum Beispiel in Fällen zu erwarten, die von vornherein höhere Verteilverluste im Warmwassersystem aufweisen, z.B. da der Wärmespeicher anders als hier im Keller aufgestellt ist. Auch ist zu berücksichtigen, dass durch den guten Wärmeschutz die Heizperiode gerade in der Übergangszeit verkürzt ist, wenn gleichzeitig mit relativ hohen solaren Erträgen zu rechnen ist. Vor allem aber liegt hier ein System vor, bei dem mehrere Erzeuger gleichzeitig auf einen Speicher mit eingeschränkter Größe arbeiten, der Solaranlage steht damit effektiv weniger Volumen zur Pufferspeicherung zur Verfügung als in üblichen Fällen.

steigt dadurch auch der Beitrag der Abluftwärmepumpe und der Pelletverbrauch wird leicht vermindert (vgl. vierter und fünfter Fall mit jeweils 9 m² Kollektorfläche).

Für den Holzpelletverbrauch (hier nicht dargestellt) ergibt sich bei 3 m² Kollektorfläche ein Wert von 34 kWh/m²a, der im Zuge der Vergrößerung der Kollektorfläche auf 30 kWh/m²a sinkt. Rund die Hälfte dieses Einspareffekts ist dabei durch die Vergrößerung des Speichervolumens verursacht.

Der Primärenergieverbrauch verringert sich von 47 kWh/m²a auf 44 kWh/m²a. Eine genauere Betrachtung zeigt, dass sich durch den Schritt der Vergrößerung des Speichervolumens bei 9 m² Kollektorfläche und den damit verbundenen Anstieg des Beitrags der Abluftwärmepumpe zwischenzeitlich eine sehr geringfügige Erhöhung um 1 kWh/m²a ergibt.

4.3.2 Erdwärmepumpe

In diesem Abschnitt wird die bisher betrachtete Abluft-Wärmepumpe durch eine Erdreichwärmepumpe ersetzt. Eine solche Konfiguration erscheint auf den ersten Blick als ungewöhnlich: Wenn die Verhältnisse es erlauben - zum Beispiel wenn im Neubau ein ausreichend großes Grundstück zur Verfügung steht - wird eine Erdwärmepumpe zumeist monovalent ausgelegt, so dass sie das Gebäude ohne zusätzlichen Spitzenlast-Wärmeerzeuger versorgen kann. Gerade im Gebäudestand kann man sich allerdings auch die Situation vorstellen, dass die Potentiale zur Erdwärmenutzung eingeschränkt sind, z.B. weil der Garten nicht oder nur teilweise genutzt werden kann (evtl. nur der Vorgarten). Auch könnte die mögliche bzw. zulässige Tiefe von Erdsonden aufgrund der örtlichen Gegebenheiten begrenzt sein. Eventuell kann oder will man gar keine Sonden bohren, sondern greift auf flach verlegte Erdkollektoren (bzw. die etwas ertragreicheren Spiralkollektoren, s. Abbildung 4.3-2) zurück, die einen deutlich höheren Flächenbedarf als Erdsonden aufweisen, so dass auch aus diesem Grund die Erdwärmepotentiale für eine monovalente Versorgung eventuell nicht ausreichen.

Abbildung 4.3-2: Verlegung von Spiralkollektoren

Spiralkollektoren ermöglichen gegenüber horizontal verlegten Erdkollektoren einen höheren Ertrag pro Quadratmeter der zur Verfügung stehenden Bodenfläche

Bildquelle: LTM GmbH

Situationen dieser Art werden in dem vorliegenden Kapitel betrachtet: Es wird davon ausgegangen, dass die zur Verfügung stehenden Erdwärmepotentiale stark begrenzt sind und eine Auslegung der Erdreich-Wärmepumpe lediglich auf eine thermische Leistung[34] von 1,2 bis 2,4 kW, d.h. 10 – 20 W pro m² Wohnfläche erfolgen kann, so dass ein ergänzender Wärmeerzeuger, hier der Pelletofen, notwendig ist.

Die Berechnung in dem Programm TRNSYS erfolgte unter Verwendung der in [Boese 2000, Boese 2001, Diefenbach 2002a] angegebenen Werte für eine durchschnittliche Erdreich-Wärmepumpe (Auswertung von Messwerten der thermischen Leistung und der Leistungszahl für verschiedene Vorlauf- und Soletemperaturen, Ansatz eines typischen jahreszeitliche Verlaufs der Soletemperatur). Zwischenwerte wurden durch lineare Interpolation auf Basis der drei nächstgelegenen Messpunkte ermittelt. Viele heutige Erdwärmepumpen weisen eine höhere Effizienz auf, als hier angesetzt wurde, allerdings ist zu berücksichtigen, dass dabei meist deutlich höhere Leistungen vorliegen als die hier benötigten 1,2 bis 2,4 kW. Zum Vergleich konnte hier nur die Wärmepumpe Ochsner Mini EWP mit einer thermischen Leistung von 2,7 kW herangezogen werden, die in dem vom Hersteller dokumentierten Messpunkt eine ähnliche Leistungszahl aufweist wie die betrachtete Modell-Erdwärmepumpe[35].

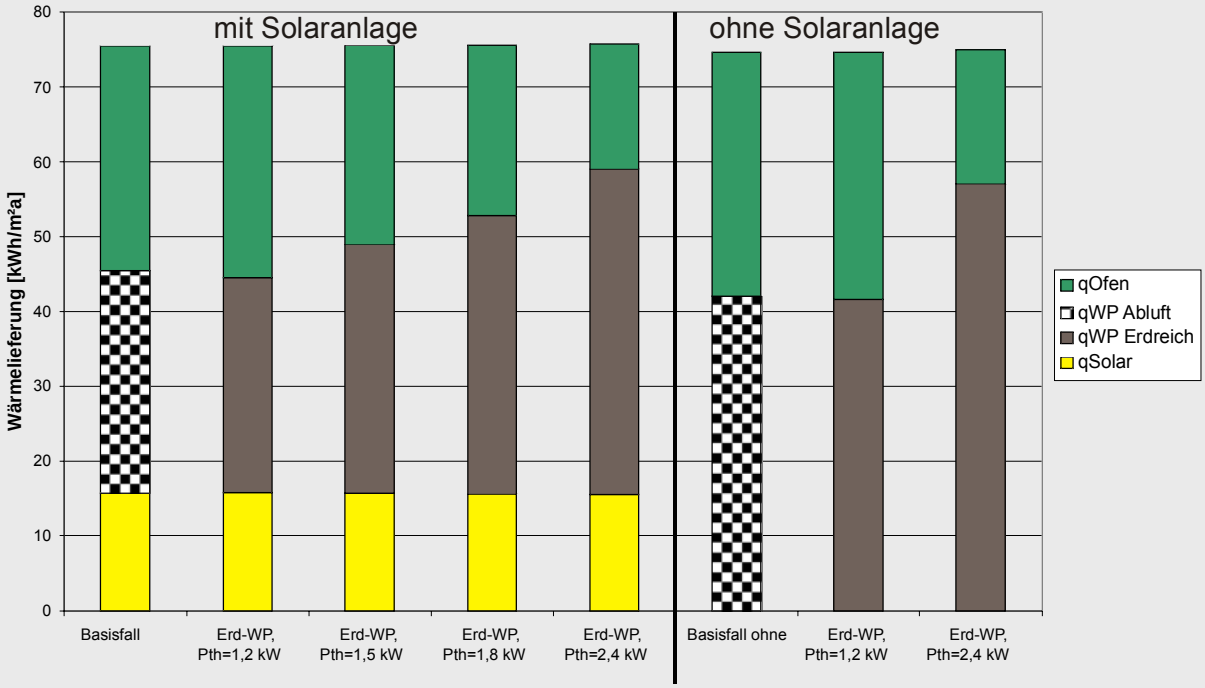
---

[34] Hier bezogen auf eine Soletemperatur von 0 °C und eine Vorlauftemperatur von 35 °C.

[35] Diese erreicht bei einer Vorlauftemperatur von 35 °C und einer Soletemperatur von 0°C eine Leistungszahl von ε = 4,16 (e = 0,24), der angegebene Messwert der Ochsner-Wärmepumpe beträgt ε = 4,00 (e = 0,25). Er bezieht sich auf die gleiche Vorlauftemperatur, allerdings – da es sich um eine Direktverdampfer-Wärmepumpe ohne Solekreislauf handelt - auf eine Erdreichtemperatur von 4 °C. Da die Sole, die dem Erdreich Wärme entzieht, dessen Temperatur immer leicht unterschreiten muss, sind beide Kennwerte in etwa vergleichbar.

Die folgenden Abbildungen zeigen die Ergebnisse der Untersuchung. Ganz links ist jeweils zum Vergleich der Basisfall (mit Abluftwärmepumpe und Solaranlage) eingetragen, danach folgen vier Auslegungsvarianten der Erd-Wärmepumpe von 1,2 bis 2,4 kW thermischer Leistung. Rechts daneben sind der Basisfall ohne Solaranlage (wieder mit Abluftwärmepumpe) und anschließend noch zwei Varianten der Erdwärmepumpe (1,5 kW und 2,4 kW, ebenfalls ohne Solaranlage) eingetragen.

Abbildung 4.3-3: Wärmelieferung bei Einsatz einer Erdwärmepumpe
(links jeweils zum Vergleich: Basisfall mit Abluft-Wärmepumpe)



In Abbildung 4.3-3 zeigt der Vergleich der ersten beiden Säulen, dass im Hinblick auf die jährliche Wärmelieferung die kleinste Auslegung der Wärmepumpe in etwa der Basisvariante mit Abluftanlage entspricht. Bei steigender Leistung der Wärmepumpe erhöht sich deren Beitrag zur Wärmebilanz und der des Pelletofens vermindert sich entsprechend.

Abbildung 4.3-4: Endenergieverbrauch bei Einsatz einer Erdwärmepumpe

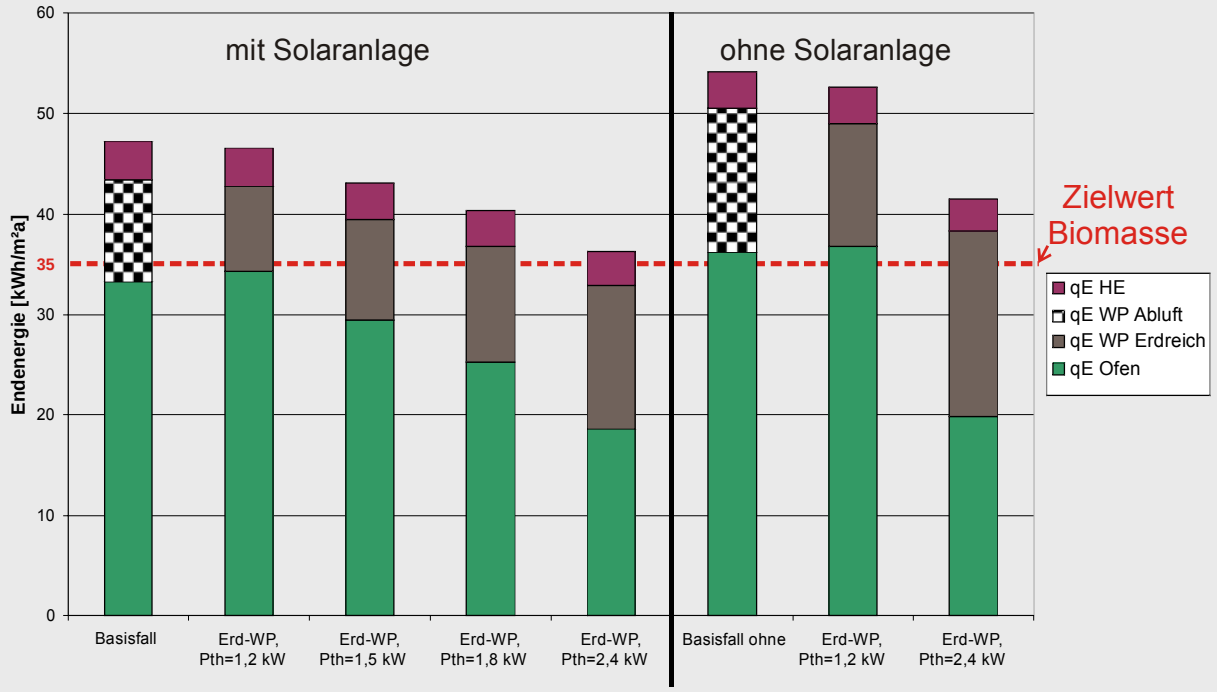
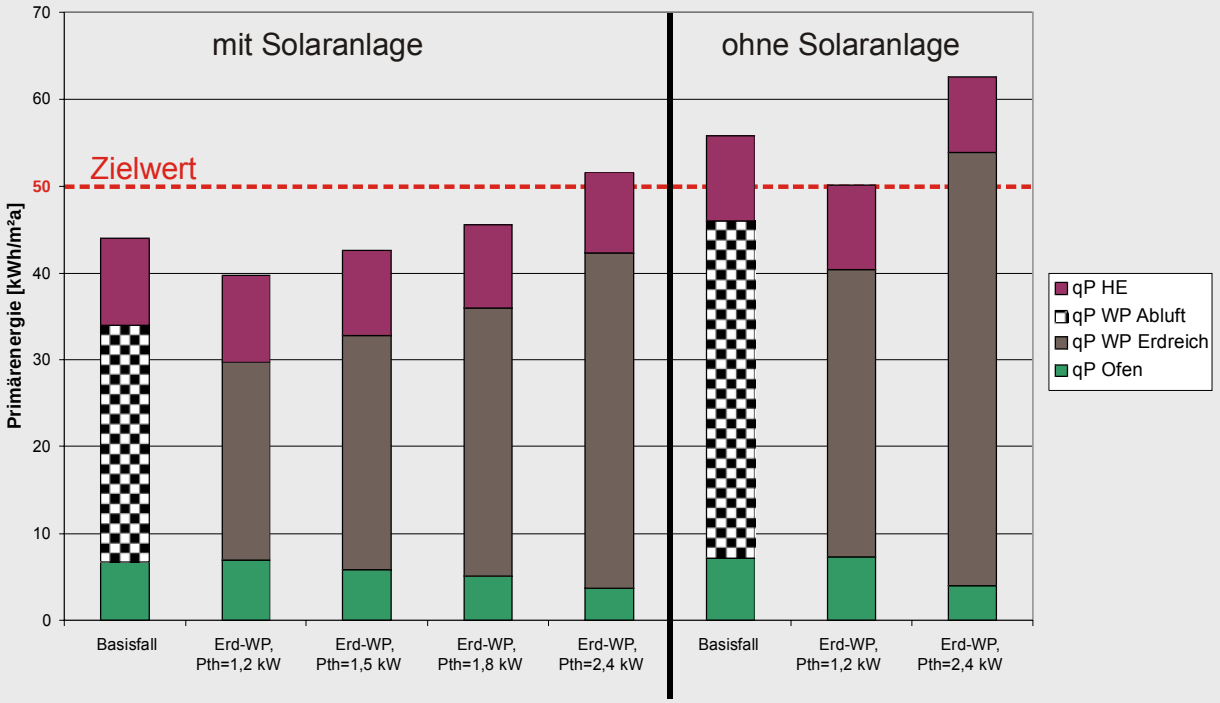


Abbildung 4.3-4 lässt erkennen, wie mit der höheren Leistung der Wärmepumpe der Holzpelletverbrauch zurückgeht. Hier liegt ein großer Vorteil gegenüber der Abluftwärmepumpe: Wenn die Potentiale zur Erdwärmenutzung dies zulassen, lässt sich die Balance zwischen Erdwärmepumpe und Holzpelletofen flexibel einstellen. Im Basisfall ist man dagegen immer auf das begrenzte Potential der Wärmequelle Abluft angewiesen, welches sich allerdings mit deutlich geringeren Kosten erschließen lässt.

Die Jahresarbeitszahl der Erdwärmepumpe liegt etwas höher als die der Abluftwärmepumpe: Im linken Bereich der Abbildung (mit Solaranlage) variiert sie zwischen ε = 3,40 (bei P_{th} = 1,2 kW) und ε = 3,04 (bei P_{th} = 2,4 kW), im Basisfall mit Abluftwärmepumpe beträgt sie ε = 2,94.

Abbildung 4.3-5: Primärenergieverbrauch bei Einsatz einer Erdwärmepumpe

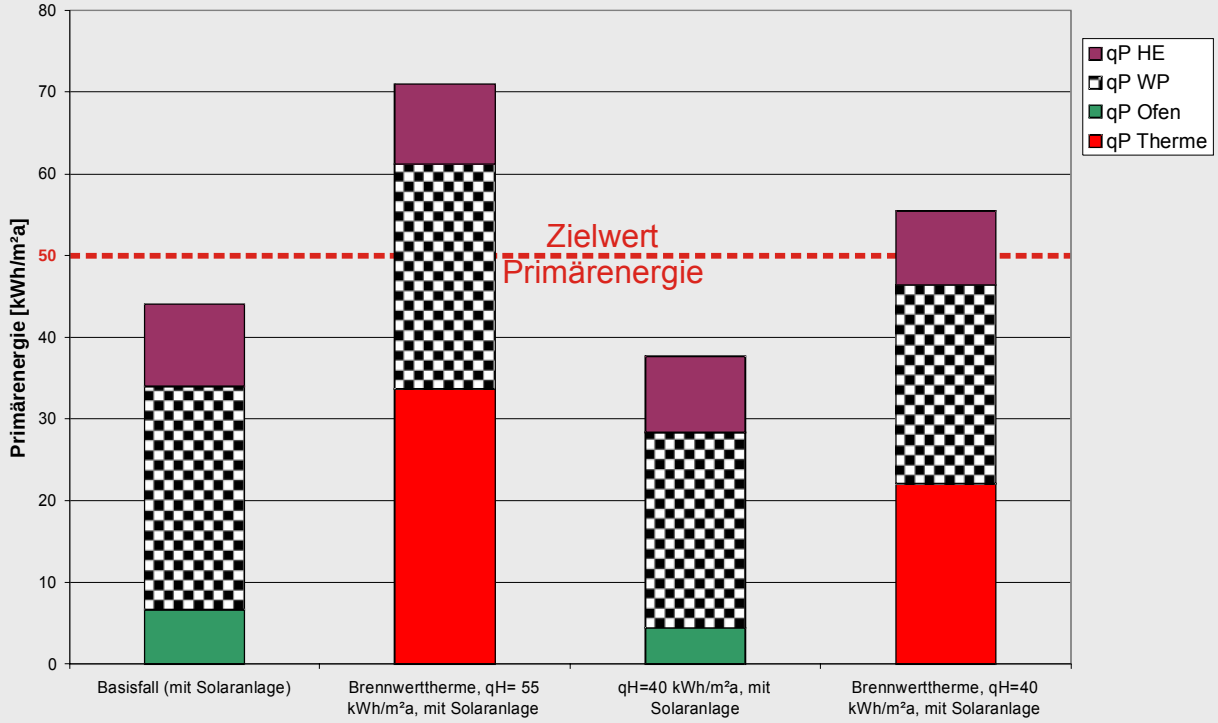


In Abbildung 4.3-5 ist zu erkennen, wie das Zurückdrängen des Holzpelletverbrauchs zu einem Anstieg des Primärenergieverbrauchs führt. Mit Solaranlage wird der Zielwert q_P = 50 kWh/m²a erst bei der größten betrachteten Wärmepumpenleistung überschritten, ohne Solaranlage wird er allerdings nur bei der kleinsten Auslegung der Erdwärmepumpe gerade noch erreicht.

4.3.3 Brennwerttherme

Hier wird der Einsatz eines Erdgas-Brennwertkessels (wandhängendes Gerät in der Wohnung: „Brennwerttherme“) an Stelle des Pelletofens untersucht. Der Wirkungsgrad der Gastherme wurde zu 98 % angesetzt. Die Frage des Biomasseverbrauchs spielt in diesem Fall keine Rolle mehr, Abbildung 4.3-6 zeigt allerdings, dass durch die Verwendung des fossilen Energieträgers Erdgas die Einhaltung des Primärenergie-Ziels auch bei Einsatz der Solaranlage nicht mehr gelingt. Bei einem Heizwärmeverbrauch von q_H = 55 kWh/m²a beträgt der Primärenergieverbrauch q_P ca. 70 kWh/m²a. Selbst bei dem kleinsten betrachteten Heizwärmeverbrauch von 40 kWh/m²a liegt der Primärenergieverbrauch mit ca. 56 kWh/m²a noch etwas über dem Zielwert von q_P = 50 kWh/m²a.

Abbildung 4.3-6: Vergleich von Holzpelletofen und Erdgas-Brennwerttherme: Primärenergieverbrauch (bei q_H = 55 bzw. 40 kWh/m²a, Fälle mit Solaranlage)



4.4 Variation von Klima und Nutzung

Es ist zu erwarten, dass sich an anderen Standorten in Deutschland oder bei abweichendem Nutzerverhalten für das gleiche Gebäude und Heizsystem unterschiedliche Betriebsergebnisse einstellen. Diese Einflüsse werden hier für Systeme mit Solaranlage untersucht. Abbildung 4.4-1 und Abbildung 4.4-2 zeigen die Ergebnisse für den Endenergieverbrauch und den Primärenergieverbrauch. In beiden Fällen ist auf der x-Achse der Gesamt-Wärmeverbrauch q* aufgetragen. Es werden folgende Fälle unterschieden:

- Variation der Wärmedämmung (Raute, durchgezogene Linie): Es handelt sich um die bereits in Abschnitt 4.2 dargestellten Fälle (dort in Abhängigkeit von q_H aufgetragen). Hier liegt also keine Änderung von Klima oder Nutzung vor, die Kurven dienen vielmehr als Vergleichsfall.
- Ausgehend vom Basisfall wurden unterschiedliche deutsche Standorte untersucht (Quadrate, nicht verbunden). Es wurden jeweils die im Programm TRNSYS mitgelieferten Meteonorm-Datensätze verwendet [TRNSYS 2007]. Geordnet nach dem Gesamtwärmebedarf handelt es sich von links nach rechts um die Standorte Mannheim, Freiburg, Bonn, Würzburg (Basisfall), Frankfurt am Main, Berlin, Hamburg, München und Nürnberg.
- Der Warmwasserverbrauch wurde zwischen 10 und 30 kWh/m²a variiert (durchgezogene Linie mit „x“-Symbolen). Im Basisfall beträgt er 20 kWh/m²a (jeweils inklusive Verteilverlusten)

- Die Soll-Innentemperaturen (Vorgabe der Gebäudebewohner) wurden zu jedem Zeitpunkt (tagsüber und bei Nachtabsenkung) um 1,5 °C nach oben bzw. nach unten verschoben (strichpunktierte Linien mit Dreicken bzw. Kreisen). Als Ausgangspunkt dienten hier die Fälle mit einem ursprünglichen Heizwärmebedarf von 40, 55 und 70 kWh/m²a
- Es wurde auf die Nachtabsenkung verzichtet (durchgezogene Linie mit Kreuzsymbolen). Auch hier bildeten die Fälle mit einem Heizwärmebedarf von ursprünglich 40, 55 und 70 kWh/m²a die Basis.

Abbildung 4.4-1: Holzpelletverbrauch bei unterschiedlichen Ansätzen für Klima und Nutzung

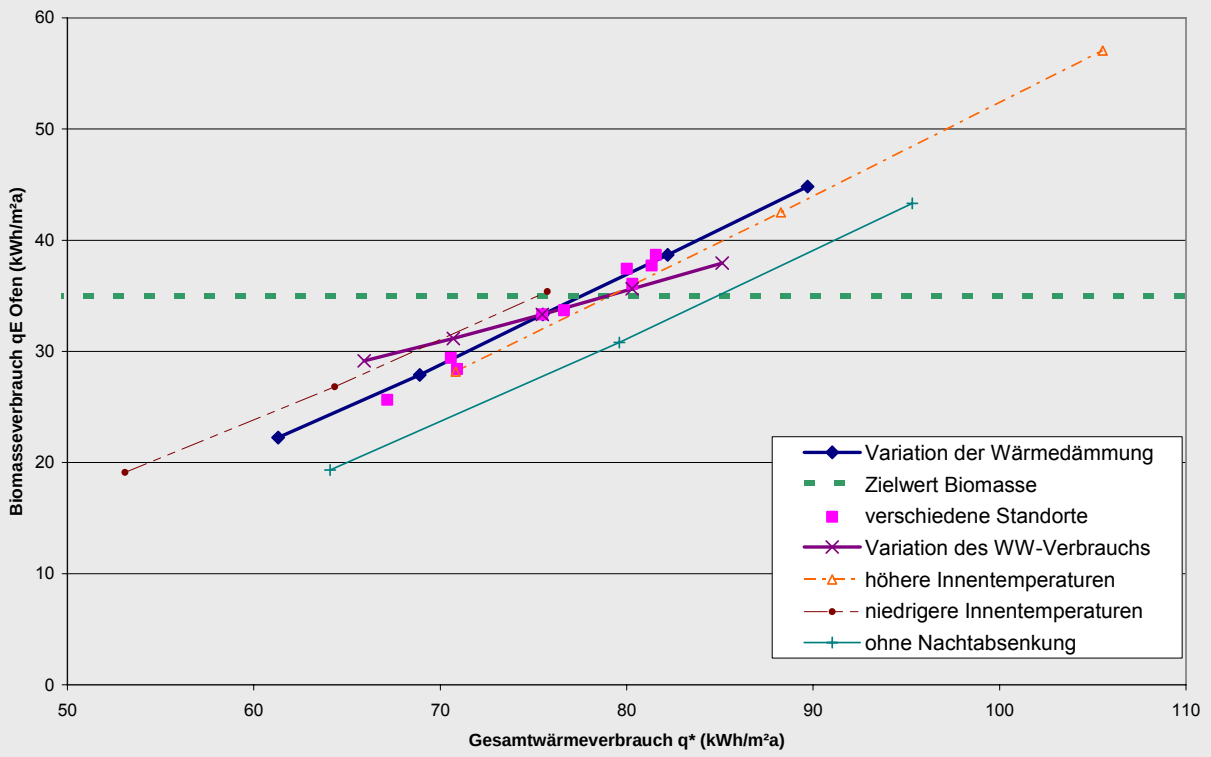
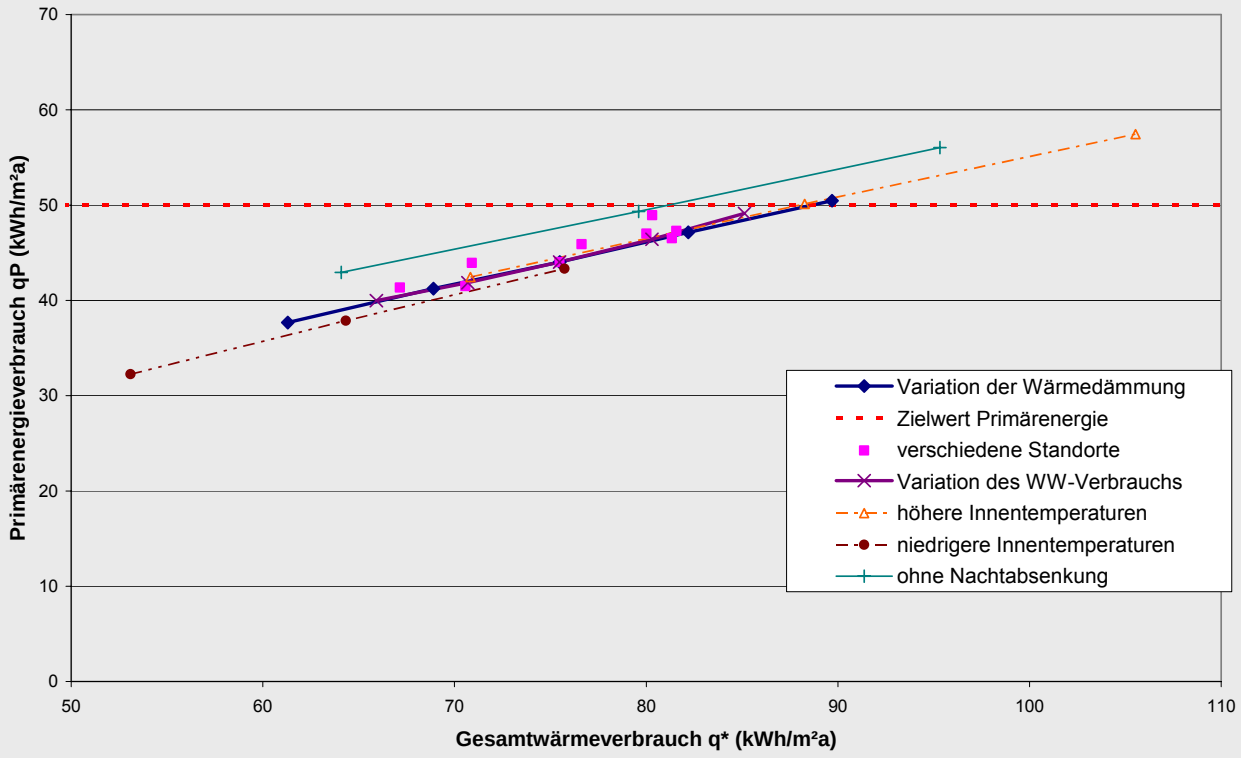


Abbildung 4.4-2: Primärenergieverbrauch bei unterschiedlichen Ansätzen für Klima und Nutzung



Insgesamt ist zu erkennen, dass sich je nach Ansatz erwartungsgemäß deutliche Einflüsse auf den jeweiligen Energieverbrauch ergeben. Allerdings liegen bei Betrachtung gleicher Werte für den Gesamtenergieverbrauch die Ergebnisse für den Holzpellet- und Primärenergieverbrauch in der Regel nicht weit (nur um wenige kWh/m²a) auseinander. Die größten Abweichungen gibt es beim Verzicht auf die Nachtabsenkung: Hierdurch wird einerseits eine bessere Auslastung der Abluftwärmepumpe und eine Reduzierung des Pelletverbrauchs erreicht, andererseits steigen der Gesamtwärmeverbrauch und der Primärenergieverbrauch merklich an (im Basisfall von q*=75,5 kWh/m²a auf 80 kWh/m²a bzw. von q_P=44,1 auf 49,3 kWh/m²a).

Grob gesagt zeigen die Ergebnisse, dass das Biomasse-Ziel erreicht wird, wenn der Gesamtwärmeverbrauch im Bereich von 75 – 80 kWh/m²a liegt[36], beim Ziel für den Primärenergieverbrauch besteht ein etwas größerer Spielraum: Hier darf der Gesamtwärmeverbrauch etwa 80 – 90 kWh/m²a betragen.

[36] nur bei Verzicht auf Nachtabsenkung bis etwa 85 kWh/m²a.

5 Untersuchung des zentralen Systems

5.1 Berechnungsansatz

Das zentrale System mit Pelletkessel und Aufstellung aller Anlagen im unbeheizten Keller wird für den Fall eines dreistöckigen Mehrfamilienhauses mit 6 Wohnungen untersucht. Die Wohnfläche beträgt wie bei der dezentralen Variante 120 m² je Wohnung, insgesamt also 720 m².

Die wichtigsten Ansätze der Berechnung sind im Folgenden beschrieben:

- Der Heizwärmebedarf des Gebäudes wurde wie beim dezentralen Basisfall auf 55 kWh/m²a festgelegt.
- Es wurden Verteilverluste im unbeheizten Bereich von pauschal 4 kWh/m²a für das Warmwasser angesetzt (Zirkulationssystem, Verluste gleichmäßig über das Jahr verteilt). Bei der Heizwärmeverteilung wurden die Verluste in der Simulation berechnet, es ergaben sich Werte in der Größenordnung von 2 kWh/m²a (sehr gute Wärmedämmung, Dämmstärke ca. 1,5 mal Rohrdurchmesser).
- Der Zielwert für die in der zentralen Frischwasserstation erzeugte Warmwassertemperatur wurde entsprechend den hygienischen Anforderungen für größere Warmwasseranlagen auf 60 °C festgelegt, die Solltemperatur für das oberste Segment des Speichers wurde daher auf 65 °C eingestellt.
- Der Keller des Gebäudes wurde in vereinfachter Weise als eine weitere Gebäudezone abgebildet. Es wurde angenommen, dass die Kellerwände zur Hälfte (mit Perimeterdämmung versehen) an die Außenluft und zur anderen Hälfte (sowie auch der Kellerboden) an die Erdreichtemperatur in 3 m Tiefe angekoppelt sind[37]. Der Luftwechsel des Kellers wurde zu 0,3 h^{-1} angesetzt.
- Die Wärmeverluste der Systeme (Verteilleitungen im unbeheizten Bereich, Wärmespeicher, Wärmeabgabe des Pelletkessels, elektrische Hilfsenergie) werden im unbeheizten Keller abgegeben und kommen damit nicht mehr unmittelbar der Gebäudeheizung zu Gute. Durch die erhöhten Wärmegewinne im Keller steigt die Kellertemperatur leicht an und der Heizwärmebedarf reduziert sich geringfügig (Größenordnung 1 kWh/m²a).
- Die Solaranlage und die Leistung der Abluftwärmepumpe wurden sechsmal so groß wie bei der dezentralen Variante angenommen (36 m² Kollektorfläche, Leistung der Wärmepumpe 9 kW). Die Leistung des Pelletkessels wurde - ungefähr dem Heizleistungsbedarf des Gebäudes entsprechend - zu 36 kW angesetzt.
- Für die Abluftwärmepumpe wurde wiederum das in 3.3 beschriebene Modell verwendet. Zur Kallibrierung wurde der Messpunkt einer Wärmepumpe der Firma Aerex angesetzt[38].

---

[37] Erdreich Wärmeleitfähigkeit 2 W/mK, Wärmekapazität $2x10^6$ J/m³K , ungestörtes Erdreich in 1 m Entfernung von der Kellerwand bzw. dem Kellerboden über einen entsprechenden thermischen Widerstand an die Außenoberfläche der von Kellerwand / Kellerboden angekoppelt. Ermittlung der Erdreichtemperatur unter Ansatz eines sinusförmigen Verlaufs der Außentemperatur (vgl. [Diefenbach 1994])

[38] AEREX LWP 5 R, Messpunkt Außentemperatur 7 °C, Vorlauftemperatur 35 °C, Luft-Volumenstrom 1400 m³/h, 89 % Luftfeuchtigkeit, Thermische Leistung 5 kW, Leistungszahl = 4,0.

Diese wird üblicherweise als Außenluftwärmepumpe zur Versorgung von Einfamilienhäusern angesetzt, in dem in Abschnitt 5.3 beschriebenen Gebäude wird sie dagegen entsprechend dem hier untersuchten Konzept als Abluftwärmepumpe eines Mehrfamilienhauses verwendet. Im Gegensatz zu den Annahmen bei der Klein-Wärmepumpe im dezentralen System wird hier eine Abtauvorrichtung angenommen, so dass Fortlufttemperaturen unter 0 °C möglich sind.

- Für den Pelletkessel werden folgende Kennwerte angesetzt: Wirkungsgrad 92 % bei Nennleistung und Bereitschaftswärmeverlust 4 % (bezogen auf die Nennleistung von 36 kW sowie eine Temperaturdifferenz von 50 K zur Umgebung). Die Wärmeverluste an die Umgebung (d.h. den Keller) werden im Betrieb[39] sowie nach einer Betriebsphase (allmähliches Abkühlen) berücksichtigt. Als Masse des Kessels werden 500 kg (Stahl), als Wasserinhalt 60 Liter angenommen.
- Das Speichervolumen wurde zu insgesamt 3000 Litern angesetzt, die sich entsprechend der in Kapitel 2.2 beschriebenen Konfiguration auf zwei Speicher verteilen[40]. Gegenüber dem dezentralen System mit – wegen begrenzten Platzverhältnissen – nur 300 Litern wurde also eine deutlich großzügigere Auslegung des Speichers angenommen.

5.2 Ergebnisse der Simulationsrechnungen

Tabelle 5.2-1 zeigt die Ergebnisse des zentralen Systems (rechts in der Tabelle) im Vergleich zur dezentralen Basisvariante. Insgesamt ergibt sich in der zentralen Variante ein deutlich höherer Gesamt-Wärmeverbrauch von q*= 83,6 kWh/m²a gegenüber 75,5 kWh/m²a beim dezentralen System. Ursache sind vor allem die erhöhten Verteilungsverluste und der Wegfall interner Wärmegewinne. Die Verluste der Wärmespeicher unterscheiden sich dagegen nicht so stark: Die niedrigere Umgebungstemperatur im Keller wird hier zum Teil durch das günstigere Oberfläche-/Volumen-Verhältnis der größeren Speicher wieder wettgemacht.

Der tatsächliche Gesamt-Heizwärmeverbrauch q^*_H, der auch die Verteilungsverluste im Keller beinhaltet, liegt mit 55,8 kWh/m²a nur unwesentlich über dem unter Standardbedingungen ermittelten Heizwärmebedarf (q_H= 55 kWh/m²a). Grund sind die relativ geringen Verteilverluste der Heizung (gute Dämmung der Leitungen) und die (bei der Berechnung von q_H nicht berücksichtigte) Erhöhung der Kellertemperatur durch die dort auftretenden Wärmeverluste des Versorgungssystems.

Bei der Deckung der Verluste liefert die Solaranlage mit 17,4 kWh/m²a einen merklich höheren Beitrag als im dezentralen System (15,8 kWh/m²a). Hier machen sich sowohl das – relativ zur Kollektorfläche – größere Speichervolumen als auch die erhöhten Verteilungsverluste des Warm-

---

[39] Mittlere Kesseltemperatur: Mittelwert aus Vor- und Rücklauftemperatur des Kessels;
Umgebungstemperatur: Temperatur des Kellers.
Eine zusätzliche Abkühlung über den Naturzug des Schornsteins wurde nicht berücksichtigt, diese lässt sich durch Verwendung einer motorischen Abgasklappe verhindern.

[40] Häufig werden sich Speicher der Größe 1500 Liter nicht problemlos durch die vorhandenen Türen in den Keller einbringen lassen. Natürlich ließe sich die Konfiguration auch auf drei Speicher erhöhen. Um dem Rechnung zu tragen wurde die Speicherdämmung in den Simulationsberechnungen so reduziert, dass die Wärmeverluste einer Aufteilung auf drei Speicher mit je 1000 Litern entsprechen.

wassersystems bemerkbar. Besonders deutlich ist der Anstieg der Wärmelieferung bei der Abluftwärmepumpe (von 29,7 auf 35,0 kWh/m²a), die hier - auch vor dem Hintergrund veränderter Anlagenkennwerte – häufig Fortlufttemperaturen knapp unter 0 °C erzeugt[41]. Der Pelletkessel liefert dagegen mit 31,2 kWh/m²a nur wenig mehr Wärme als vorher der Pelletofen mit 30,0 kWh/m²a.

Tabelle 5.2-1 Vergleich des zentralen Systems (rechts) mit dem dezentralen (links), jeweils mit Solaranlage: Einzelergebnisse

		zum Vergleich	
alle Angaben in kWh/m²a		**Basisvariante dezentral**	**Basisvariante zentral**
Wärmeverbrauch			
Warmwasserverbrauch	qW	20,0	24,0
Gesamt-Heizwärmeverbrauch	q*H	52,1	55,8
Wärmeverluste des Speichers	qVSp	3,4	3,8
Summe Wärmeverbrauch	*q**	*75,5*	*83,6*
Wärmeerzeugung			
Solaranlage	q Solar	15,8	17,4
Abluft-Wärmepumpe	q WP	29,7	35,0
Pelletofen / Pelletkessel	q Ofen/Kessel	30,0	31,2
Summe Wärmeerzeugung	*q**	*75,5*	*83,6*
Endenergieverbrauch			
Pelletofen / -kessel	qE Ofen/Kessel	33,3	37,7
Abluft-Wärmepumpe (elektr. Strom)	qE WP	10,1	11,2
elektrische Hilfsenergie	qE HE	3,7	4,0
Summe Pellets (Heizwert)		***33,3***	***37,7***
Summe elektrischer Strom		*13,8*	*15,2*
Primärenergieverbrauch			
Pelletofen/-kessel	qP Ofen	6,7	7,5
Abluft-Wärmepumpe	qP WP	27,3	30,1
elektrische Hilfsenergie	qP HE	10,1	10,8
Summe Primärenergie	**qP**	***44,1***	***48,4***

Beim Endenergieverbrauch liegt die elektrische Hilfsenergie im zentralen System u.a. wegen der Warmwasserzirkulation etwas höher aber ungefähr gleichauf mit dem dezentralen Fall. Beim Kessel und bei der Wärmepumpe zeigen sich die Ergebnisse dagegen annähernd umgekehrt wie bei der Wärmelieferung: Trotz des höheren Beitrags der Wärmepumpe ist deren Stromverbrauch nicht viel höher als im dezentralen Fall. Die Ursache liegt hier in der – trotz niedrigeren Fortlufttemperaturen - höheren Jahresarbeitszahl der größeren Wärmepumpe (ε = 3,13 gegenüber ε = 2,94 in der dezentralen Variante). Beim Pelletkessel ist demgegenüber trotz fast gleicher Wärmelieferung ein deutlich erhöhter Biomasseverbrauch gegenüber dem Pelletofen zu verzeichnen. Der Grund ist der niedrigere Jahresnutzungsgrad von nur knapp 83 % gegenüber 90 % beim Pelletofen, verursacht durch die hohen Verluste im unbeheizten Keller während des Betriebs und in der Auskühlphase nach dem Abschalten. Mit einem Pelletverbrauch von 37,7 kWh/m²a gelingt es beim zentralen System nicht ganz, die Zielmarke von 35 kWh/m²a einzuhalten.

Allerdings besteht bei der Primärenergie noch etwas Spielraum: Hier wird mit 48,4 kWh/m²a der Zielwert 50 kWh/m²a knapp unterschritten.

[41] Typischerweise bis zu einem Bereich von -1 bis -2 °C.

Abbildung 5.2-1 und Abbildung 5.2-2 zeigen den Endenergie- und Primärenergieverbrauch bei Veränderung der Wärmepumpenleistung. Ganz rechts ist jeweils zum Vergleich der Basisfall dezentral eingetragen.

Abbildung 5.2-1: Zentrales System, Variation der Wärmepumpenleistung: Endenergieverbrauch

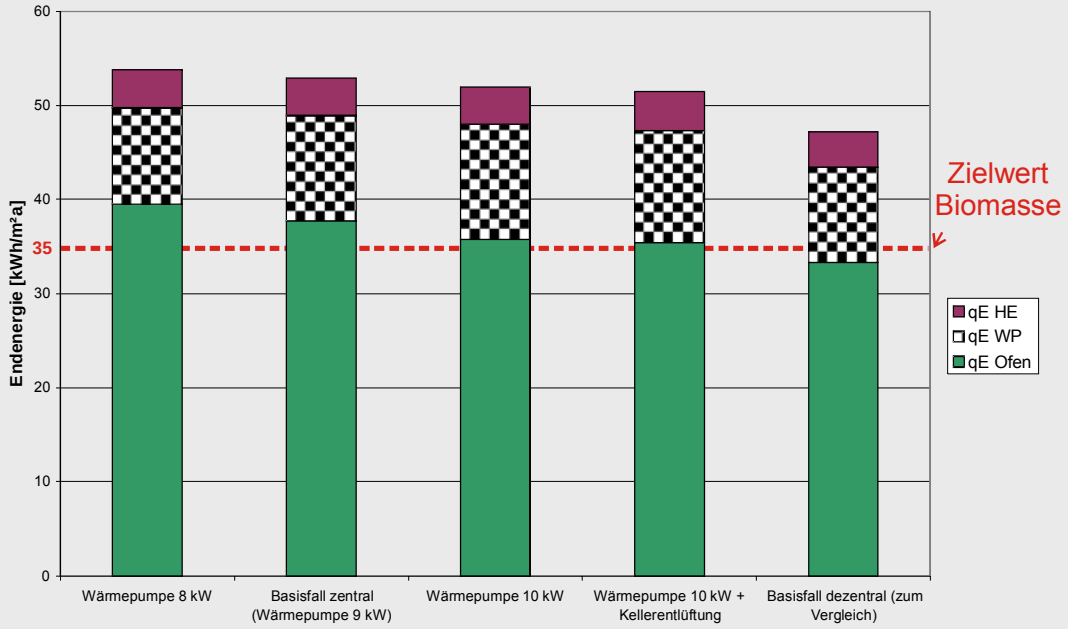
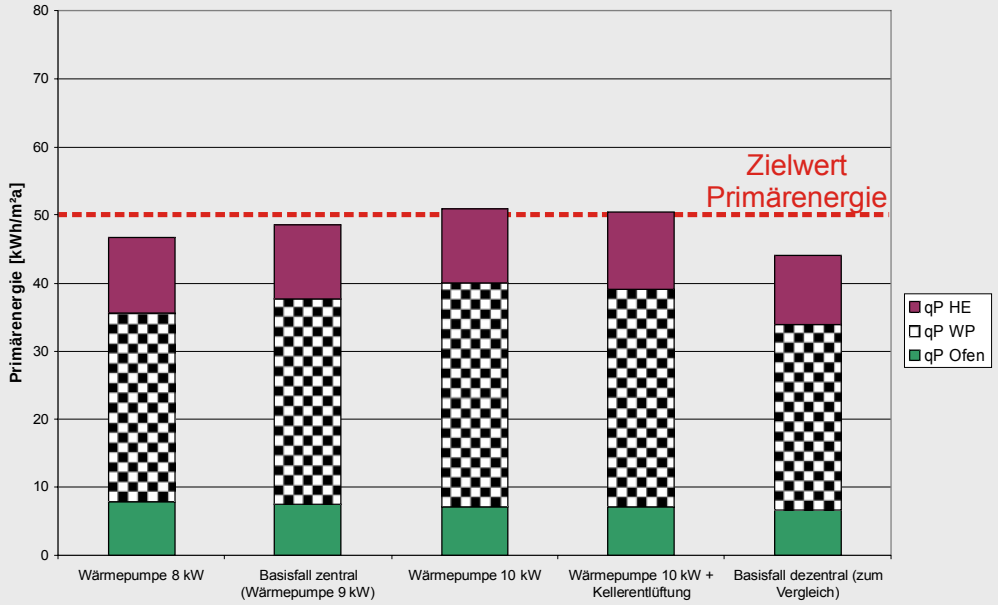


Abbildung 5.2-2: Zentrales System, Variation der Wärmepumpenleistung: Primärenergieverbrauch



Der erste Fall weist eine Verkleinerung der Wärmepumpenleistung von 9 auf 8 kW gegenüber dem als zweites dargestellten zentralen Basisfall auf. Er ist nur deshalb von Interesse und mit

berücksichtigt, da sich hier fast immer Fortlufttemperaturen von knapp über 0 °C ergeben, so dass dies dem Fall einer Wärmepumpe ohne Abtaumöglichkeit entsprechen würde.

Die Vergrößerung der Wärmepumpenleistung auf 10 kW ermöglicht dagegen eine Reduzierung des Pelletverbrauchs. Gleichzeitig erhöht sich der Primärenergieverbrauch leicht. In der vierten Säule ist zusätzlich noch angenommen, dass der Keller ebenfalls an das Abluftsystem angeschlossen ist (bei gleicher Luftwechselzahl wie ohne Lüftungsanlage). Auf diese Weise werden insbesondere die dortigen Wärmeverluste des Systems noch teilweise nutzbar gemacht. Da die Kellertemperaturen immer deutlich über 0 °C liegen (sie schwanken im Jahresverlauf ungefährt zwischen etwa 9 °C und 15 °C) führt dieser zusätzliche Volumenstrom zu einem Anstieg der Jahresarbeitszahl der Wärmepumpe (hier, bei 10 kW Leistung von ε = 3,01 auf ε = 3,14). Durch den zusätzlichen Hilfsstromverbrauch der Lüftung (Annahme: 0,2 kWh/m²a bezogen auf die Wohnfläche des Gebäudes) ergibt sich allerdings nur eine geringe Primärenergieeinsparung[42]. Die Ergebnisse im Fall mit erhöhter Wärmepumpenleistung und Kellerentlüftung lauten: Pelletverbrauch 35,4 kWh/m²a und Primärenergieverbrauch 50,4 kWh/m²a. Die Zielwerte werden also (gerundet) gerade eingehalten bzw. könnten bei weiterer Optimierung, z.B. verbesserte Gebäudedämmung, sicher erreicht werden. In diesem Zusammenhang ist zu berücksichtigen, dass sich beim Mehrfamilienhaus auf Grund des besseren Oberfläche-/Volumen-Verhältnisses niedrige Heizwärme-Verbrauchswerte eher erreichen lassen als beim Einfamilienhaus. Dies zeigt nicht zuletzt auch das im folgenden Abschnitt beschriebene Modellprojekt.

5.3 Realisiertes Projekt: Gebäudemodernisierung in Zirndorf

Im Rahmen unseres Projektes wurde auch das von dem Nürnberger Ingenieurbüro ING+ARCH sanierte Objekt „Am Schreiberholz" in Zirndorf (Ortsteil Weiherhof) besichtigt. Das Mehrfamilienhaus wurde als Modellvorhaben im Rahmen des Programms der Deutschen Energieagentur (dena) „Niedrigenergiehaus im Bestand" durchgeführt und auf den Standard „EnEV - 50%" gebracht. Hierbei mussten die Anforderungen an einen gleichwertigen Neubau (nach EnEV 2007) um 50% unterschritten werden und der Einbau einer Lüftungsanlage war zwingend vorgeschrieben. Auch musste der Endenergiebedarf begrenzt werden, so dass im vorliegenden Fall eine alleinige Deckung des Wärmebedarfs über den vorgesehenen Pelletkessel nicht möglich war[43]. Das Planungsbüro entschied sich daher für eine Abluftanlage mit Wärmepumpe und erreichte mit diesem

[42] Die kontrollierte Kellerentlüftung über die Abluftanlage des Gebäudes könnte auch im Fall einer Kleinstwärmepumpe ohne Abtauvorrichtung von Interesse sein, wenn deren Leistung erhöht werden soll, um den Pelletverbrauch zu senken. Gerade beim Einfamilienhaus liegen in dieser Hinsicht wegen des größeren zu erwartenden Kellervolumens pro Wohnfläche vermutlich etwas günstigere Bedingungen vor als in dem hier untersuchten Berechnungsfall Mehrfamilienhaus. Auch die Anwendung eines solchen Konzepts für die dezentrale Variante ohne Wärmeverluste des Versorgungssystems im Keller wäre denkbar, da die Kellertemperatur ja auch in diesen Fällen deutlich über 0 °C liegen wird. Alternativ bzw. zusätzlich besteht natürlich auch die Möglichkeit einer Leistungserhöhung durch Einsatz von Kleinwärmepumpen mit Abtausystem.

[43] Durch die Bedingungen für den Endenergiebedarf (dieser musste den Primärenergiebedarf um 40 % unterschreiten) wurden also auch in den dena-Modellvorhaben – wenn auch in der Regel weniger weitgehend als durch den Biomasse-Zielwert in der vorliegenden Untersuchung – eine Beschränkung des Biomasse-Verbrauchs vorgegeben.

System in Verbindung mit einem sehr guten Wärmeschutz, dass der spezifische Kennwert für Heizwärme auf 27 kWh/(m²·a) und der für Primärenergie auf nur 28 kWh/(m²·a) gesenkt werden konnte[44].

Abbildung 5.3-1: Fassadenansicht des Gebäudes vor und nach der Sanierung

Das Gebäude besteht aus 24 Wohneinheiten, die während der Bauzeit bewohnt blieben. Daher sollten die Eingriffe innerhalb der Wohnungen minimal gehalten werden. Teilweise wurden für die Abluftanlage vorhandene Abluftschächte der Bäder und Toiletten benutzt. Für die Abluft aus den Küchen wurden auf der Fassade Abluftstränge aus 100 mm Wickelfalzrohr verlegt. Diese wurden anschließend von dem auf diesen Fassadenteilen 240 mm starken Wärmedämmverbundsystem überdeckt. Der projektierte Anlagenluftwechsel mit 0,3 h^{-1} dient nur als Grundluftwechsel. Bei Bedarf soll zusätzlich über die Fenster gelüftet werden. Alle Abluftstränge wurden auf dem Flachdach unter der Dämmschicht zusammengeführt.

[44] Diese Kennwerte basieren auf dem Berechnungsverfahren nach Energieeinsparverordnung und sind auf die Gebäudenutzfläche A_N statt auf die (normalerweise deutlich kleinere) Wohnfläche bezogen, so dass sie sich nicht direkt mit den Zahlen der vorliegenden Studie vergleichen lassen.

Abbildung 5.3-2: Die Anlagentechnik: Heizraum mit Pelletkessel (links) und Abluftwärmepumpe in einer gedämmten Einhausung auf dem Flachdach (rechts).

Der gesamte Fortluftstrom wird dort von einer zentralen Wärmepumpe mit einer Wärmeleistung von ca. 6 kW abgekühlt. Die Wärmepumpe des Herstellers Aerex ist normalerweise dafür konzipiert als Außenluftwärmepumpe ein Einfamilienhaus zu versorgen. Mit der warmen Abluft des Mehrfamilienhauses arbeitet sie natürlich deutlich effizienter. Für den Restwärmebedarf ist im Keller ein Pelletkessel mit einer Leistung von 52 kW aufgestellt. Somit entspricht das Konzept sehr weitgehend dem zentralen System der vorliegenden Untersuchung (ohne Solaranlage). Allerdings ist die Abluft-Wärmepumpe auf einen deutlich geringeren Anteil an der Wärmeproduktion ausgelegt[45].

Zum Zeitpunkt der Besichtigung im Frühjahr 2009 wurde noch an der Einregulierung der Anlage gearbeitet. Die in dem Gebäude vorgefundene Einrohrheizung wurde nicht erneuert, die Bedingungen für den Betrieb mit niedrigen Systemtemperaturen, wie sie die Wärmepumpe benötigt, sind hier naturgemäß schwieriger als bei einer Zweirohrheizung. Die Anlage ist inzwischen in Betrieb gegangen, Messwerte über die Betriebsergebnisse liegen bisher noch nicht vor. Ein zweites Gebäude des gleichen Eigentümers in Zirndorf wurde in ähnlicher Weise als „Niedrigenergiehaus im Bestand“ modernisiert, dort handelt es sich um eine gemischte Nutzung (Lebensmittelgeschäft im Erdgeschoss).

[45] Hier wurde eine thermische Leistung von ca. 6 kW zur Versorgung von 24 Wohnungen mit jeweils ca. 82 m² Wohnfläche installiert, im vorherigen Abschnitt wurde eine Wärmepumpe von ca. 9 kW zur Versorgung von 6 Wohnungen mit je 120 m² Wohnfläche angesetzt.

6 Kosten

In diesem Abschnitt wird ein Kostenvergleich des Kombisystems (Abluftwärmepumpe, Pelletofen/-kessel und Solaranlage) mit anderen, heute schon eher gebräuchlichen energiesparenden Wärmeversorgungssystemen im Niedrigenergiehaus durchgeführt. Es wird davon ausgegangen, dass in allen Fällen sowohl eine Abluftanlage (zur Gewährleistung der Luftqualität und Vermeidung von Bauschäden) als auch eine Solaranlage (zur Minimierung des Energieverbrauchs) installiert werden. Bei den zu Grunde liegenden Kostendaten handelt es sich um pauschale Ansätze (Erfahrungswerte des Ingenieurbüros Inplan bzw. Werte aus Literaturrecherchen des IWU).

Speziell im Fall des dezentralen Kombisystems werden außerdem geschätzte Kostenreduktionen durch Systemintegration und Standardisierung berücksichtigt. Würde für ein Einfamilienhaus oder eine Etagenwohnung mit den gegenwärtig verfügbaren Komponenten eine solche Anlage zusammengestellt, entstünden Nettokosten von voraussichtlich mehr als 40.000 €. Vor allem zwei Aspekte sind dafür ausschlaggebend: Für eine individuell zusammengestellte „zentrale Anlage“ (Schaltschrank, Verrohrung, individuell programmierter Regler) würden Kosten von etwa 15.000 € anfallen. Außerdem wäre mit Planungskosten von ungefähr 5.000 € zu rechnen. Kosten dieser Größenordnung wären sicherlich nur für erste Versuchsanwendungen zu rechtfertigen. Als Voraussetzung für eine breitere Markteinführung ist daher eine Weiterentwicklung in Richtung auf ein Komplettsystem mit standardisierter Regelung anzustreben, das möglichst als Paketlösung angeboten wird (s. auch Kapitel 9).

Abbildung 6-1 zeigt vor diesem Hintergrund die Ergebnisse des Kostenvergleichs. Neben den Investitionskosten sind auch die Werte des Primärenergie- und Biomasseverbrauchs sowie die angesetzten Zielwerte (50 kWh/m²a Primärenergie, 35 kWh/m²a Endenergie Biomasse) eingetragen. Die entscheidende Frage lautet nämlich nicht: „Welches System ist das billigste?“, sondern vielmehr: „Wie lassen sich die aus Sicht des Umwelt- und Ressourcenschutzes notwendigen Nachhaltigkeitsziele am kostengünstigsten erreichen?“ [46].

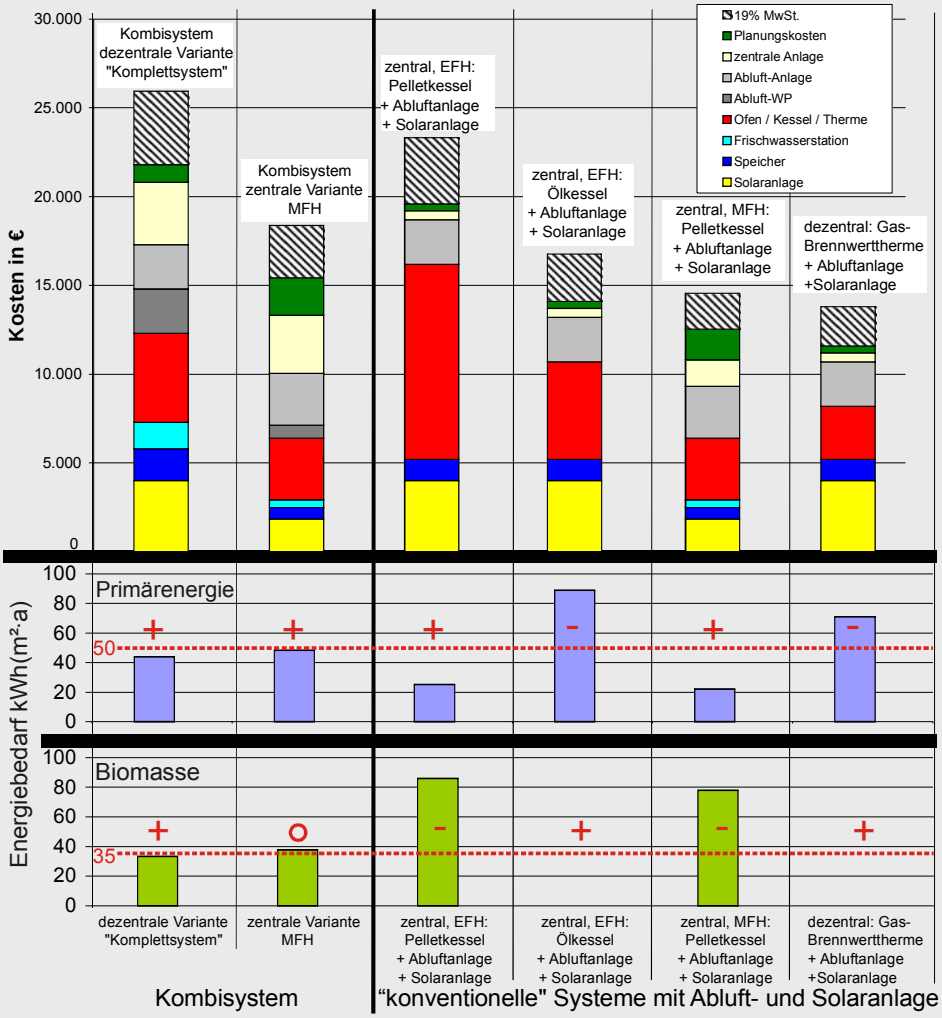
Auf dieser Basis sind die Ergebnisse der Abbildung zu interpretieren: Zwar weist das ganz links eingetragene dezentrale Kombisystem trotz der angenommenen Fortschritte zur Systemintegration und Kosteneinsparung mit etwas mehr als 25.000 € noch immer die höchsten Kosten auf. Der Abstand zu anderen Systemen (insbesondere: Einfamilienhaus mit zentralem Pelletkessel: 23.000 €) ist aber nicht sehr groß und es ist entscheidend, dass nur hier die Zielwerte für Primärenergie- und Biomasse-Verbrauch eingehalten werden. Ungefähr gilt dies – bei knapp verfehltem Biomasse-Ziel - auch für das zentrale Kombisystem im Mehrfamilienhaus mit rund 18.000 € je

[46] Dabei kommt es natürlich immer auch auf das Zusammenspiel von Gebäude-Wärmeschutz und Wärmeversorgung an, das hier nicht näher untersucht werden konnte. Die Betrachtung beschränkt sich vielmehr auf einen Systemvergleich für Niedrigenergiehäuser mit einem identischen Heizwärmeverbrauch von 55 kWh/m²a. Die Werte für den Primärenergie- und Biomasseverbrauch wurden den Ergebnissen der Simulationsrechnungen direkt entnommen (Basisfälle dezentral / zentral und Variante mit Erdgas-Brennwertkessel) bzw. darauf aufbauend überschlägig ergänzt (für das Einfamilienhaus mit Zentralheizung: Annahme von Verteilverlusten von 12 kWh/m²a für Warmwasser und 6 kWh/m²a für Heizung im unbeheizten Bereich, Beitrag der Solaranlage: 17,5 kWh/m²a, Hilfsstrom insgesamt 3 kWh/m²a, Jahresnutzungsgrad des Pelletkessels 82 % und des Öl-Brennwertkessels 96 %).

Wohneinheit: Hier sind außerdem aufgrund der Größe der Anlage deutlich niedrigere Kosten zu verzeichnen, und zwar auch ohne zusätzliche Annahmen für eine weitere Systemintegration[47].

Bei den weiteren betrachteten Systemen (Einfamilienhaus mit Ölkessel, Mehrfamilienhaus mit Pelletkessel, dezentrales System mit Gaskessel) liegen die Kosten mit rund 14.000 – 17.000 € zwar niedriger, eines der beiden Energieverbrauchsziele wird aber – ebenso wie beim Einfamilienhaus mit Pelletkessel - immer sehr deutlich verfehlt.

Abbildung 6-1: Betrachtung von Kosten und Energieverbrauchswerten für das Kombisystem im Vergleich zu anderen energiesparenden Wärmeversorgungssystemen mit Solar- und Abluftanlage
Investititionskostenangaben bezogen auf eine Wohnung,
Verbrauchswerte für das Einfamilienhaus (EFH) bzw. Mehrfamilienhaus (MFH, 6 Wohnungen) jeweils mit q_H=55 kWh/m²a[48]
+: Zielwert eingehalten, 0: Zielwert knapp verfehlt, -: Zielwert deutlich verfehlt



[47] Bei diesem Vergleich ist allerdings noch zu beachten, dass beim dezentralen System ein Kostenrabatt, der im Fall eines Mehrfamilienhauses bei gleichzeitigem Einbau in alle Wohnungen sicherlich zu erwarten wäre, nicht berücksichtigt wurde.

[48] Bei den dezentralen Systemen (Wohnungsheizung) spielt der Haustyp keine Rolle.

7 Gemeinsamer Betrieb von Pelletofen und Abluftanlage

Die Frage des gemeinsamen Betriebs eines innerhalb der Wohnung installierten Ofens und einer Lüftungsanlage verdient eine besondere Aufmerksamkeit, denn es muss sichergestellt werden, dass durch die Lüftungsanlage nicht in störendem oder gar gefährlichem Maße Abgase in den Wohnraum gesaugt werden.

Im vorliegenden Forschungsprojekt stehen dabei der Pelletofen und das Abluftsystem im Mittelpunkt der Überlegungen. Ein Vergleich mit der kontrollierten Lüftung wie im Passivhaus, die vor diesem Hintergrund z. B. in [PHI 2007b] diskutiert wird, ist aber von Interesse, um sich verschiedene Aspekte der Problematik klarzumachen:

- Die Abluftanlage sorgt dauerhaft für einen Unterdruck in den Wohnräumen, also auch im Aufstellraum des Ofens, gegenüber der Außenluft. Je nach Druckverlauf im Ofen und im Abgassystem kann es also zu einem Unterdruck der Wohnung gegenüber den Abgas führenden Bereichen der Feuerungsanlage und damit – je nach vorhandenen Leckagen - zu einem Austritt von Abgasen in den Wohnraum kommen. Wesentlich ist der Betrag des von der Abluftanlage erzeugten Unterdrucks, der also nicht zu groß sein sollte. Empfehlenswert erscheint eine Begrenzung auf ca. 4-6 Pascal (s. folgende Abschnitte).
  Die kontrollierte Lüftung wie im Passivhaus ist dagegen idealerweise so ausbalanciert, dass keine nennenswerte Druckdifferenz zwischen den Wohnräumen und dem Außenbereich entsteht. Im normalen Dauerbetrieb liegen also bei der Abluftanlage ungünstigere Randbedingungen vor als bei der kontrollierten Lüftung.

- Bei der Anlage zur kontrollierten Wohnungslüftung kann es dagegen durch Fehlfunktionen zu Situationen kommen, in denen sich ein sehr hoher Unterdruck der Wohnung gegenüber außen (und damit gegebenenfalls auch gegenüber der Feuerstätte) ausbildet. Wenn nämlich der Abluftvolumenstrom den Zuluftvolumenstrom durch die dafür vorgesehenen Leitungen deutlich überschreitet (z.B. wegen Ausfall des Zuluftventilators, Verschmutzung oder Verstopfung des Zuluftfilters), arbeitet das System einer Abluftanlage vergleichbar, ohne dass aber wie bei dieser Zuluftöffnungen in der Gebäudehülle vorhanden wären. Der sich einstellende Unterdruck ist um so größer, je höher die Dichtheit der Gebäudehülle ist. Werte von 20 bis deutlich über 100 Pa erscheinen möglich (vgl. [Hasper 2007]). In diesem Sinne sind die Randbedingungen für den Betrieb einer Abluftanlage in einem weniger dichten Gebäude mit darüber hinaus entsprechenden Zuluftöffnungen in den Außenwänden und/oder Fenstern (insbesondere auch im Auftstellraum des Ofens) offensichtlich günstiger. Damit dies gilt, muss allerdings gewährleistet sein, dass die Zuluftöffnungen tatsächlich funktionsfähig sind, d. h. sich nicht verschließen können und z.B. auch nicht von den Bewohnern zugeklebt werden.

Im Folgenden wird zunächst ein Überblick über technische Regeln für den gemeinsamen Betrieb von Ofen und Lüftungsanlage gegeben, und es erfolgt eine Diskussion der Bedingungen im Hinblick auf die im vorliegenden Forschungsvorhaben untersuchte Anlagenkonfiguration. In dem anschließenden Kapitel 7.2 werden Überlegungen im Hinblick auf weitergehende Optimierungen vorgestellt.

7.1 Erläuterung und Diskussion der Bedingungen für den gemeinsamen Betrieb

7.1.1 Raumluftunabhängige Pelletöfen

Raumluftunabhängige Geräte erhalten, anders als herkömmliche Öfen, ihre Verbrennungsluft nicht aus dem Aufstellraum, sondern über eine separate Verbrennungsluftleitung von außen. Das Vorhandensein einer solchen Leitung allein reicht allerdings noch nicht aus:

- Ein raumluftunabhängiger Ofen im Sinne der technischen Regeln liegt nur dann vor, wenn er eine entsprechende Zulassung als raumluftunabhängige Feuerstätte hat[49]. Dazu muss er eine Prüfung inklusive Leckagetest durchlaufen [DIBT 2002, DIN 18894]).
- Die Eigenschaft der Raumluftunabhängigkeit gilt nur bis zu einem maximalen Unterdruck des Aufstellraums gegenüber dem Freien. Dieser ist in der Zulassung vermerkt und beträgt z.B. 8 Pascal. Wenn durch den Betrieb der Lüftungsanlage höhere Unterdrücke verursacht werden, kann nicht mehr von einem raumluftunabhängigen Ofen gesprochen werden.

Grundsätzlich ist es wichtig sich klarzumachen, dass es eine perfekte Raumluftunabhängigkeit, d.h. eine hermetische Abdichtung der Feuerstätte gegenüber dem Wohnraum in der Praxis kaum geben wird, sondern dass es hier immer nur darum gehen kann, die Undichtigkeiten auf ein möglichst geringes Maß zu reduzieren.

[49] Notwendig ist in der Regel eine allgemeine bauaufsichtliche Zulassung durch das Deutsche Institut für Bautechnik DIBT.

Abbildung 7.1-1: Elektronisch geregelter Pelletofen mit bauaufsichtlicher Zulassung als raumluftunabhängige Feuerstätte. Wird der Ofen während des Betriebs geöffnet (z.B. zum Nachfüllen der Pellets) und dabei eine Zeitgrenze überschritten, erfolgt eine Sicherheitsabschaltung des Ofens.

Werkbild Wodtke GmbH

Regeln für den gemeinsamen Betrieb von Feuerstätte und Lüftungsanlage sind insbesondere in den vom Bundesverband des Schornsteinfegerhandwerks herausgegebenen Beurteilungskriterien [Sprung 2006] festgelegt. Demnach sind beim gemeinsamen Betrieb von raumluftunabhängiger Feuerstätte und einer Lüftungsanlage, die die Vorgaben der DIN 1946-6 erfüllt, keine besonderen Sicherheitseinrichtungen notwendig[50].

Das im vorliegenden Forschungsprojekt als Basisvariante untersuchte System von Abluftanlage und Pelletofen lässt sich also auf diese Weise im Einklang mit den genannten Regeln realisieren, wenn die Abluftanlage so ausgelegt wird, dass sie in dem Aufstellraum einen Unterdruck von nicht mehr als z.B. 4 – 6 Pa erzeugt, d. h. die Vorgabe für die Raumluftunabhängigkeit (z.B. 8 Pa) nicht überschreitet. Allerdings ist zu fragen, ob weitergehende Maßnahmen zur Begrenzung des Risikos eines Eintrags unerwünschter Emissionen in die Wohnräume sinnvoll sind. Hier wird unterschieden zwischen einem starken (eventuell mit akuten Gefahren verbundenen) Anstieg des Unterdrucks und dem kontinuierlichen Normalbetrieb mit kleinem aber dauerhaft wirksamem Unterdruck in den Wohnräumen.

Starker Anstieg des Unterdrucks im Wohnraum durch Versagen der Außenluftdurchlässe

Im Hinblick auf das Problem einer Fehlfunktion einer Anlage zur kontrollierten Wohnungslüftung und daraus resultierender hoher Unterdrücke im Wohnraum kommt man in [Hasper 2007] für den Fall eines dichten Passivhauses zu dem Schluss, dass allein das Einhalten der geltenden Regeln nicht ausreicht, sondern zusätzliche Sicherheitseinrichtungen notwendig sind (z.B. Differenzdrucküberwachungen, die die Lüftungsanlage gegebenenfalls abschalten), damit gefährliche Kohlenmonoxid-(CO-)Konzentrationen sicher ausgeschlossen werden.

[50] Bei Dunstabzugshauben, die in den Beurteilungskriterien separat behandelt werden, können dagegen Sicherheitseinrichtungen notwendig sein.

Im vorliegenden Fall, also bei einer Abluftanlage, sind dagegen wie erwähnt die Voraussetzungen wegen der höheren Undichtigkeit, die durch die Außenluftdurchlässe der Abluftanlage erzeugt wird und so eingeplant und gewollt ist, zunächst einmal günstiger. Ein entsprechend großer Druckanstieg könnte in ähnlicher Weise allerdings dann eintreten, wenn die Außenluftdurchlässe verschlossen werden. Folgende Maßnahmen zur Verhinderung eines starken Anstiegs des Unterdrucks im Aufstellraum sind daher nachdrücklich zu empfehlen bzw. als notwendig anzusehen:

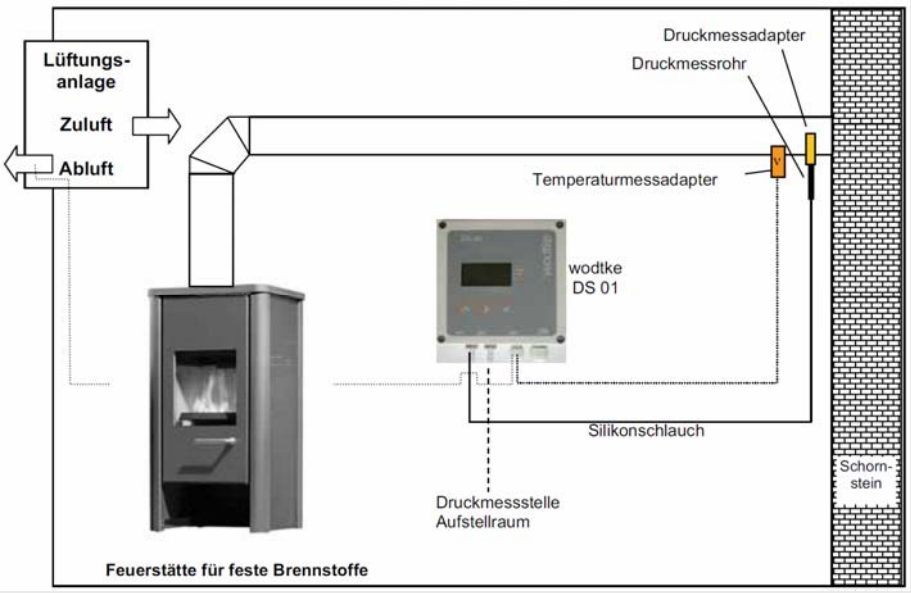
- ausschließlich Verwendung von Außenluftdurchlässen, die nicht vollständig durch die Benutzer verschlossen werden können.
- Verwendung von Außenluftdurchlässen mit Sturmsicherung nur dann, wenn sichergestellt ist, dass auch bei deren Ansprechen das Ventil nicht ganz geschlossen wird (und eventuell in dieser Stellung „hängenbleiben“ könnte), sondern ein Mindestvolumenstrom weiter fließt. Laut Herstellerangaben sind Ventile üblich, die nicht ganz schließen, sondern eine Begrenzung des Volumenstroms auf zum Beispiel 30 m³/h vornehmen, wenn die Fassade angeströmt wird – also außen ein Überdruck herrscht. [Aerex 2007].
- Verwendung mehrerer Außenluftdurchlässe pro Raum, insbesondere im Aufstellraum des Ofens, damit der Druckanstieg bei Verstopfung eines einzelnen Durchlasses begrenzt wird.
- Vorkehrungen, die ein Verschließen (z.B. Zukleben aus falsch verstandener Sparsamkeit, oder um individuell empfundene Zugluftwahrnehmung zu vermeiden) der Außenluftdurchlässe durch die Bewohner vermeiden. Hier ist also inbesondere eine ausreichende Information der Bewohner darüber notwendig, dass ein Verschließen der Zuluftöffnungen nicht nur die Funktionsfähigkeit der Abluftanlage beeinträchtigen würde, sondern im Hinblick auf den Betrieb des Ofens sogar gefährlich wäre. Wenn möglich ist es günstig, die Außenluftdurchlässe hinter Heizkörpern anzuordnen. So werden Zugerscheinungen vermieden und ein Verschließen durch die Bewohner stark erschwert.
- Die Verwendung von Staubfiltern in Außenluftdurchlässen erscheint im Hinblick auf eine mögliche Verstopfung nicht unproblematisch, daher sollte möglichst darauf verzichtet werden.

Ob eine Berücksichtigung dieser Punkte im Einzelfall gewährleistet werden kann und ausreicht, kann hier nicht allgemein beantwortet werden. Beispielsweise kann es ein Unterschied sein, ob das System Ofen / Abluftanlage von einem gut informierten Hauseigentümer neu eingebaut wird, oder ob das System im vermieteten Wohnungsbestand mit eventuell häufigem Mieterwechsel eingesetzt wird.

Vor diesem Hintergrund ist dringend zu empfehlen, immer zusätzliche Sicherheitseinrichtungen einzusetzen, z.B. CO-Überwachungen oder Differenzdruckschalter. Letztere sind allerdings bisher vor allem auf den Einsatz raumluftabhängiger Öfen bei ausbalancierter kontrollierter Wohnungslüftung ausgerichtet, d.h. sie schalten z.B. die Lüftungsanlage ab, sobald überhaupt ein Unterdruck des Wohraums gegenüber außen oder gegenüber der Feuerungsanlage auftritt bzw. ein entsprechend niedriger Schwellwert von z.B. 4 Pa (Unterdruck des Wohnraums gegenüber außen) unterschritten wird. Im Hinblick auf den Einsatz bei Abluftanlagen wäre also die Einstellung neuer Kennwerte notwendig, z.B. 8 Pa Druckdifferenz bei Messung des Differenzdrucks Wohn-

raum – außen, wenn der Ofen bis 8 Pa als raumluftunabhängig zugelassen ist[51]. Auf diese Weise würde man dann also nicht nur der Gefahr eines starken Druckanstiegs bei Versagen der Außenluftdurchlässe vorbeugen, sondern auch im Normalbetrieb einer durch Fehler auftretenden, vielleicht nur geringen, aber dauerhaft wirksamen Überschreitung der vorgesehenen Druckdifferenzen begegnen können. Die Kosten für Geräte dieser Art liegen in einer Größenordnung von 750 €.

Abbildung 7.1-2: Anschlussschema eines Differenzdruckschalters (Kontrolle der Druckdifferenz zwischen Raumluft und Abgassystem), Werkbild Wodtke GmbH



Eine Alternative sind CO-Warngeräte, die über einen Relaisausgang die Lüftungsanlage und/oder den Ofen abschalten. Die Ansprechschwelle der Geräte liegt bei ca. 100 ppm CO. Da CO technisch leicht zu detektieren ist, sind CO-Melder schon ab 100,- € im Handel. Allerdings wäre noch zu prüfen, ob Geräte dieser Preisklasse im Hinblick auf den hier vorgesehenen Anwendungsfall allen technischen Regeln genügen.

[51] Eine Schwierigkeit dieses Messprinzips ist seine Windabhängigkeit. Wird dagegen wie in Abbildung 7.1-2 die Druckdifferenz von Wohnraum und Feuerstätte gemessen, müssen zunächst Überlegungen zur Festlegung geeigenter Schaltwerte erfolgen (Eine Alternative ohne Modifikation des Schaltwerts aber mit zeitweiser Abschaltung der Lüftungsanlage wird in Kap. 7.2 erläutert).

Abbildung 7.1-3: Detektoren für Kohlenmonoxyd: Melder mit Relaisausgang

(Werkbild Indexa GmbH)

Kontinuierlicher Unterdruck im Wohnraum bei Dauerbetrieb

Anders als bei der ausbalancierten kontrollierten Lüftung wird durch die Abluftanlage dauerhaft ein Unterdruck in den Wohnräumen gegenüber dem Freien erzeugt. Da auch ein raumluftunabhängiger Ofen praktisch nicht perfekt dicht sein kann, steht also die Frage im Raum, in welchem Umfang durch diese Anlagenkonfiguration im „normalen Dauerbetrieb“ Abgase in den Wohnraum gesaugt werden können. In [Sprung 2004, 2006] werden die Zulassungskriterien des raumluftunabhängigen Ofens vor diesem Hintergrund diskutiert und es wird dargelegt, dass bei dauerhaftem Vorliegen der für die messtechnische Prüfung angesetzten Randbedingungen (u.a. Unterdruck des Wohnraums gegenüber der Feuerstätte 10 Pa, CO-Konzentration im Abgas im Bereich der angesetzten Maximalwerte, d.h. in der Größenordnung von 1000 ppm und mehr) der anvisierte Grenzwert für die CO-Konzentration in der Raumluft, nämlich der MAK-Wert[52] von 30 ppm, bei normaler Raumlüftung deutlich überschritten werden kann. Außerdem wird darauf hingewiesen, dass im Wohnbereich eigentlich nicht der MAK-Wert, sondern eine deutlich niedrigere CO-Konzentration von – laut Literaturwerten – z. B. 10 ppm anzustreben sei [Sprung 2006].

Es ist allerdings zu berücksichtigen, dass die in diesen Betrachtungen angesetzten Randbedingungen – übertragen auf das hier betrachtete System Abluftanlage und Pelletofen – keinen typischen dauerhaften Betriebszustand darstellen: Die Abgaskonzentrationen des Kohlenmonoxids entsprechen im Normalbetrieb nicht ständig den Maximalwerten und die Druckdifferenz liegt gemäß den getroffenen Annahmen unter 10 Pa, vor allem dann,wenn der Ofen über einen längeren Zeitraum läuft und sich ein entsprechender Schornsteinzug aufgebaut hat (vgl. auch ergänzende Angaben in [Sprung 2004, 2006]).

Um eine Abschätzung für den „Normalbetrieb“ vornehmen zu können, wurde auf Abgas-Messwerte der Firma Wodtke für ihren Ofen ivotec zurückgegriffen, die für dieses Projekt zur Verfügung gestellt wurden. Nach überschlägiger Auswertung wurden folgende CO-Konzentrationswerte im Abgas angenommen: 150 ppm bei Vollast und im oberen Teillast-

[52] Maximale Konzentration am Arbeitsplatz bei achtstündiger Arbeitszeit

Leistungsbereich, 300 ppm bei Kleinstlast und 1200 ppm während eines ca. 15 minütigen Anheizvorgangs[53].

Als besonders kritisch ist angesichts dieser Werte eine häufige Wiederholung des Anheizvorgangs, also ein häufiges Takten des Ofens anzusehen, welches allerdings bei der hier vorgesehenen Konfiguration (Ofen als Spitzenlast-Wärmeerzeuger mit relativ hohen Anteilen an der Gesamt-Wärmeproduktion) durchaus einer üblichen Betriebsweise entspricht. Vor diesem Hintergrund wurde folgende Betrachtung durchgeführt:

- Es wurde angenommen, dass der Ofen eine Leckagerate von 2 m³/h bei einer Druckdifferenz von 10 Pa gegenüber dem Aufstellraum aufweist. Dies entspricht den minimalen Bedingungen für einen raumluftunabhängigen Ofen nach DIN 18894 (Dichtheitsklasse D1) bzw. den DIBT-Zulassungskritieren bei einer maximalen gemessenen CO-Abgaskonzentration von 1200 ppm [DIBT 2002].
- Die Druckdifferenz zwischen Ofen und Aufstellraum wurde zu 6 Pa angesetzt[54]. Die Leckagerate wurde auf dieser Grundlage zu $\dot{V} = 2\frac{m^3}{h} \cdot \left(\frac{6Pa}{10Pa}\right)^{0,5}$ = 1,55 m³/h abgeschätzt[55].
- Für den Betrieb des Ofens wird – im Sinne einer pessimistischen Abschätzung – der Ablauf des Tages mit der höchsten Betriebszeit (9 Stunden) und den häufigsten Anschaltvorgängen (Anzahl: 8) des Basisfalls angesetzt. Der genaue zeitliche Ablauf ist in Abbildung 3.7-1 (unten) aufgetragen. Entsprechend den Regelungsgrundsätzen im Basisfall wird der Kleinstlastbetrieb vermieden, für die Berechnungen wurden daher Abgaskonzentrationen von 1200 ppm (Anheizvorgang) bzw. 150 ppm (Betrieb nach dem Anheizen) angesetzt.
- Größe des Austellraums: 25 m² Wohnfläche, Raumhöhe 2,50 m
- Luftwechsel im Aufstellraum: 30 m³/h

Unter diesen Annahmen ergäbe sich im Raum dauerhaft (bei ständiger Wiederholung des angenommenen Tagesprogramms) eine durchschnittliche CO-Konzentration von ca. 7 ppm. Der MAK-

---

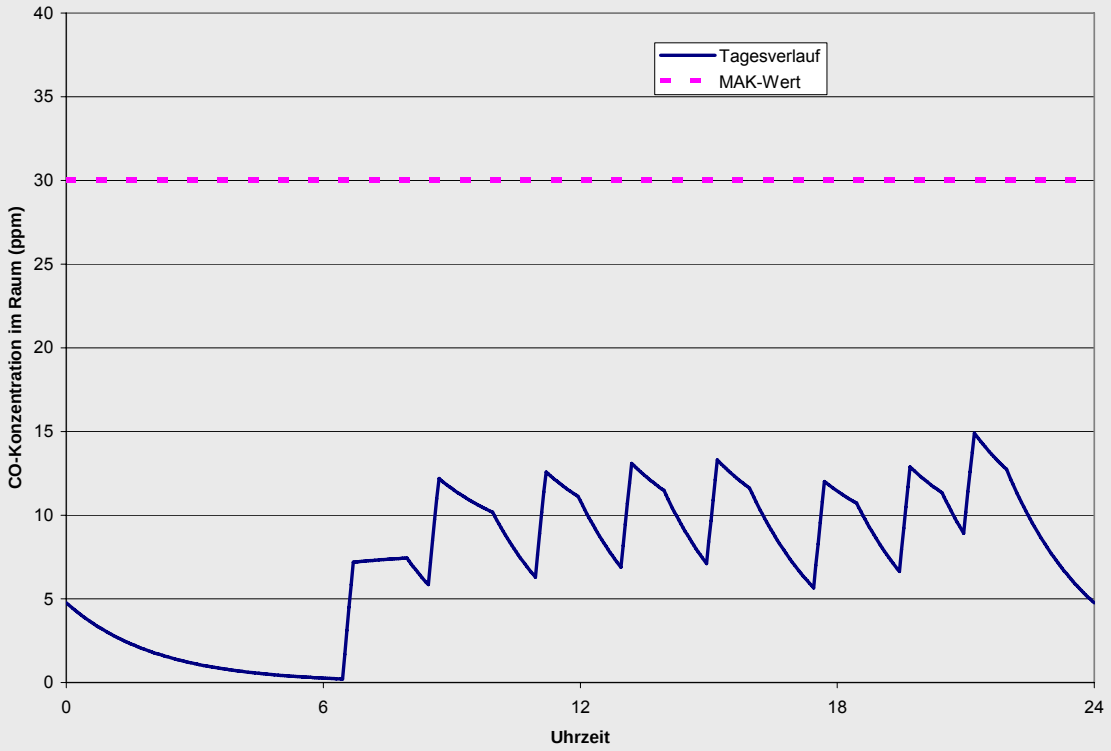
[53] Diese grob gerundeten Zahlen basieren auf einzelnen Messwerten eines speziellen Ofens, können hier also nur als erste Anhaltswerte dienen. Unterhalb der Vollast (13 kW) liegen die CO-Konzentrationen eher etwas niedriger (Messwerte bei 9 und 11 kW) als hier angegeben. Der Wert für den Anheizvorgang konnte nur sehr grob abgeschätzt werden.

[54] Dies orientiert sich an der hier vorgeschlagenen 6 Pa- Obergrenze für die Auslegung der Abluftanlage, entspricht also der durch die Anlage im Wohnraum erzeugten Druckverminderung im Vergleich zu dem (als unproblematisch angesehenen) „Normalfall ohne Lüftungsanlage“. Für den tatsächlichen Differenzdruck zwischen Feuerstätte und Wohnraum handelt es sich dagegen um einen stark vereinfachten und nicht für jeden Fall realistischen Ansatz, da z.B. weder der Effekt des Schornsteinzugs (der sich allerdings beim besonders kritschen Anheizvorgang nur allmählich aufbaut) noch ein im Ofen eingebauter Ventilator (Näheres dazu siehe in Kapitel 7.2) berücksichtigt sind.

[55] Es handelt sich hier um eine Näherungsgleichung zur groben Abschätzung des Volumenstroms in Abhängigkeit von der Druckdifferenz. Der hier zu 0,5 angesetzte Strömungsexponent kann nach [IEA 1989] je nach laminarem und turbulenten Strömungsanteil zwischen 0,5 und 1 variieren. Der Ansatz von 0,5 entspricht bei verminderter Druckdifferenz einer höheren Leckagerate, also einem pessimistischen Ansatz.

Wert von 30 ppm und auch der oben genannte Zielwert von 10 ppm werden damit auch an den ungünstigsten Betriebstagen im zeitlichen Mittel unterschritten. Genauere Werte des Tagesverlaufs der CO-Konzentration zeigt Abbildung 7.1-4.

Abbildung 7.1-4: Verlauf der CO-Konzentration im Wohnraum (kalter Wintertag): Vereinfachte Modellbetrachtung
(Betrieb des Ofens wie in Abbildung 3.7-1, erster Tag)



Jeder Anheizvorgang führt zu einem deutlichen Konzentrationsanstieg. Bei fortgesetztem Taktbetrieb während des Tages schwankt die Konzentration im Bereich des oben genannten Zielwerts von 10 ppm und überschreitet diesen auch zeitweise. Maximal treten Werte von 15 ppm auf, der MAK-Wert von 30 ppm wird also zu jedem Zeitpunkt deutlich unterschritten.

Im Sinne einer Minimierung der Emissionen in den Wohnbereich und als „Puffer“ für den Fall, dass einzelne Parameter ungünstiger liegen als hier angesetzt, werden folgende Empfehlungen für die praktische Ausführung gegeben:

- Der Auslegungsdruck der Abluftanlage sollte wie bereits erwähnt die für die Raumluftunabhängigkeit geforderte Grenze sicher einhalten. Der Unterdruck im Aufstellraum des Ofens sollte typischerweise einen Absolutbetrag von 4 - 6 Pa nicht überschreiten. Dies gilt für jeden vorgesehenen Betriebszustand, auch unter Berücksichtigung der Einstellungen von Ventilen und Ventilatoren auf der Abluftseite. Ein Differenzdruckschalter kann als zusätzliche Sicherheitseinrichtung verwendet werden (s.o.).
- Der aus Sicht des gemeinsamen Betriebs von Lüftungsanlage und Feuerstätte vernünftige Grundsatz, den Unterdruck im Wohnraum möglichst klein zu halten, stößt allerdings auch an Grenzen: Die damit verbundene höhere Undichtigkeit (z. B. durch eine größere Zahl

von Außenluftdurchlässen) erhöht die Gefahr von Zugerscheinungen bei stärkerem Wind. Eine Grenze von etwa 4 Pa wird daher in der Praxis wohl zumeist nicht unterschritten werden können.

- Je dichter die Feuerstätte ausgeführt ist, desto besser, und zwar sowohl für den Dauerbetrieb als auch zur Erhöhung der Sicherheit bei eventuellem Anstieg des Unterdrucks. Es ist also von Vorteil, Öfen zu verwenden, die möglichst eine höhere Dichtheit aufweisen, als gemäß Zulassungskriterien für die Raumluftunabhängigkeit minimal gefordert ist.
- Sehr wichtig ist in diesem Zusammenhang auch der Anschluss des Ofens an die Abgasanlage (z.B. Ofen an Abgasrohr, Abgasrohr an Schornstein). Hier ist die individuelle Ausführung im Einzelfall entscheidend, die natürlich in den oben angesetzten Prüfwerten für die Leckagerate nicht berücksichtigt ist. Eine Dichtheitsprüfung vor Ort ist bisher nicht vorgesehen, darüber hinaus ist natürlich die Dauerhaftigkeit der Abdichtung von Bedeutung [Sprung 2006]. Hier kommt es also darauf an, dass möglichste dichte und langlebige Lösungen verwendet werden. Die übliche Anschlussweise herkömmlicher raumluftabhängiger Öfen - einfache Steckverbindungen ohne jede Dichtung - erscheint nicht als ausreichend. Empfehlenswert ist beispielsweise die Verwendung elastischer Dichtringe aus EPDM (siehe Abschnitt 7.3). Die Abgastemperaturen von modernen Pelletöfen liegen in einem Bereich von 60 bis 105° C (Herstellerangaben für Wodtke ivo-tec) und erlauben die Verwendung solcher Kunststoffdichtungen.
- Die Eignung eines vorhandenen Schornsteins ist natürlich ohnehin immer zu überprüfen, nicht zuletzt im Hinblick auf seine Dichtheit. Gegebenenfalls ist ein neues Abgassystem einzusetzen.

Zusammengefasst zeigen die bisherigen Betrachtungen, dass eine Realisierung des Systems „Abluftanlage und Pelletofen“ zwar vor dem Hintergrund der geltenden technischen Regel möglich ist, aber eine besondere Sorgfalt bei der individuellen Planung und Ausführung erfordert. Die exemplarische Betrachtung der Schadstoffbelastung im Wohnraum macht deutlich, dass die Einhaltung geringer CO-Konzentrationen im Bereich 10 ppm auch an kalten Wintertagen mit hohen Betriebsanteilen des Ofens im Durchschnitt möglich ist. Allerdings wird der Zielwert von 10 ppm in dem Berechnungsbeispiel zeitweise auch überschritten und die Spielräume im Hinblick auf ungünstigere Randbedingungen erscheinen als nicht sehr groß – als Beispiel sei eine zu wenig sorgfältige oder im Laufe der Zeit nachlassende Abdichtung des Abgaswegs genannt.

Andererseits wird in der obigen vereinfachten Abschätzung der Schornsteinzug, der sich nach einigen Minuten aufbaut und dem Austritt von Rauchgasen entgegenwirkt, noch nicht berücksichtigt. Die problematische Anfangsphase kann durch ein kurzzeitiges Abschalten der Lüftungsanlage überbrückt werden. Dieser und weitere Lösungsansätze, mit denen ein Überdruck in den abgasführenden Teilen des Systems von vornherein verhindert werden soll, werden in Abschnitt 7.2 vorgestellt. Dabei wird auch der bisher und im folgenden Abschnitt 7.1.2 zunächst vernachlässigte, allerdings in den meisten – insbesondere den raumluftunabhängigen – Pelletöfen vorhandene Abgasventilator mitberücksichtigt.

Im Übrigen wird es sicherlich sinnvoll sein, zukünftig auf weitere Verbesserungen bei der Dichtheit hinzuwirken, und zwar unter Berücksichtigung des Gesamtsystems Ofen / Abgasanlage / Schornstein, der konkreten Ausführung vor Ort und der Dauerhaftigkeit. Auch Möglichkeiten für eine re-

gelmäßige Dichtheitsprüfung des Gesamtsystems in der konkreten Einbausituation könnten hier in Erwägung gezogen werden.

7.1.2 Raumluftabhängige Pelletöfen

Wenn ein Ofen nicht alle der im vorigen Kapitel genannten Voraussetzungen für eine raumluft-unabhängige Feuerstätte erfüllt, handelt es sich im Sinne der technischen Regeln um einen raumluftabhängigen Ofen. Dies gilt unabhängig davon, ob der Ofen tatsächlich dafür konstruiert ist, seine Verbrennungsluft ganz oder teilweise aus dem Aufstellraum zu entnehmen (dieser Fall wird in der vorliegenden Untersuchung „Typ A“ genannt[56]) oder ob er sich allein über eine separate Verbrennungsluftleitung aus dem Freien zu versorgt und dabei allerdings die Anforderungen für raumluftunabhängige Öfen – z.B. wegen mangelnder Dichtheit oder fehlender Zulassung - nicht erreicht („Typ B“)[57].

Für den gemeinsamen Betrieb eines raumluftabhängigen Ofens mit einer Lüftungsanlage gelten laut [ZIV 2006, DIN 1946-6] folgende Regeln:

- Ein gemeinsamer Betrieb von Ofen und Abluftanlage ist ohne zusätzliche Sicherheitseinrichtung möglich, wenn eine externe Verbrennungsluftversorgung vorliegt (Typ B) und außerdem die Abluftanlage auf einen maximalen Unterdruck im Aufstellraum von 4 Pa ausgelegt ist.
- Auch wenn diese Bedingungen nicht eingehalten werden (also Typ A vorliegt und / oder die Anlage auf einer höheren Unterdruck im Aufstellraum als 4 Pa ausgelegt ist), ist ein gemeinsamer Einsatz von Ofen und Abluftanlage möglich, wenn gleichzeitig eine Sicherheitseinreichtung[58] vorhanden ist, die gewährleistet, dass kein gefährlicher Unterdruck entstehen kann. Dabei werden zwei Arten von Sicherheitseinrichtungen unterschieden:
  - Systeme für einen wechselseitigen Betrieb, die verhindern, dass Lüftungsanlage und Ofen gleichzeitig betrieben werden.
  - Systeme für einen gemeinsamen (d.h. gleichzeitigen) Betrieb, dabei handelt es sich in der Regel um die bereits in Abschnitt 7.1.1 beschriebenen Differenzdruckschalter.

Auch im Fall raumluftabhängiger Öfen gibt es also nach den technischen Regeln zunächst einmal die Möglichkeit, diese gemeinsam mit einer Abluftanlage zu installieren. Wie in Kapitel 7.1.1 sind aber auch hier die Bedingungen vor dem Hintergrund der in diesem Forschungsprojekt untersuchten Systemkonfiguration noch einmal genauer zu hinterfragen:

---

[56] Die in der vorliegenen Untersuchung gewählte Bezeichnung Typ A und Typ B wurde hier zur einfacheren Unterscheidung getroffen und ist sonst nicht üblich.

[57] Das Vorhandensein einer externen Leitung für die Zuführung der Verbrennungsluft ist dabei nicht ausreichend, um den Typ B zu identifizieren: Viele Öfen sind auch in diesem Fall darauf ausgelegt, einen Teil der Verbrennungsluft aus dem Aufstellraum zu entnehmen.

[58] mit DIBT-Zulassung bzw. nach Produktnorm (DIN 18841:2005-12)

- Der wechselseitige Betrieb von Ofen und Abluftanlage ist eine sichere Lösung zur Vermeidung der durch den Unterdruck der Abluftanlage erzeugten Probleme. Er würde allerdings im Vergleich zum gemeinsamen Betrieb dazu führen, dass die Wärmeerzeugung der Abluft-Wärmepumpe weiter zurückgedrängt und der Holzpelletverbrauch weiter erhöht wird. Außerdem widerspricht eine vom Ofenbetrieb abhängige Abschaltung der Abluftanlage dem Ziel, eine kontinuierliche Grundlüftung des Gebäudes zu erreichen. Es handelt sich hier also um eine quantitative Abwägung: Wenn der Ofen so ausgelegt ist, dass er nur einen sehr kleinen Anteil zum Gebäude-Wärmebedarf liefert[59], kann der wechselseitige Betrieb ohne zu große negative Auswirkungen auf den Pelletverbrauch und die kontinuierliche Gebäudelüftung eventuell möglich sein. In diesem Fall handelt es sich, angesichts der in den folgenden Punkten beschriebenen Probleme, aus der Perspektive eines sicheren Betriebs um die beste Lösung bei Wahl einer raumluftabhängigen Feuerstätte. In dem in den vorangehenden Kapiteln untersuchten „Basisfall“ (vgl. Tabelle 4.1-1) mit einem Heizwärmebedarf von 55 kWh/m²a und einer reinen Abluftwärmepumpe wären die Auswirkungen aber relativ groß: Wenn die Abluftwärmepumpe immer bei Ofenbetrieb abgeschaltet wird, verringert sich ihr Beitrag zur Wärmelieferung von 29,7 auf 21,2 kWh/m²a, derjenige des Ofens erhöht sich entsprechend. Der Pelletverbrauch würde von 33,3 kWh/m²a auf 42,5 kWh/m²a ansteigen. Als Variante wurde noch ein Betrieb des Ofens auf hoher Leistungsstufe (10 - 13 kW) bei gleichzeitiger Erhöhung des Speichervolumens auf 500 Liter untersucht. Auf diese Weise ließe sich die Betriebszeit des Ofens tatsächlich deutlich verringern und der Anstieg des Pelletverbrauchs auf circa 36 kWh/m²a begrenzen. Die Laufzeit des Ofens betrüge etwa 340 Stunden, während dieser Zeit würde die Gebäudelüftung ausgeschaltet bleiben[60]. Allerdings erscheint ein so großer Speicher beim dezentralen System nicht unbedingt als realistisch. Ferner ist ganz allgemein zu bedenken, dass ein häufigeres Takten der Wärmepumpe zu höherem Verschleiß führen kann. Ein wechselseitiger Betrieb von Ofen und Abluftanlage käme also vermutlich nur in besonderen Fällen und bei weiter vermindertem Heizwärmeverbrauch in Frage.
- Für einen gemeinsamen, d.h. gleichzeitigen Betrieb mit einer Lüftungsanlage liegen bei einem Ofen nach Typ A, der seine Verbrennungsluft gezielt (und nicht nur zu einem kleinen Anteil über Leckagen wie bei Typ B) aus dem Aufstellraum entnimmt, besonders ungünstige Voraussetzungen vor: Auch hier handelt es sich um eine Störung der erwünschten kontinuierlichen Grundlüftung, die von den Betriebsbedingungen des Ofens abhängt (insbesondere vom unterschiedlichen Schornsteinzug) und kaum zu kalkulieren ist. Ein Ofen nach Typ A erscheint also für den gemeinsamen Betrieb mit einer Abluftanlage als kaum geeignet.
- Vor diesem Hintergrund kommt also bei angestrebtem gleichzeitigen Betrieb wenn nur Typ B überhaupt in Frage. Dieser entspricht vom Grundsatz her der Idee des raumluftunabhängigen Ofens, ohne allerdings dessen Dichtheit zu erreichen bzw. nachweisen zu kön-

[59] z.B. weil die Wärmedämmung Passivhausniveau hat und/oder ergänzend oder alternativ zur Abluft-Wärmepumpe eine entsprechend groß dimensionierte Erdreich-Wärmepumpe vorhanden ist.

[60] Der Maximalwert der täglichen Ofenlaufzeit beliefe sich auf 7 Stunden. Zum Vergleich: Im Basisfall mit gleichzeitigem Betrieb von Ofen und Lüftungsanlage beträgt die Ofenlaufzeit knapp 570 Stunden im Jahr (Höchstwert 9 Stunden am Tag).

nen. Die Überlegungen in Abschnitt 7.1.1 sprechen aber dafür, immer eine möglichst hohe Dichtheit anzustreben, also den raumluftunabhängigen Ofen dem raumluftabhängigen nach Typ B vorzuziehen.

- Die Begrenzung des Unterdrucks im Aufstellraum von 4 Pa oder weniger würde zwar nach den genannten Regeln den Betrieb eines Ofens von Typ B erlauben, widerspräche aber den Empfehlungen von Abschnitt 7.1.1, den Unterdruck der Abluftanlage aus den dort genannten Gründen auch wiederum nicht zu klein anzusetzen. Denkbar wäre also allenfalls eine Auslegung in unmittelbarer Nähe zu dem Grenzwert von 4 Pa. Allerdings wären damit die Probleme in der Anheizphase noch nicht gelöst: Gerade in den ersten Minuten sind beispielsweise die CO-Konzentrationen mit Abstand am höchsten[61]. Zu Beginn dieser Phase hat sich aber auch der Schornsteinzug noch nicht aufgebaut. Je nach Undichtigkeit des Ofens ist also in dieser Phase ein mehr oder weniger hoher Eintrag von Schadstoffen (auch von störenden Gerüchen) nicht zu vermeiden.

Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass ein gemeinsamer, d.h. gleichzeitiger Betrieb von raumluftabhängigem Pelletofen und Abluftanlage nicht empfohlen werden kann. Hier ist immer der raumluftunabhängige Ofen vorzuziehen.

Denkbar ist allenfalls in besonderen Situationen (bei sehr niedrigem Beitrag des Ofens zur Wärmelieferung und entsprechend niedrigen Betriebszeiten) der wechselweise Betrieb von Ofen und Abluftanlage.

7.2 Weitergehende Ansätze zur Vermeidung von Abgasemissionen in den Wohnraum

Dieses Kapitel behandelt die Frage, ob durch geeignete Maßnahmen Abgasemissionen in den Wohnraum bei Normalbetrieb des Pelletofens verhindert werden können, die sonst wie beschrieben in geringem Umfang auch beim raumluftunabhängigen Ofen – insbesondere während der Anheizphase - auftreten können. Es handelt sich dabei teilweise um erste Vorüberlegungen für denkbare Systemkonfigurationen, die hier im Hinblick auf ihre Auslegung, Regelung und praktische Anwendbarkeit nicht im Detail untersucht werden können.

Es werden zunächst drei prinzipielle Lösungswege vorgestellt: Das Abschalten der Lüftungsanlage während der Anheizphase des Ofens, der Einsatz eines Abgasventilators im Schornsteinkopf und der Anschluss der Verkleidung des Ofens an die Abluftanlage. Am Ende wird eine Anwendung bei einem raumluftunabhängigen Ofen mit integriertem Abgasventilator diskutiert.

Zeitweises Abschalten der Lüftungsanlage

Bei entsprechender Auslegung des Gesamtystems (Ofen und Abgasanlage) kann sich im kontinuierlichen Ofenbetrieb ein ausreichender Schornsteinzug einstellen, der einen Austritt von Schadgasen in den Wohnraum verhindert. Das Problem besteht also vor allem in der Anfahrphase, wenn sich der Schornsteinzug noch nicht aufgebaut hat und gleichzeitig die CO-

[61] Dies ist auch aus der von der Firma Wodtke zur Verfügung gestellten Messkurve zu erkennen.

Abgaskonzentrationen am höchsten sind. Als Gegenmaßnahme gibt es die relativ einfach zu realisierende Möglichkeit, während der Startphase des Ofens die Lüftungsanlage abzuschalten. Auch eine Differenzdrucküberwachung nach Abbildung 7.1-2, bei der diese Abschaltung bereits vorgesehen ist [Wodtke 2009], wird auf diese Weise ermöglicht.

Die Lösung entspricht vom Grundsatz her dem im vorigen Abschnitt beschriebenen wechselseitigen Betrieb von Ofen und Lüftungsanlage, beschränkt das Abschalten der Lüftung allerdings zeitlich auf nur wenige Minuten während der Anheizphase des Ofens, so dass die Auswirkungen auf die Gebäudelüftung und den Deckungsgrad der Abluftwärmepumpe deutlich geringer sind:

Schätzt man unter Annahme einer Startphase von 15 Minuten die Reduzierung der Wärmepumpenlaufzeit und damit auch die Abnahme der Wärmeproduktion ab, so erhält man im Basisfall einen Wert von weniger als 5 %[62]. Die Wärmelieferung der Abluftwärmepumpe läge damit etwa 1,4 kWh/m²a niedriger (bei 28,3 statt 29,7 kWh/m²a). Rechnet man eine entsprechend höhere Wärmeproduktion des Ofens ein, so würde sich der Pelletverbrauch von 33,3 auf 34,9 kWh/m²a (also nur unwesentlich) erhöhen.

Auch die Auswirkungen auf die Raumluftqualität wären relativ gering: Maximal treten im Basifall bei kaltem Winterwetter acht Anfahrzyklen des Ofens pro Tag auf. Die Lüftungsanlage würde an diesen Tagen achtmal eine Viertelstunde abgeschaltet, insgesamt also immer noch 22 Stunden laufen. Nachteilig ist allerdings das häufigere Takten der Wärmepumpe.

Abgasventilator am Schornsteinkopf

Der Druck im Brennraum und im Abgasweg wird über ein Gebläse am Schornsteinkopf („Rauchsauger“) bereits in der Anheizphase (d.h. noch ohne Schornsteinzug) unter den Druck im Aufstellraum gesenkt. Dies ist je nach Auslegung des Systems gegebenenfalls durch eine Blende in der Zuleitung der Verbrennungsluft zu gewährleisten, an der mindestens der Differenzdruck abfällt, der auch durch die Abluftanlage im Aufstellraum erzeugt wird. Ob der Abgasventilator nur in der Anheizphase oder während der gesamten Betriebszeit des Ofens (ergänzend zum entwickelten Schornsteinzug) eingesetzt wird, sei hier offen gelassen.

[62] Im Basisfall: 600 Anschaltphasen des Ofens à 15 Minuten im Vergleich zu einer Gesamtlaufzeit der Wärmepumpe von 3247 Stunden.
Entscheidend ist dabei eigentlich nicht die Länge des Anheizprogramms des Ofens, sondern die Zeit, bis zu der sich ein ausreichender Schornsteinzug aufgebaut hat. Je nach Gesamtkonfiguration kann diese auch kürzer sein als die hier angesetzten 15 Minuten.

Abbildung 7.2-1: Einsatz eines Abgasventilators am Schornsteinkopf (exemplarische Werte für den angestrebten Druckverlauf)

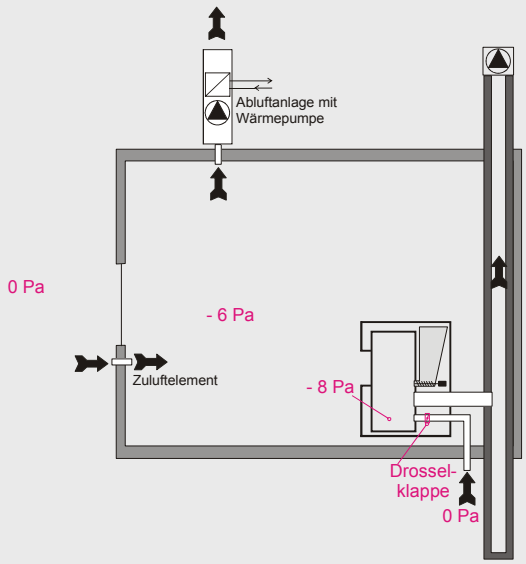
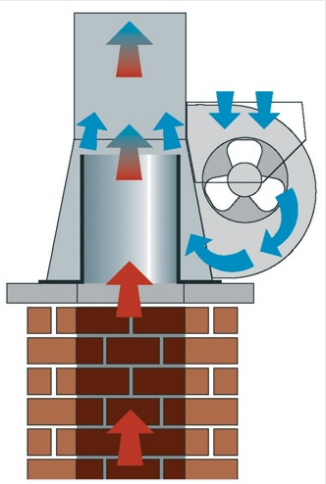


Abbildung 7.2-2 zeigt einen Abgasventilator, der nach dem Injektionsprinzip funktioniert und dessen Motor daher nicht den Temperaturen und der Verschmutzung des Abgasstroms ausgesetzt ist. Die derzeit erhältliche Ausführung ist allerdings mit einer Leistungsaufnahme von bis zu 170 W und einem Vördervolumen bis zu 700 m³/h für einen kleinen Pelletofen überdimensioniert.

Abbildung 7.2-2: Rauchsauger mit einem Injektionsluftstrom (Werkbild Kutzner und Weber)



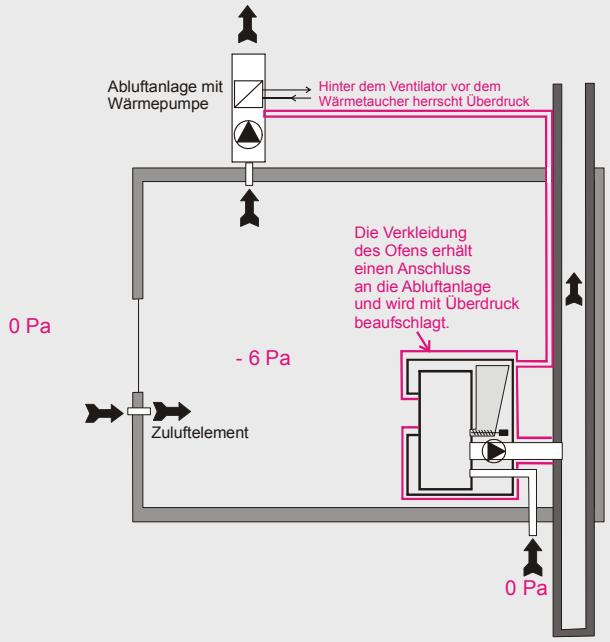
Anschluss der Ofenverkleidung an die Abluftanlage

Der Ofen erhält eine relativ dichte, bis an den Schornsteinanschluss reichende Verkleidung mit einem Stutzen, der über eine Druckleitung (z.B. Schlauch) mit dem Ausgang des Abluftventilators des Wohnungslüftungssystems verbunden wird. Auf diese Weise wird das Druckniveau hinter dem Abluftventilator (welches oberhalb des Außendrucks liegt) auf die Verkleidung von Ofen und Abgassystem übertragen. Damit liegt bei richtiger Auslegung des Gesamtsystems ein Überdruck vor, der einen Austritt von Schadgasen verhindert.

Die Frage, inwieweit ein solcher Ansatz tatsächlich praktikabel und umsetzbar ist, wäre noch genauer zu untersuchen. Eine wichtige Rolle spielt dabei nicht zuletzt das erreichbare Dichtheitsniveau von Ofen und Verkleidung.

Diese Lösung setzt außerdem voraus, dass der Schornstein selbst vollständig dicht ist und keinen nennenswerten Schadgasaustritt zulässt. Andererseits ließe sich das „Überdruckprinzip“ grundsätzlich auch auf den Einbau eines neuen Abgassystems mit konzentrischem Innen- und Außenrohr übertragen.

Abbildung 7.2-3: Anschluss der Verkleidung des Ofens an die Abluftanlage
Durch den Überdruck werden eventuelle Undichtigkeiten am Ofen von außen nach innen durchströmt.



Übertragung auf einen raumluftunabhängigen Ofen mit Abgasventilator

In den bisherigen Überlegungen ist noch nicht berücksichtigt worden, dass in raumluftunabhängigen Öfen insbesondere für die Luftmengenregelung Abgasventilatoren eingebaut sind, welche ebenfalls die Druckverhältnisse beeinflussen. Wir gehen bei den folgenden Betrachtungen davon aus, dass der Ventilator am Ende des Abgasweges innerhalb des Ofens, d.h. kurz vor dem An-

schluss an das Abgasrohr eingebaut ist[63]. Er wirkt sich damit günstig auf die Verhältnisse im Ofen selbst aus, da er dort zu einer Druckverminderung führt. Gleichzeitig bewirkt er aber auch eine Erhöhung des Drucks im Abgasrohr, so dass die dauerhafte Dichtheit der entsprechenden Anschlüsse (Ofen an Abgasrohr, Abgasrohr an Schornstein) gegebenenfalls weiter an Bedeutung gewinnt[64].

Das zuerst diskutierte Konzept, das zeitweise Abschalten der Lüftungsanlage während der Anfahrphase des Ofens, ist unter der Voraussetzung weiter anwendbar, dass das Gesamtsystem so ausgelegt ist, dass der Schornsteinzug nach einer Startphase ausreichend groß ist, um das Druckniveau am Ausgang des Ofens unter dasjenige des Aufstellraums zu senken (vgl. auch die Prinzipdarstellung des Druckverlaufs vor dem Aufbau des Schornsteinzugs in Abbildung 7.2-4, unten).

Die zweite Lösung, der Einsatz eines Abgasventilators am Schornsteinkopf zur Erzeugung eines künstlichen Schornsteinzugs erscheint ebenfalls „universell“ anwendbar. Allerdings sind die am Markt verfügbaren Rauchsauger bezogen auf den projektierten Volumenstrom und den Stromverbrauch zu groß für diese Aufgabe. Um der Beanspruchung durch Wetter und Abgase gewachsen zu sein, werden derzeit schwere und wenig effiziente Asynchronmotoren eingesetzt. Wünschenswert wäre die Verfügbarkeit eines Rauchsaugers mit gekapseltem, drehzahlgeregeltem DC-Antrieb, wie er zunehmend in Antrieben für Lüfter und Pumpen Verwendung findet. Dadurch bestünde auf längere Sicht eventuell auch die Option, neue Ofenkonzepte zu entwickeln, die auf den eingebauten Abgasventilator verzichten und dessen Aufgaben auf das Gebläse am Schornstein übertragen[65].

Im Hinblick auf den dritten Lösungsansatz, den Anschluss der Ofenverkleidung an die Abluftanlage, ergibt sich eine deutliche Vereinfachung. Unter der Voraussetzung, dass der im Abgasstutzen des Ofens eingebaute Ventilator zu jeder Zeit einen Unterdruck im Ofen gegenüber dem Aufstellraum erzeugt (was natürlich erst zu prüfen wäre), bräuchte nicht mehr gesamte Ofen, sondern nur noch eine dahinter liegende Verkleidung des Abgasrohrs[66] an die Abluftanlage angeschlossen werden. Diese Situation ist in Abbildung 7.2-4 dargestellt (inklusive schematischem Druckverlauf für den Zeitpunkt des Anfahrens, bevor sich der Schornsteinzug aufgebaut hat).

---

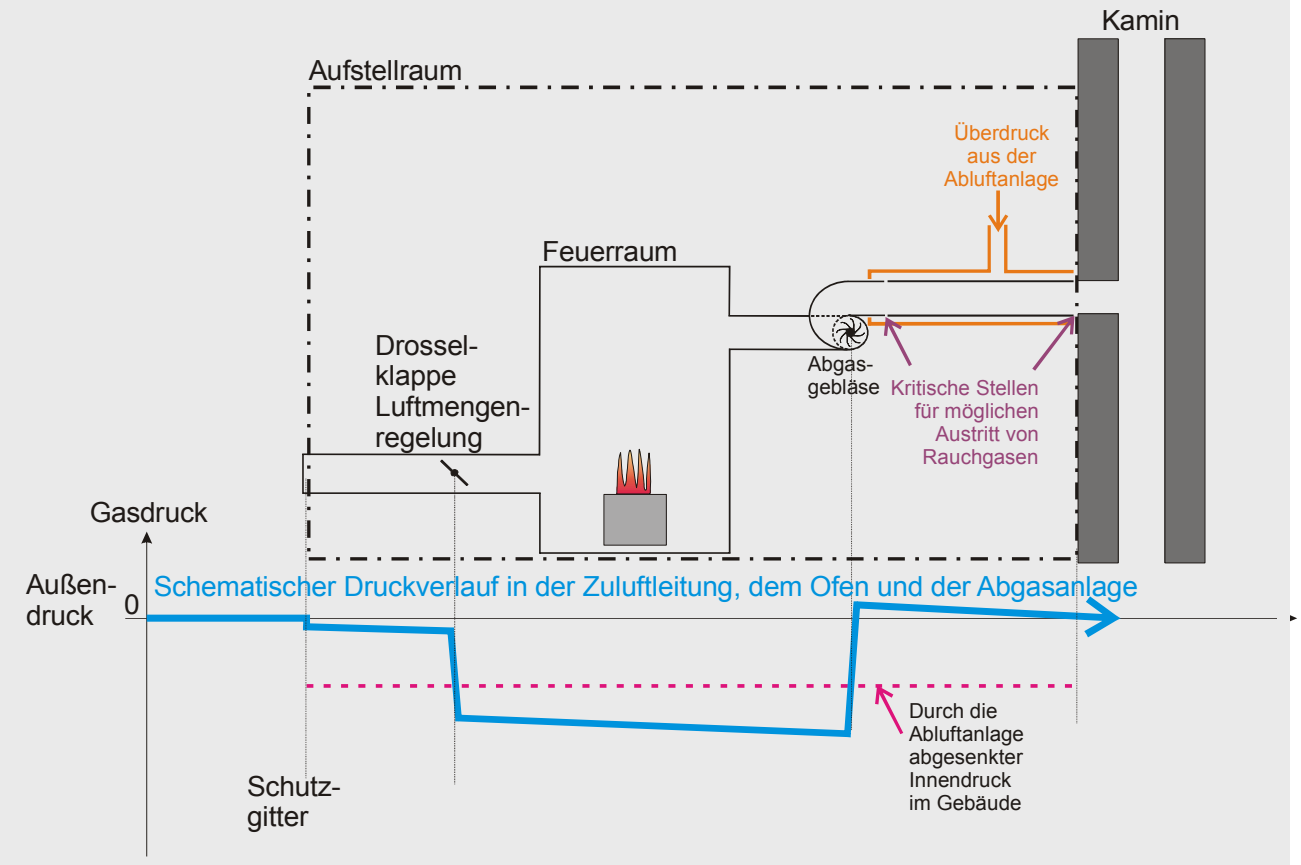
[63] Dies ist beispielsweise in dem Abbildung 7.2-4 gezeigten Ofen der Fall.

[64] In der Regel werden die Strömungswiderstände im Ofen selbst diejenigen des Abgasweges deutlich überschreiten, so dass der vom Ventilator erzeugte Differenzdruck größtenteils im Ofen abfällt und die Druckerhöhung hinter dem Ventilator im Verhältnis gegebenenfalls eher gering ist. Die Abschätzungen in Abschnitt 7.1 hatten allerdings gezeigt, dass auch Druckdifferenzen von wenigen Pascal relevante Auswirkungen auf Leckageraten haben können.

[65] Alternativ zur Drehzahlregelung des Gebläses käme dabei eventuell auch eine Luftmengenregelung über eine Drosselklappe in der Verbrennungsluft-Zuleitung in Frage.

[66] Diese Verkleidung müsste die Anschlüsse des Abgasrohrs an den Ofen und den Schornstein umfassen.

Abbildung 7.2-4: Ofen mit Ventilator im Abgasstutzen (Druckverlauf ohne Schornsteinzug)



Grundsätzlich sind auch Übertragungen (z.B. des zweiten Ansatzes mit Abgasventilator am Schornsteinkopf) auf raumluftabhängige Öfen des Typs B denkbar. Ob dies tatsächlich zu befriedigenden Lösungen führen würde, wäre aber vorher genau zu untersuchen. Es ist jedenfalls zu beachten, dass eine raumluftunabhängige, möglichst dichte Ausführung der Feuerstätte immer eine zusätzliche Sicherheit gegen den Eintrag schädlicher Abgase in den Wohnraum bietet. Dies gilt auch für Situationen, die weitgehend unabhängig vom gemeinsamen Betrieb mit einer Abluftanlage sind und daher hier nicht näher untersucht wurden – etwa den Einfluss starken Windes auf die Druckverhältnisse im Gebäude und in der Feuerstätte.

7.3 Abgassysteme

Für Pelletöfen werden unterschiedliche Abgassystemen aus Edelstahl und keramischem Material angeboten. Damit die Abgase nicht so weit abkühlen, dass es zur Ablagerung von Holzteer (Versottung) kommt, werden sie in der Regel noch mit einer Wärmedämmschicht versehen. Als Abdichtung zwischen den Rohrabschnitten sind konische Steckverbindungen, oder bei Abgastemperaturen unter 200° C auch Steckverbindungen mit Dichtungen aus hitzefesten Kunststoffen wie Äthylenkautschuk EPDM in Gebrauch. Auch zur Verbindung zwischen dem Abgasstutzen des Ofens und der Abgasleitung sind Schellen mit einer Dichtungseinlage aus diesem Material erhältlich. Werden die Abgastemperaturen in allen Betriebszuständen ausreichend niedrig gehalten, so erscheint eine sehr dauerhafte und weitgehend gasdichte Verbindung zwischen Ofen und Abgasanlage möglich.

Abbildung 7.3-1: Anschlussmanschette für die Verbindung von Ofen und Abgasanlage mit einer Dichtung aus EPDM (Werkbild Kutzner und Weber)

8 Emissionen bei der Pelletverbrennung

8.1 Überblick

Das folgende Kapitel behandelt die Schadstoffemissionen, mit denen die Gebäudeheizung die Umwelt belastet. Betrachtet werden die „klassischen“ Luftschadstoffe, die, im Gegensatz zu dem langfristig das Weltklima gefährdenden CO_2, unmittelbar umwelt- bzw. gesundheitsschädlich sind.

Anlass der Betrachtung ist der Umstand, dass Holz in seiner Eigenschaft als Festbrennstoff zunächst einmal ungünstigere Voraussetzungen für die Minimierung der Schadstoffemissionen mit sich bringt als die heute für die Beheizung vorwiegend eingesetzten Energieträger Heizöl und Erdgas. Es stellt sich also die Frage, inwieweit dieser Nachteil durch Einsatz moderner Verbrennungstechnik und die enge Begrenzung des Biomasseverbrauchs im Niedrigenergiehaus mit Kombisystem ausgeglichen werden kann.

Die betrachteten Luftschadstoffe werden im Folgenden kurz erläutert (vgl. z. B. auch Übersicht in [Wagner 1998]):

Feinstaub

Anders als bei Feuerungen für flüssige und gasförmige Brennstoffe, die fast rückstandsfrei verbrennen, fallen bei der Verbrennung von Holz zwangsläufig immer auch feste Bestandteile (Asche) an. Teile davon finden sich im Abgasstrom als Flugasche und gelangen so in die Umgebung. Feuerungen mit einer stark turbulenten Strömung wie etwa Kamine emittieren mehr, als Feuerstätten die gleichmäßig und kontinuierlich durchströmt werden. Die Aufmerksamkeit gilt in erster Linie den Feinstäuben, weil diese kleinen Partikel lange (bis zu etwa 10Tagen) in der Schwebe bleiben und besondere negative Auswirkungen auf die menschliche Gesundheit haben können. Werden solche Feinstäube mit einer Partikelgröße unter 10 μm inhaliert, können sie das Lungengewebe schädigen. Bei Holzfeuerungen besteht der überwiegende Teil (etwa 80%) der gesamten Staubemissionen aus diesem Feinstaub. Zurzeit findet in Fachkreisen eine intensive Forschungstätigkeit und Diskussion über die biologische Wirksamkeit (Toxizität) dieser Stäube aus Holzfeuerungen statt – auch im Vergleich zu anderen Quellen wie z.B. Dieselruß (vgl. [UBA 2007]). Diese Fragen erscheinen gegenwärtig noch nicht ausreichend geklärt, so dass noch keine sichere Bewertung der Staubemissionen bei der Holzverbrennung vorgenommen werden kann.

Grundsätzlich ist zu beachten, dass automatische Holzfeuerungen deutlich besser abschneiden als handbeschickte. Der vollständige Ausbrand in den automatischen Feuerungen bewirkt, dass in den Feinstaubemissionen sehr wenig unverbrannter Kohlenstoff enthalten ist. Demzufolge bilden sich im Abgas die (teils krebserregenden) partikelgebundenen polyzyklischen aromatischen Kohlenwasserstoffen (PAK) in deutlich geringerem Umfang [Wörgetter 2009].

Kohlenmonoxid (CO)

Kohlenmonoxid entsteht immer dann, wenn eine Verbrennung unvollständig abläuft. Das Gas ist toxisch, weil es eingeatmet die Sauerstoffaufnahme des Körpers unterbindet. Ab einer Konzentration von 1.500 ppm in der Atemluft führt eine Kohlenmonoxydvergiftung nach einer Stunde zum Tod durch Ersticken. Außerdem ist CO an der Entstehung von bodennahem Ozon beteiligt.

Stickoxide (NOx)

Bei allen Verbrennungsvorgängen entstehen Stickoxide NO_x (d.h. NO bzw. NO_2) als Verbindung zwischen dem Stickstoff der Luft und dem Sauerstoff, aber auch durch Oxidation von stickstoffhaltigen Verbindungen, die im Brennstoff enthalten sind. Das entstehende NO reagiert in der Luft weiter zu dem gesundheitsschädlicheren NO_2. Aus NO_2 kann sich Salpetersäure bilden, die etwa zu einem Drittel an der Bildung des sauren Regens beteiligt ist. Außerdem können Stickoxide die Gesundheit schädigen, insbesondere auch als Vorläufersubstanz bei der Bildung von bodennahmen Ozon. Entscheidend für die Menge des bei der Verbrennung entstehenden NO_x ist die Temperaturverteilung im Brennraum. Hohe Temperaturen, die für eine besonders vollständige Verbrennung positiv wären, begünstigen gleichzeitig die Bildung von Stickoxiden. Die Ofenhersteller sind deshalb gezwungen, einen Kompromiss zwischen den Anforderungen nach einem besonders guten Ausbrand mit geringen CO-Emissionen und geringen Stickoxid-Emissionen zu suchen.

Kohlenwasserstoffe (Cges)

Unter diesem Begriff werden alle (flüchtigen) organischen Verbindungen aus Kohlenstoff und Wasserstoff zusammengefasst (Andere Abkürzungen: CnHm, VOC bzw. bei Ausnahme von Methan: NMVOC). Diese Stoffe können gesundheitsschädlich sein bzw. zur photochemischen Smogbildung beitragen.

Schwefeldioxid

Die Emissionen hängen vom Schwefelgehalt des Brennstoffs ab. Ähnlich wie Heizöl enthalten auch Pellets geringe Mengen an Schwefel. Nach [GEMIS 2009] liegen die Emissionen an Schwefeldioxid bei einer Pelletverbrennung mit 670 mg/kWh Endenergie leicht über denen von Heizöl, die mit 525 mg/kWh angegeben werden. Durch den vermehrten Einsatz von schwefelarmem Heizöl wird sich der Abstand zukünftig vergrößern. Schwefeldioxid trägt zur Versauerung der Böden bei.

Die folgenden beiden Abbildungen geben eine Übersicht über die Emissionsverhältnisse verschiedener Heizsysteme. Abbildung 8.1-1 vergleicht alte und moderne Holzfeuerungen, Abbildung 8.1-2 verschiedene Kombinationen von Wärmeversorgungssystemen und Gebäude-Dämmstandards. In beiden Fällen handelt es sich um sehr grobe Abschätzungen der jeweiligen Emissionswerte, die nur dazu dienen sollen, dem Betrachter die ungefähren Größenordnungen zu vermitteln. Aus diesem Grund sind für die Emissionen im zweiten Fall keine genauen Zahlenwerte, sondern Prozentwerte bezogen auf einen Referenzfall angegeben.

Abbildung 8.1-1: Vergleich der Schadstoffemissionen alter und neuer Holzfeuerungen
Angaben in Miligramm pro Kubikmeter Abgas[67]
[Hoffmann 2003, Hartmann 2003]

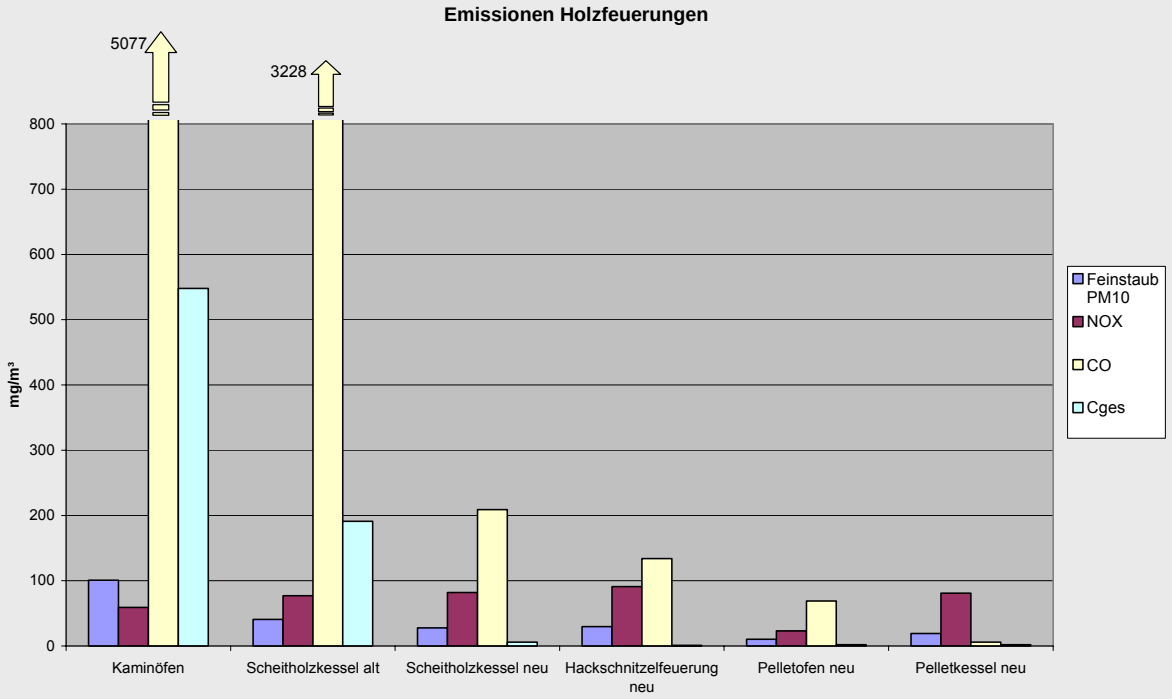


Abbildung 8.1-1 macht deutlich, dass in modernen Pelltöfen und –kesseln erhebliche Fortschritte bei der Schadstoffminderung erreicht wurden. Hohe Schadstoffemissionen bei der Holzfeuerung im Bestand resultieren daraus, dass in der Fläche vielfach noch eine veraltete Feuerungstechnik eingesetzt wird, die bei sinkendem Leistungsbedarf die Zuluft drosselt und so eine unvollständige Verbrennung verursacht. Eine solche Art der Leistungsregelung war noch bis vor wenigen Jahren bei Feststoffkesseln üblich. Hinzu kommt, dass die Öfen und Kessel oft falsch bedient werden und dass häufig zu feuchtes oder gar verunreinigtes Holz verbrannt wird.

Verglichen damit liegen die Vorteile einer automatisch geregelten Verbrennung auf der Hand:

- Sie verhindert Fehlbedienungen, weil der gesamte Verbrennungsprozess selbsttätig geregelt wird. Deshalb ist das Abgas, abgesehen von einer wenige Minuten dauernden Startphase weitgehend unsichtbar und geruchlos.
- Durch die Verwendung von nach DIN 51731 genormten und güteüberwachten Pellets wird sichergestellt, dass der Feuchtegehalt und die Zusammensetzung des Brennstoffes auf die Bedürfnisse der Verbrennung abgestimmt sind. Das Mitverbrennen von Abfällen wird ausgeschlossen.

[67] In den ausgewerteten Quellen waren die Emissionen zum Teil nicht, wie eigentlich erwünscht, auf die erzeugte Kilowattstunde Wärme sondern auf den sogenannten Normkubikmeter Abgas bezogen angegeben worden, wobei teilweise noch eine Normierung auf 13 % Sauerstoffgehalt im Abgas durchgeführt worden ist.
PM10: Feinstaub der Partikelgröße ≤ 10 Mikrometer

- Durch die geringe und definierte Größe der Pellets können in einem kleinen Brennraum alle Phasen der Verbrennung (Erhitzung, Trocknung, Ausgasung, Abbrand, Glut) gleichzeitig erfolgen. Das ist die Voraussetzung für eine kontinuierliche schadstoffarme Verbrennung und die Zündung durch ein relativ kleines elektrisches Heizelement.

Wie die Abbildung 8.1-1 zeigt, war es mit der Einführung der Pelletverbrennung möglich, den Ausstoß der wesentlichen Luftschadstoffe gegenüber herkömmlichen Öfen in erheblichem Umfang zu verringern (s. auch [Hartmann 2003])[68]. Dass die auf dem Prüfstand gemessenen günstigeren Werte auch im Praxisbetrieb erreicht werden, konnte durch Feldtests des Austrian Bioenergy Centre 2006 nachgewiesen werden [Schwarz 2007].

Die folgende Abbildung 8.1-2 vermittelt einen Eindruck davon, wie sich die Schadstoffemissionen in einem auf Niedrigenergiehausstandard gedämmten und mit den hier untersuchten Kombisystemen versorgten Gebäude im Vergleich zu anderen Fällen (jeweils definiert über den Gebäudewärmeschutz und das Heizsystem) darstellen. Es soll hier vor allem die Frage beantwortet werden, inwieweit die prinzipiellen Nachteile, die aus Sicht der Schadstoffemissionen bei Verwendung des Festbrennstoffs Holz zunächst einmal bestehen, durch die Verwendung moderner Feuerungstechnik mit Pelletverbrennung einerseits und die – in Verbindung mit dem Niedrigenergiehausstandard realistische – Beschränkung des Biomasseensatzes auf Werte in der Nähe von 35 kWh/m²a andererseits ausgeglichen werden können. Die Auswertung wurde mit Hilfe des Programms GEMIS durchgeführt [GEMIS 2009]. Es werden folgende Fälle betrachtet:

- Nicht gedämmte Bestandsgebäude mit einem Heizwärmeverbrauch von 150 kWh/m²a, der über eine dezentrale Ofenheizung (Kohle bzw. Holz, Jahresnutzungsgrad jeweils 80 %) erzeugt wird sowie einem Warmwasserverbrauch von 15 kWh/m²a, der direkt elektrisch (z.B. über einen Durchlauferhitzer) gedeckt wird.
- Nicht gedämmte Bestandsgebäude mit einem Wärmeverbrauch von 200 kWh/m²a für Heizung und Warmwasser [69] und Zentralheizung mit älteren Öl- bzw. Erdgas-Kessel (Jahresnutzungsgrad jeweils 83 bzw. 85 %, Hilfsstromverbrauch 2,5 kWh/m²a). Die Variante mit Öl-Zentralheizung dient dabei als Referenzfall der Untersuchung (alle Emissionswerte = 100 %)
- Niedrigenergiehaus mit moderner Zentralheizung über Öl- bzw. Erdgas-Brennwertkessel (Jahresnutzungsgrad 96 % bzw. 98 %), die den Gesamtwärmeverbrauch von 80 kWh/m²a deckt. Ansatz für den Hilfsstromverbrauch 2 kWh/m²a.
- Niedrigenergiehaus mit Kombisystem, dezentral bzw. zentral (Pelletkessel, Nutzungsgrad 83 %). Die energetischen Kennwerte entsprechen den Simulationsergebnissen für die dezentrale und zentrale Basisvariante.

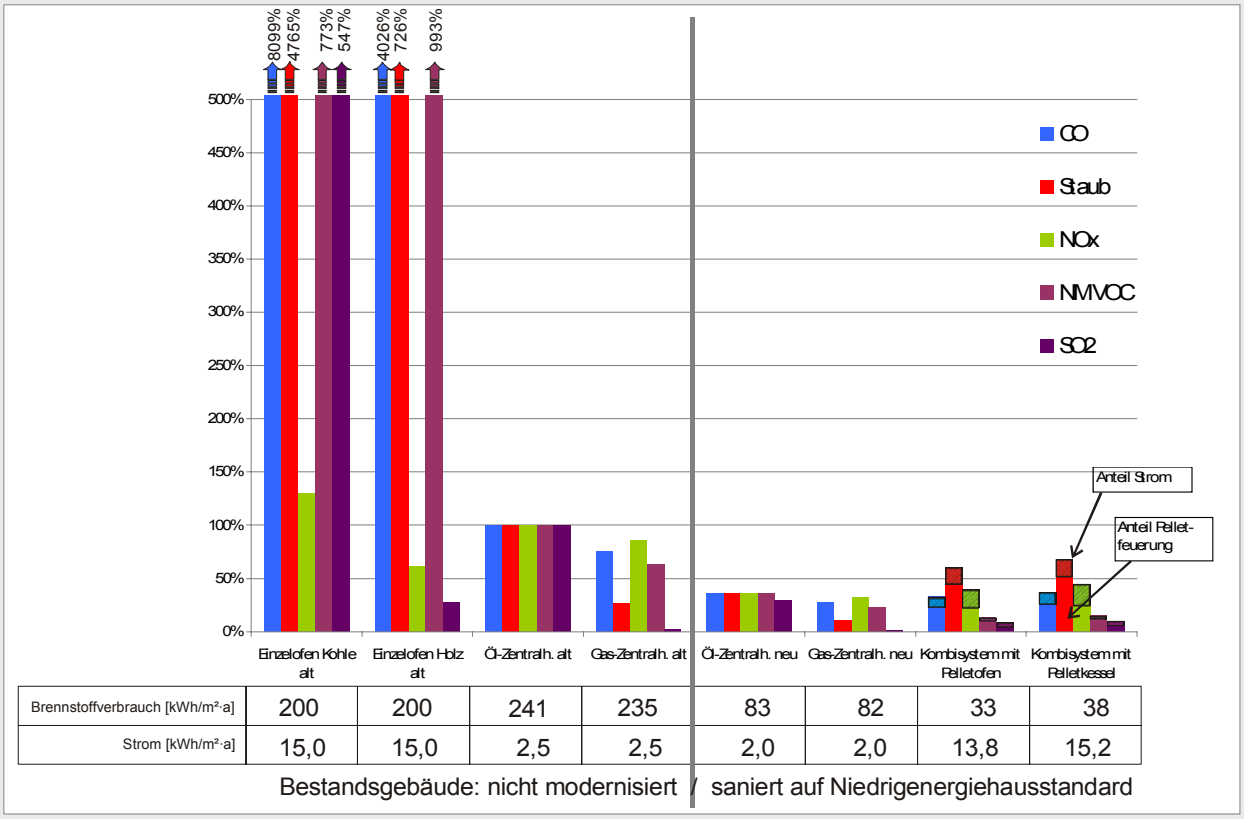
Die Untersuchungen mit GEMIS berücksichtigen die Gesamtemissionen der verwendeten Energieträger (Brennstoffemissionen vor Ort sowie alle vorgelagerten Emissionen der Brennstoff- und

[68] Eine Ausnahme bilden die vor allem von der Verbrennungstemperatur abhängigen Stickoxide. Beim Pelletofen können aber auch hier Einsparungen erzielt werden.

[69] Die Annahme eines höheren Wärmeverbrauchs gegenüber der Ofenheizung ist durch die höheren Raumtemperaturen bei Zentralheizung und die zusätzlichen Wärmeverteilungsverluste bei zentraler Heizung und Warmwasserversorgung begründet.

Strombereitstellung). Die Emissionen zur Herstellung der Wärmeerzeugungsanlagen (z.B. Kessel, Ofen, Wärmepumpe) wurden dagegen nicht mitbetrachtet[70]. Die Emissionsanteile der Brennstoffe und des elektrischen Stroms sind bei den Kombisystemen getrennt ausgewiesen (unterer bzw. oberer Abschnitt des Balkens)

Abbildung 8.1-2: Vergleich der Schadstoffemissionen verschiedener Kombinationen von Gebäude-Dämmstandards und Heizsystemen (Vor-Ort-Emissionen der Feuerungsanlagen)
Referenzwerte: nicht modernisierter Altbau, ältere Öl-Zentralheizung = 100%



	Einzelofen Kohle alt	Einzelofen Holz alt	Öl-Zentralh. alt	Gas-Zentralh. alt	Öl-Zentralh. neu	Gas-Zentralh. neu	Kombisystem mit Pelletofen	Kombisystem mit Pelletkessel
Brennstoffverbrauch [kWh/m²·a]	200	200	241	235	83	82	33	38
Strom [kWh/m²·a]	15,0	15,0	2,5	2,5	2,0	2,0	13,8	15,2

Der Vergleich der Gebäudestandards und Heizsysteme zeigt insgesamt zufriedenstellende Ergebnisse für das untersuchte Kombisystem im Niedrigenergiehaus:

- Durch die verbesserte Verbrennungstechnik moderner Pelletheizungen und die enge Beschränkung des Biomasseeinsatzes (hier auf einen Beitrag von ca. 35 kWh/m²a) werden die Emissionswerte von CO, Staub, NMVOC und SO_2 im Vergleich zu unsanierten Bestandsgebäuden mit alten Holz- oder gar Kohleheizungen um Größenordnungen reduziert. Im Vergleich zum Referenzfall (Kohleheizung) liegen die Emissionswerte um Faktoren im

[70] Die Abkürzung NMVOC bezeichnet die flüchtigen organischen Verbindungen ohne Methan. Im Fall der Pelletheizung ist zu beachten, dass in den GEMIS-Prozessen nicht zwischen Ofen- und Kesselfeuerungen unterschieden wird. Hier wurde für den Ofen eine 10 kW-, für den Kessel eine 50 kW- Pelletfeuerung angesetzt.

bereich von 50 bis 200 niedriger. Auch wenn also beim Kombisystem die Verwendung des zunächst nicht als optimal erscheinenden Festbrennstoffs Holz vorgesehen ist, so werden doch die Schadstoffemissionen, die mit solchen Brennstoffen früher teils flächendeckend in ganzen Wohngebieten, Vororten oder Städten erzeugt wurden[71], bei weitem nicht mehr erreicht. Beim NOx liegen ebenfalls Emissionsminderungen vor, wenn auch in deutlich geringerem Umfang[72].

- Im Vergleich zur Öl-Zentralheizung im nicht modernisierten Altbau (Referenzfall, 100 %) werden durch das Kombisystem bei allen Emissionsarten merkliche Einsparungen erreicht. Dies gilt auch gegenüber der Erdgasheizung, allerdings mit Ausnahme der Schadstoffe Staub und Schwefel, die bei der Erdgasnutzung nur in sehr geringem Umfang auftreten.
- Im Vergleich zum Niedrigenergiehaus mit moderner Öl- bzw. Gas-Brennwertheizung weisen die Kombisysteme bei den Staubemissionen Nachteile auf. Beim SO_2 ergeben sich Vorteile gegenüber der Öl-Heizung und erwartungsgemäß Nachteile gegenüber der Gasheizung. Bei den anderen Emissionswerten liegt man dagegen in etwa gleichauf.

Die weitere Verbesserung der Effizienz und der Schadstoffwerte bei der Pelletfeuerung ist Gegenstand laufender Forschungs- und Entwicklungsanstrengungen bei den Herstellern von mit Holz befeuerten Öfen und Kesseln. Dabei spielen Verbesserungen der eigentlichen Geräte (zweistufige Verbrennung, Übergang zur Brennwerttechnik) ebenso eine Rolle wie zum Beispiel der Einsatz von Staubfiltern: Zur Rückhaltung von Feinstäuben werden bei Anlagen mit einer Leistung über 50 kW teilweise Gewebefilter oder Elektrofilter eingesetzt. Derzeit wird untersucht, ob sich diese Techniken auch mit vertretbarem Aufwand auf Kleinanlagen übertragen lassen. Für erste elektrostatische Abscheider, die Öfen nachgeschaltet werden können, wird eine Reduktion der Staubmenge je nach Einsatzbedingungen zwischen 50 und 90% angegeben. Der Staub wird in einem starken elektrischen Feld ionisiert und lagert sich durch seine Ladung an der Innenwand des Abgasrohres an (s. Abbildung 8.1-3. Dort muss er periodisch manuell entfernt werden. Einen umfassenden Überblick der momentanen Entwicklungen im Bereich der Abgasreinigung von kleinen Biomassefeuerungen findet sich in [IZES 2008].

Abbildung 8.1-3: Ionisationsstab zum Einbau in eine Abgasleitung
(Werkbild Kutzner und Weber)

[71] in den alten Bundesländern noch in den ersten Jahrzehnten der Nachkriegszeit, in den neuen Ländern noch bis in den ersten Jahren nach 1990; heute noch in deutlich geringerem Umfang bei manchen ungedämmten Häusern mit einfacher Ofen- oder Kaminheizung

[72] Stickoxide treten auch in älteren Ofenheizungen aufgrund der relativ niedrigen Verbrennungstemperaturen nicht in übermäßigem Umfang auf.

8.2 Modellrechnungen zur Berücksichtigung des Anfahr- und Teillastverhaltens

Die Auswertungen und Vergleiche zu den Schadstoffemissionen der verschiedenen Holzfeuerungen im vorangegangenen Abschnitt beziehen sich zu einem großen Teil auf Angaben zu den Emissionswerten im Dauerbetrieb bei Volllast. In Teillast oder beim Anfahren der Anlage können allerdings deutlich abweichende Werte auftreten[73]. Insbesondere gilt dies für das Anlagenkonzept in der vorliegenden Untersuchung, das dem Holzpelletofen[74] die Rolle eines zusätzlichen Spitzenlast-Wärmeerzeugers zuschreibt, so dass er relativ häufig an- und abgeschaltet wird. Auch ein Teillastbetrieb ist angesichts der Möglichkeiten einer kontinuierlichen Leistungsregelung in modernen Pelletöfen möglich und in den Regelungskonzepten vorgesehen. Vor diesem Hintergrund stellt sich die Frage, wie der Betrieb des Ofens mit dem Ziel einer Schadstoffminderung optimiert werden kann.

Tatsächlich kann hier vor allem aus zwei Gründen keine abschließende Antwort gegeben werden:

- Die Abhängigkeit der Emissionen vom Anlagenbetrieb unterscheidet sich je nach betrachtetem Schadstoff. Hier wäre also zunächst festzulegen, nach welchen Kriterien die Schadstoffe untereinander gewichtet werden sollen.
- Es liegen für Teillastzustände, vor allem aber im Bezug auf das Anfahrverhalten nicht in ausreichendem Maße Informationen über das Emissionsverhalten von Pelletöfen (wie auch von Holzfeuerungen allgemein) vor, so dass selbst bei Betrachtung eines einzelnen Schadstoffs keine exakten Aussagen getroffen werden können.

Dennoch kann die Fragestellung hier näher untersucht werden, und zwar im Sinne einer „Wenn-dann“-Betrachtung. Es werden verschiedene Möglichkeiten einer Abhängigkeit der Schadstoffemissionen vom Betriebszustand angenommen und die sich ergebenden Konsequenzen diskutiert. Darüber hinaus erlauben Messwerte, die von einem Pelletofenhersteller für dieses Projekt nutzbar gemacht wurden, sowie die Ergebnisse einer Vergleichsstudie von Holzfeuerungsanlagen eine erste grobe Annäherung an die realen Verhältnisse.

Die Betrachtungen fußen auf einem einfachen Modell, das drei Betriebszustände unterscheidet:

- „Normallast“, d.h. Volllast und oberer Teillastbereich (bis zu einer bestimmten Leistungsgrenze)
- „Kleinlast“, d.h. unterer Teillastbereich (unterhalb der Leistungsgrenze)
- Anfahren des Ofens

Entscheidend ist nun, in welcher Relation die Emissionswerte dieser drei Betriebszustände zueinander stehen. Bei der Angabe dieses Verhältnisses wird hier der Emissionswert der Normallast (in der Regel, aber nicht notwendigerweise der niedrigste der drei Werte) zu „1“ angesetzt. Eine Verhältnisangabe 1 (Normallast) : 2 (Kleinlast) : 5 (Anfahren) , kurz 1:2:5, würde also bedeuten, dass die Emissionen bei Kleinlast doppelt so hoch und beim Anfahren fünfmal so hoch wie bei Normallast liegen. Wichtig ist dabei noch anzumerken, dass hier die Emissionswerte pro Kilowattstunde

[73] In den Zahlen aus [Hoffmann 2003] ist der Teillastbetrieb fallweise mitberücksichtigt, allerdings nicht das Anfahrverhalten.

[74] Eine quantitative Auswertung des Falles mit Pelletkessel wurde hier nicht vorgenommen. Die grundsätzlichen Überlegungen gelten aber entsprechend.

Wärmelieferung gemeint sind, so dass aus den Simulationsergebnissen für die Wärmeproduktion des Ofens die entsprechenden Rückschlüsse auf die Höhe der Emissionen gezogen werden können.

Die Firma Wodtke stellte für das Forschungsprojekt Messergebnisse ihres raumluftunabhängigen Ofens ivotec zur Verfügung, die hier dazu dienen sollen, eine erste wenn auch sehr grobe Vorstellung der tatsächlichen Verhältnisse zu erlangen. Die Messwerte beziehen sich auf die Volllast (13 kW), Teillastwerte im oberen Leistungsbereich (11 und 9 kW) und die Kleinstlast (3 kW) sowie auf das Anheizprogramm. Es lassen sich folgende Aussagen treffen:

- In allen Betriebsphasen wurde ein Wirkungsgrad von 95 % gemessen. Die Effizienz des Ofens und die CO_2-Emissionen dürften demnach nur wenig vom Betriebszustand abhängen. Die Annahme eines konstanten Wertes (in der vorliegenden Untersuchung: 90 % als pauschaler, herstellerübergreifender Ansatz) für den Ofenwirkungsgrad erscheint daher gerechtfertigt.
- Im Bereich der „Normallast“, also im oberen Teillastbereich, sind die Emissionswerte der gemessenen „klassischen“ Luftschadstoffe (CO, CnHm, NOx, Staub) nur in relativ geringem Maße von der eingestellten Leistung abhängig[75]. Dies gilt nach den Erfahrungen der Wodtke- Mitarbeiter auch noch bei kleineren Leistungen (für die hier keine schriftlich dokumentierten Messwerte vorlagen) bis hinunter zu etwa 5 kW.
- Im Bereich der „Kleinlast“ gibt es bei manchen Schadstoffen (z.B. CO, Staub) einen deutlichen Anstieg. Die bei minimaler Last (Kleinstlast, 3 kW) gemessenen Werte betragen hier etwas das 2,5 fache der Ergebnisse bei Volllast. Beim NOx liegt dagegen eine leichte Abnahme der Emissionswerte vor. Der Verlauf bei den flüchtigen organischen Verbindungen (CnHm) deutet auf eine Zunahme hin, deren Höhe sich aber nicht genauer quantifizieren lässt.
- Beim Anheizprogramm wurde als einziger „klassischer“ Luftschadstoff das CO gemessen. Die Emissionswerte liegen hier sehr deutlich (mehr als um den Faktor 5) über denjenigen des Volllastbetriebs[76]. Die mittlere Wärmeleistung während der Anheizphase beträgt ca. 5 kW und ist laut Hersteller weitgehend unabhängig von der im daran anschließenden Betrieb eingestellten Leistung.
- Es ist zu berücksichtigen, dass die Messergebnisse als zeitliche Mittelwerte der jeweiligen Messreihe (ohne gleichzeitige Berücksichtigung des zeitlichen Verlaufs der Wärmeproduktion) durchgeführt wurden und die Emissionen bezogen auf den Normkubikmeter (teilweise

[75] Die Messwerte zeigen dabei Schwankungen von bis zu ca. 25 %. Bei den Staubemissionen liegt im oberen Teillastbereich ausnahmsweise eine deutlichere Abnahme gegenüber der Vollast von bis zu ca. 40 % vor. In dieser Hinsicht könnte also gegebenenfalls eine Absenkung der Leistung innerhalb des Bereichs der „Normallast“, wie er auch in den vorliegenden Regelkonzepten innerhalb dieser Studie vorgesehen ist, vorteilhaft sein. Das vereinfachte Emissionsmodell berücksichtigt solche Differenzierungen wie gesagt nicht. Bei Kleinstlast (nächster Punkt) wurde im Übrigen wieder ein Anstieg der Staubemissionen gemessen.

[76] Die Dauer des Anheizprogramms betrug in der vorliegenden Einstellung 18 Minuten, sie ließe sich aber laut Hersteller auch variieren (pauschaler Ansatz in der vorliegenden Studie: 15 Minuten).

außerdem bezogen auf 13 % O_2-Gehalt im Abgas) angegeben wurden. Ein direkter Rückschluss auf die Emissionen pro erzeugter Kilowattstunde Wärme ist daher immer fehlerbehaftet. Ohnehin ist zu beachten, dass es sich nur um wenige Messreihen handelt. Es kann hier also insgesamt nur ein sehr grobes Bild der Emissionsverhältnisse gezeichnet werden.

Speziell für die Fälle Vollast und Kleinstlast lassen sich auch Ergebnisse einer umfangreichen Vergleichsstudie von Holzfeuerungsanlagen heranziehen [Hoffmann 2003]. Hier wurden Herstellerangaben einer größeren Zahl von Pelletkesseln und –öfen ausgewertet. Im Hinblick auf die Wirkungsgrade ergaben sich keine wesentlichen Unterschiede bei Volllast und Kleinstlast. Die Emissionen von CO lagen bei Kleinstlast etwa 2 – 2,5 mal so hoch wie bei Vollast[77], beim Staub und bei den Kohlenwasserstoffen gleichauf bis etwa 1,5 mal so hoch und beim NOx etwa in der gleichen Größenordnung wie bei Volllast. Die Emissionsverhältnisse sind also insgesamt ähnlich wie bei dem oben beschriebenen, speziellen Ofen.

In den folgenden Betrachtungen werden sechs Fälle für die Emissionsverhältnisse angesetzt (Normallast : Kleinlast : Anfahren):

(1 : 1 : 1), d. h. keinerlei Abhängigkeit der (auf die erzeugte Wärme bezogenen) Emissionen vom Betriebszustand. Dieser Fall dient einerseits als Referenz, andererseits ist er möglicherweise auch typisch für bestimmte Schadstoffe (insbesondere NOx)

(1 : 2 : 2), d. h. eine Verdoppelung der Emissionen bei Kleinlast und Anfahren gegenüber der Normallast.

(1 : 3 : 6), d. h. eine starke Abhängigkeit vom Betriebstzustand mit besonders hohen Emissionswerten beim Anfahren, wie sie möglicherweise für das Kohlenmonoxid typisch sind.

(1 : 0 : 0), (0 : 1 : 0), (0 : 0 : 1): Hier handelt es sich um keine realistischen Ansätze für Gesamtemissionen, sondern um die analytische Trennung der einzelnen Betriebsphasen. Die Werte werden mit dokumentiert, um dem Leser die Möglichkeit einer Umrechnung auf beliebige andere Emissionsverhältnisse zu geben.

Tabelle 8.2-1 zeigt die Ergebnisse der Untersuchung für verschiedene Varianten des dezentralen Systems. Die Grenze zur Kleinlast wurde bei 5 kW angenommen. In der ersten Zeile sind jeweils die Werte des bereits aus den vorherigen Kapiteln bekannten Basisfalls eingetragen. Die Randbedingungen der Berechnung sowie einige Berechnungsergebnisse (Pelletverbrauch, Primärenergieverbrauch, jährliche Laufzeit und Anschalthäufigkeit des Ofens) sind im oberen Teil angegeben. Im unteren Teil sind die Emissionswerte dargestellt, und zwar in dimensionslosen Einheiten. Diese erlauben wie beschreiben keine Aussage über die absolute Höhe der Emissionen, wohl aber über deren Relation zueinander. Als Vergleichswert ist links oben das Ergebnis im Basisfall

[77] Hier: Betrachtung des Medianwertes der untersuchten Anlagen. Die angegebene Schwankungsbreite trägt den unterschiedlichen Mittelwerten bei Öfen bzw. Kesseln bzw. den unterschiedlichen Schadstoffen Rechnung. Die Schwankungen der Einzelwerte der jeweiligen Anlagen sind erheblich größer. Die Emissionswerte beziehen sich auch in dieser Literaturquelle auf den Normkubikmeter.

für identische Emissionsverhältnisse (1:1:1) angegeben. Dieser Wert wurde auf die Zahl 100 normiert (fett gedruckt).

Tabelle 8.2-1: Untersuchung des Emissionsverhaltens unter Berücksichtigung unterschiedlicher Betriebszustände des Pelletofens
oberer Teil: Randbedingungen und allgemeine Ergebnisse
t_{min}: Mindestlaufzeit, q_P: Primärenergieverbrauch, $q_{E\ Ofen}$: Pelletverbrauch
unterer Teil: Ergebnisse der Emissionsanalyse

	Ofenleistung (Voreinst.)	Ofen: tmin in h	Speicher-volumen in Litern	qP in kWh/m²a	qE Ofen in kWh/m²a	Ofen: Laufzeit in h	Ofen: Häufigkeit d. Anschaltens
Basisfall	5 - 6 kW	0,5	300	44,0	33,3	567	600
Ofen auch im Kleinlastbereich	3 - 6 kW	0,5	300	44,6	33,0	757	667
Ofen: Mindestlaufzeit erhöht	5 - 6 kW	1	300	43,4	33,8	582	560
Speichervolumen erhöht	5 - 6 kW	0,5	500	45,4	31,2	548	520
Mind.laufzeit und Sp.volumen erhöht	5 - 6 kW	1	500	44,9	31,5	554	499

	Ansätze: Emissionsverhältnisse Normallast : Kleinlast : Anschalten			Separation der Betriebsphasen Normallast : Kleinlast : Anschalten		
	1 : 1 : 1	1 : 2 : 2	1 : 3 : 6	1 : 0 : 0	0 : 1 : 0	0 : 0 : 1
Basisfall	**100**	121	204	79	0	21
Ofen auch im Kleinlastbereich	99	164	298	34	42	23
Ofen: Mindestlaufzeit erhöht	102	121	199	82	0	19
Speichervolumen erhöht	94	112	184	76	0	18
Mind.laufzeit und Sp.volumen erhöht	95	112	181	77	0	17

Vergleicht man die unterschiedlichen Systemvarianten, liest die Ergebnistabelle also von oben nach unten, so erkennt man in der ersten Spalte (1 : 1 : 1) nur geringe Veränderungen. Dies war zu erwarten, da ja die spezifischen Emissionen in allen Betriebsphasen (Normallast, Kleinlast, Anfahren) identisch sind. Veränderungen ergeben sich nur dadurch, dass die Wärmelieferung aufgrund der unterschiedlichen Auslegungsbedingungen leicht schwankt. Wegen des als konstant angenommenen Ofenwirkungsgrads verhalten sich die Emissionswerte gleichzeitig proportional zum Holzpelletverbrauch $q_{E,Ofen}$.

In der zweiten und dritten Spalte (Emissionsverhältnisse 1 : 2 : 2 bzw. 1 : 3 : 6) sind dagegen deutlichere Abweichungen erkennbar. Vor allem fällt die Erhöhung der Emissionswerte in der zweiten Zeile auf (von 121 auf 164, d.h. um mehr als ein Drittel bzw. von 204 auf 298, d.h. um fast 50 %). Hier wurde im Unterschied zum Basisfall angenommen, dass der Ofen – entsprechend dem häufig niedrigen Leistungsbedarf im Niedrigenergiehaus – bei höheren Außentemperaturen[78] in seiner Voreinstellung bis an die unterste Leistungsgrenze von 3 kW heruntergeregelt wird. Aufgrund dieses Emissionsanstiegs wurde sowohl bei der Definition des Basisfalls wie auch in allen anderen Varianten in dieser Studie der Kleinlastbereich des Ofens vermieden.

Die drei unteren Tabellenzeilen zeigen jeweils die Einflüsse zweier Maßnahmen zur Reduzierung der Emissionen: Die Erhöhung der Mindestlaufzeit bzw. des Speichervolumens, am Ende die

[78] d.h. in der Nähe der Schaltgrenze von hier 5°C, oberhalb derer der Ofen ohnehin ausgeschaltet bleibt. Näheres zur Ofenregelung s. Kap. 3.7. .

Kombination von beidem. In allen Fällen gelingt dadurch gegenüber dem Basisfall die Reduzierung der Anschaltvorgänge. Durch das größere Speichervolumen vermindert sich außerdem die Laufzeit. Diese Maßnahme hat einen zwar nicht übermäßigen aber merklichen Effekt auf die Emissionswerte und führt zu einer Einsparung von ca. 10 % (112 gegenüber 121 bzw. 184 gegenüber 204). Allerdings stellt sich hier wiederum die Frage, ob ein größerer Speicher in der dezentralen Variante (also bei Innenaufstellung) realisierbar ist. Die Erhöhung der Mindestlaufzeit des Ofens hat keinen sehr großen Einfluss, auch nicht in Kombination mit der Speichervergrößerung. Zwar wird die Anschalthäufigkeit leicht reduziert (um ca. 7 % von 600 auf 560 Anschaltvorgänge im Jahr), gleichzeitig ist aber eine geringe Steigerung der Gesamtlaufzeit und des Pelletverbrauchs zu beobachten. Auch ohne Festlegung einer höheren Mindestlaufzeit ist der Ofen im Übrigen häufig länger als eine halbe Stunde am Stück im Betrieb[79], die mittlere Laufzeit im Basisfall beträgt 567 h / 600 = ca. 0,95 h (also ca. 57 Minuten).

Die dargestellten Emissionswerte lassen sich auch aus den separaten Ergebnissen für die Betriebsphasen herleiten. Beispielsweise ergibt sich der Wert 298, der bei Einbeziehung des Kleinlastbetriebs (zweite Zeile) im Fall 1 : 3 : 6 erreicht wird, indem man die jeweiligen Einzelwerte entsprechend ihren Emissionsgewichten aufaddiert: 1 x 34 + 3 x 42 + 6 x 23 = 298. Dementsprechend können die Ergebnisse auf beliebige andere Emissionsverhältnisse umgerechnet werden. Beispielsweise ergäbe sich im Basisfall bei einer Gewichtung von 1 : 2 : 5 ein Emissionswert von 1 x 79 + 2 x 0 + 5 x 21 = 184.

[79] siehe z. B. Abbildung 3.7-1.

9 Ansätze und Perspektiven für die Weiterentwicklung und Markteinführung der Kombisysteme

In den vorangegangenen Kapiteln wurde durch Simulationsrechnungen gezeigt, dass mit dem Kombisystem aus Abluftwärmepumpe (eventuell auch Erdreichwärmepumpe), Pelletofen bzw. -kessel und Solaranlage eine Wärmeversorgung von Niedrigenergiehäusern möglich ist, die auch ehrgeizigen Nachhaltigkeitszielen sowohl beim Primärenergie- als auch beim Biomasse-Verbrauch genügt. Andere, heute bereits eingesetzte energiesparende Heizsysteme weisen zwar zumeist niedrigere Investitionskosten auf, erlauben aber – auch in Kombination mit einer Solaranlage - häufig nicht die gleichzeitige Einhaltung dieser beiden Ziele. In weiteren Betrachtungen wurde deutlich, dass sich mit der Pelletverbrennung zufrieden stellende Emissionswerte der klassischen Luftschadstoffe erreichen lassen und dass – speziell beim dezentralen System – technische Lösungen für den gemeinsamen Betrieb von Ofen und Abluftanlage existieren.

Vor diesem Hintergrund werden im vorliegenden Kapitel mögliche Perspektiven im Hinblick auf eine Weiterentwicklung und eine breitere Markteinführung des untersuchten Kombisystems diskutiert. Dabei wird zunächst in den Abschnitten 9.1 und 9.2 getrennt auf die Ausgangslage und mögliche Weiterentwicklung der Einzelkomponenten des dezentralen und des zentralen Systems eingegangen. Am Ende werden in 9.3 Schlussfolgerungen für die Gesamtsysteme gezogen.

9.1 Komponenten des dezentralen Systems

Im Rahmen des Projekts wurden Recherchen hinsichtlich bereits verfügbarer Anlagen und Komponenten für das dezentrale Kombisystem durchgeführt. Eine vollständige Erfassung und Darstellung ist hier nicht möglich, auf einzelne Geräte, die zur Modellbildung im Rahmen der Simulationsrechnungen herangezogen wurden, ist in den vorangehenden Kapiteln entsprechend hingewiesen worden. Die Situation bei den wichtigsten Anlagenkomponenten wird im Folgenden zusammenfassend dargestellt.

<u>Wärmepumpen</u>

Das dezentrale Kombisystem, d.h. die Wohnungsheizung unter Einsatz einer Abluftwärmepumpe oder einer kleinen Erdwärmepumpe[80] geht von thermischen Leistungen dieser Systeme im Bereich von ca. 1 kW bis vielleicht etwa 3 kW aus. In dieser Größenklasse existieren durchaus einige Anlagen, allerdings ist die Auswahl nicht sehr groß. Bei den Erdwärmepumpen wurde nur ein einziges Gerät identifiziert (Ochsner Mini EWP mit Direktverdampfung und ca. 3 kW thermischer Leistung), bei den Abluftwärmepumpen gibt es (teilweise als Fortentwicklungen von Kellerluft-Wärmepumpen) mehrere, aber ebenfalls nicht sehr viele Systeme. Eine Leistungsregelung ist bei diesen Kleingeräten häufig nicht vorgesehen. Vor dem Hintergrund des Ziels, das Abluft-

[80] Wie bereits vorher erwähnt sind hier vor allem Fällen mit einem örtlich sehr begrenzten Erdwärmepotential für diese Systemlösung von Interesse.

Wärmepotential für ein gegebenes Gebäude mit festgelegtem Luftwechsel möglichst genau auszuschöpfen (um den Holzpelletverbrauch des ergänzenden Ofens zu senken) könnte es daher im Einzelfall schwierig werden, die passende Wärmepumpe zu finden.

Abbildung 9.1-1: Kleine Wärmepumpen zur Versorgung von Niedrigenergie- und Passivhäusern (links: Abluftwärmepumpe, rechts: Passivhaus-Kompaktaggregat) (Werkbilder Ochsner und Aerex)

Andererseits ist das Know-How, derartige Geräte zu entwickeln und zu bauen, bei deutschen Herstellern durchaus vorhanden[81]. Dies gilt nicht nur für die spezialisierten Wärmepumpenproduzenten, sondern auch für die Hersteller von Lüftungssystemen, insbesondere von Passivhaus-Kompaktgeräten. Die dort verwendeten Fortluft-Wärmepumpen mit Wärmeleistungen um 1 kW sind eng mit den Abluft-Wärmepumpen verwandt. Wegen des niedrigen Temperaturniveaus (die Abluft des Passivhauses durchläuft zunächst einen Zuluft-Abluft-Wärmetauscher, bevor sie in die Wärmepumpe gelangt) sind sie immer mit Abtauvorrichtungen versehen – eine Eigenschaft die auch bei der Abluftwärmepumpe des Kombisystems hilfreich sein kann, wie die Beispielberechnungen[82] gezeigt haben.

In einigen Fällen stellte sich in der praktischen Anwendung heraus, dass die Schallemissionen von Passivhaus-Kompaktgeräten bei Aufstellung in der Wohnung Probleme bereiten können. Die Frequenzen im Bereich von 100 Hz und weniger werden als Luft- oder Körperschall in den Wohnbereich übertragen und können von den Bewohnern als störend empfunden werden [PHI 2007a]. Auch bei der Entwicklung von Kombisystemen ist dieser Aspekt zu berücksichtigen, denn sekundäre Maßnahmen zur Schalldämmung (z.B. Schallschutzhauben) sind weniger effizient und außerdem kostenträchtig.

Pelletöfen

Wie bereits beschrieben sind raumluftunabhängige Pelletöfen erhältlich, die für den gemeinsamen Betrieb mit einer Abluftanlage geeignet sind. Damit ist eine Grundvoraussetzung für das dezentra-

[81] wobei Einzelkomponenten, z. B. Verdichter, häufig aus fernöstlicher Produktion stammen.

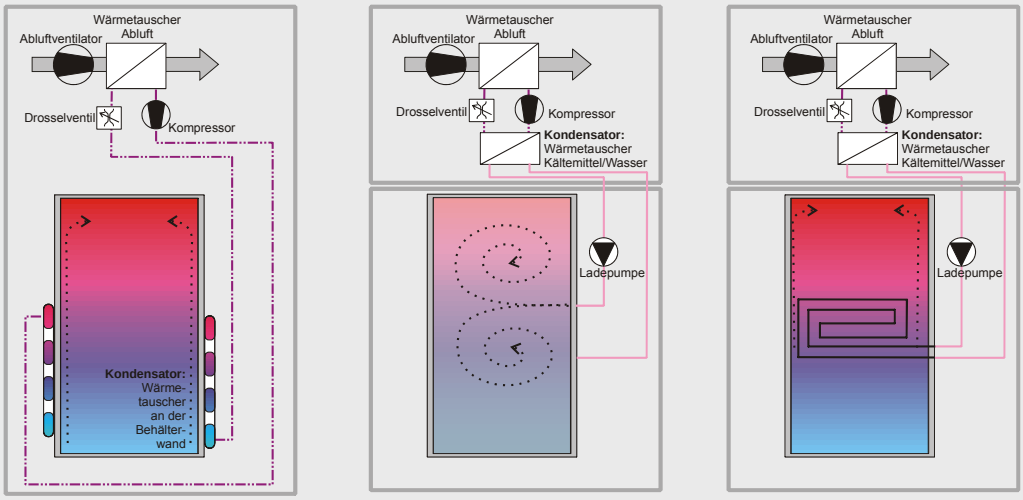
[82] in diesem Fall exemplarisch beim zentralen System in Kapitel 5.2 durchgeführt

le Kombisystem mit Abluftwärmepumpe erfüllt, wenn auch die Auswahl an entsprechenden Öfen bisher noch gering ist. Die vorhandenen Geräte sind mit Leistungen über 10 kW größer als im Niedrigenergiehaus notwendig. Leistungsreserven bieten natürlich auch Vorteile und eine Leistungsregelung ist wie beschrieben möglich, allerdings wäre es längerfristig gesehen für die Anwendung im Niedrigenergie- und Passivhaus sicherlich interessant, kleinere Öfen zu möglicherweise geringeren Kosten zur Verfügung zu haben. Inwieweit eine solche Leistungsreduzierung mit dem Ziel einer effizienten und schadstoffarmen Verbrennung in Einklang zu bringen ist, wäre dabei noch zu klären. Auf mögliche Ansätze zur weiteren Verbesserung der Bedingungen für den gemeinsamen Betrieb von Ofen und Abluftanlage wurde bereits in Abschnitt 7.2 hingewiesen.

Wärmespeicher

Dem Speicher kommt beim dezentralen Kombisystem eine besonders wichtige Rolle zu: Hier speisen drei verschiedene Wärmeerzeuger ein (Wärmepumpe, Ofen und Solaranlage[83]), und die Wärme für die Heizung und Warmwasserbereitung wird aus unterschiedlichen Schichten entnommen. Von Bedeutung ist nicht zuletzt die Frage, wie die erwünschte Temperaturschichtung aufrechterhalten werden kann. Die verschiedenen Möglichkeiten des Ein- und Austrags der Wärme spielen dabei eine besondere Rolle und sind im Hinblick auf das Kombisystem noch genauer zu untersuchen. Abbildung 9.1-2 zeigt am Beispiel der Einspeisung durch die Wärmepumpe verschiedene Möglichkeiten.

Abbildung 9.1-2: Varianten der Speicherbeladung über die Abluftwärmepumpe



1.) Kondensator an der Speicherwand

2.) Kondensator in der Wärmepumpe + direkter Anschluss an den Speicher

3.) Kondensator in der Wärmepumpe + Anschluss an den Speicher über einen zweiten Wärmetauscher

[83] Abgesehen von dem gemeinsam genutzten Wärmespeicher wird die Solaranlage hier nicht weiter betrachtet: Die Technik ist etabliert und auf Grund der modularen Bauweise des Systems - durch Zusammenstellung einzelner Solarmodule ist die Gesamtgröße quasi beliebig wählbar – ist eine flexible Anpassung auch an das Kombisystem möglich.

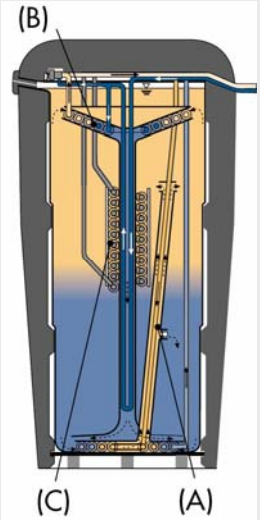
Die in heutigen Keller- bzw. Abluftwärmepumpen eingesetzten Speicher (Variante 1) verwenden häufig einen im unteren Bereich spiralförmig unter der Dämmung um den Speicher angeordneten Kondensator für die Wärmeübertragung von dem Kältemittel der Wärmepumpe auf das Speicherwasser (Trinkwasser). Diese Anordnung hat unter anderem den Vorteil, dass bei der Beladung die Schichtung des Speichers wenig gestört wird. Statt an der Speicherwand lässt sich auch ein direkt – z.B. im Bereich der Revisionsöffnung - in den Speicher integrierter Kondensator realisieren.

Allerdings handelt es sich bei den Speichern in den derzeit erhältlichen Abluftwärmepumpen ausnahmslos um Trinkwasserspeicher, die teilweise auch in einer Variante mit Solarwärmetauscher erhältlich sind. Weitere Anschlüsse sind nicht oder nur begrenzt vorhanden. Im Übrigen sieht das oben beschriebene Konzept für das Kombisystem je nach Betriebsphase eine Einspeisung der Wärmepumpe in verschiedenen Speichersegmenten vor (vgl. Kapitel 2.1). Entsprechende Weiterentwicklungen von Wärmepumpen-/Speicherkombinationen nach Variante 1 wären daher sinnvoll.

Vorläufig kommen für die Realisierung des Kombisystems die Varianten 2 und 3 mit separater Wärmepumpe in Frage. Dabei wird im einfachen Fall (Variante 2) die Wärmepumpe direkt an den Speicher angeschlossen. Der Volumenstrom, der von der Wärmepumpe über lange Zeiträume und mit geringem Temperaturhub in den Speicher eingebracht wird, kann allerdings die Temperaturschichtung stören. Um dem entgegenzuwirken, wäre der Einsatz eines Speichers mit internem Wärmetauscher möglich (Variante 3). Das vergrößert jedoch die der Wärmepumpe abverlangte Vorlauftemperatur, denn an jedem Wärmetauscher muss eine Temperaturdifferenz von einigen Kelvin anstehen.

Beispiele für komplexe Speichersysteme mit verschiedenen Beschaltungsvarianten sind aus dem Bereich der Solartechnik bekannt und am Markt eingeführt, allerdings in der Regel erst ab Speichergrößen von etwa 500 Litern, also oberhalb den für das dezentrale System angenommenen 300 Litern.

Abbildung 9.1-3: Kombispeicher für die Kombination von Solaranlagen mit anderen Wärmeerzeugern
Werkbilder Wagner (links) und Consolar (rechts)



Kombispeicher der Fa. Wagner mit innen angeordnetem Brauchwasserspeicher (links), druckloser Schichtenspeicher mit internem WW-Wärmetauscher und Aufströmrohr (rechts)

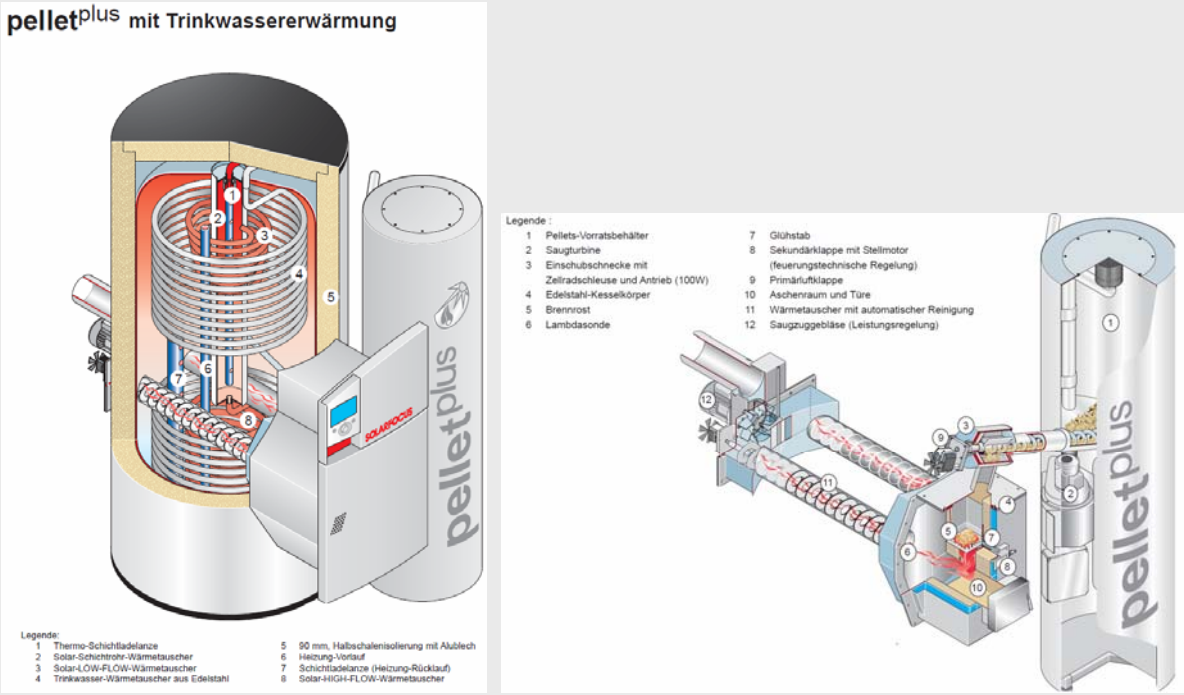
Für erste Anwendungen besteht allerdings grundsätzlich die Möglichkeit, sich bei Speicherherstellern „maßgeschneiderte“ Pufferspeichersysteme mit unterschiedlichen Beladungssystemen, gegebenenfalls auch mit inneren waagerechten Platten zur Verhinderung einer die Schichtung zerstörenden Konvektion erstellen zu lassen. Die Möglichkeit einer Verwendung von zwei Speichern ist beim dezentralen System ebenfalls gegeben, aus Gründen des Platzbedarfs und der Kosten aber wahrscheinlich weniger attraktiv.

9.2 Komponenten des zentralen Systems

Wie bereits bei den Modellrechnungen in Kapitel 5 steht beim zentralen System vor allem das Mehrfamilienhaus im Mittelpunkt des Interesses. Einerseits gibt es zwar gegenüber der dezentralen Wohnungsheizung Nachteile durch zusätzliche Wärmeverluste, andererseits aber haben die Betrachtungen in Kapitel 6 deutliche Kostenvorteile für das größer skalierte zentrale System gezeigt. Ebenfalls ist von Bedeutung, dass hier bereits heute auf eine große Auswahl von Einzelkomponenten zurückgegriffen werden kann. So lassen sich für das sehr gut gedämmte kleine Mehrfamilienhaus zum Beispiel Wärmepumpen und Pelletkessel einsetzen, die sonst für die Beheizung von Einfamilienhaus verwendet werden (vgl. 5.3: Einsatz einer Außenluft-Wärmepumpe für das Einfamilienhaus als Abluft-Wärmepumpe im Mehrfamilienhaus). Auch der Übergang von einem zu mehreren Wärmespeichern wird in der Regel möglich sein und eröffnet weitere Freiräume bei der Auslegung des Systems.

Auch beim zentralen System sind allerdings Möglichkeiten und Chancen für eine Weiterentwicklung von Einzelkomponenten gegeben, zum Beispiel in Richtung einer stärkeren Systemintegration: Abbildung 9.2-1 zeigt einen Schritt in diese Richtung, nämlich eine Systemkombination aus Solarspeicher und Pelletbrenner des österreichischen Herstellers Solarfocus, die mit 800 Litern Speichervolumen z.B. auch für ein kleines Mehrfamilien-Niedrigenergiehaus geeignet wäre. Gegenüber zwei getrennten Geräten wird die wärmetauschende Oberfläche reduziert und aufwendige, Verlust bringende und teure Verrohrung eingespart.

Abbildung 9.2-1: Kombination aus Pelletbrenner und Solarspeicher (links Gesamtansicht, rechts Brenner)



Im Einfamilienhaus ist die Trennung zwischen dezentralem und zentralem Kombiystem (d.h. Aufstellung der Geräte typischerweise im Keller, Pelletkessel statt Pelletofen) weniger scharf als beim Mehrfamilienhaus: Die Leistungsauslegung ist in beiden Fällen etwa gleich. Die Anforderungen an die Leistungen der einzelnen Komponenten und somit auch deren Zusammenwirken und Regelung wären grundsätzlich ähnlich wie beim dezentralen System. Ein wesentlicher Unterschied liegt allerdings darin, dass bei Aufstellung eines Speichers im Keller größere Volumina (z.B. 500 Liter) eher möglich sind und daher auch einfacher die bereits am Markt eingesetzten Solarspeicher eingesetzt werden können. Andererseits ist im Einfamilienhaus gegenüber dem Mehrfamilienhaus mit deutlich höheren Wärmeverlusten (pro m² Wohnfläche) im unbeheizten Bereich zu rechnen.

Im Bereich der Pelletkessel sind Entwicklungen hin zu kleineren Geräten zu verzeichnen, die insbesondere für Niedrigenergie-Einfamilienhäuser geeignet erscheinen. So bietet der österreichische Hersteller Guntamatic eine wandhängende Pellettherme mit einer Wärmeleistung von 7 kW an.

9.3 Nächste Schritte für die Weiterentwicklung der Gesamtsysteme

Dezentrales System

Grundsätzlich besteht zwar bereits heute die Möglichkeit eine Niedrigenergiehaus-Wohnungsheizung mit Abluftwärmepumpe, Pelletofen und Solaranlage aus am Markt verfügbaren Geräten zusammenzustellen. Dabei kann es sich aber realistisch betrachtet nur um erste Versuchobjekte handeln. Bis zu einer breiteren Markteinführung sind noch wesentliche Aufgaben zu lösen:

- Die Kombination dreier Wärmeerzeuger, deren Einspeisung in einen (aus Platzgründen relativ klein dimensionierten) Wärmespeicher sowie die gezielte Entnahme aus unterschiedlichen Speicherschichten erfordern ein relativ komplexes Regelungskonzept. In der vorliegenden Untersuchung wurden die Grundzüge einer möglichen Regelstrategie erarbeitet und im Zuge der Simulationsrechnungen deren prinzipielle Anwendbarkeit gezeigt. Die tatsächliche Entwicklung eines Reglers als praxistaugliches Produkt wäre der nächste logische Schritt, der aber erst noch beschritten werden müsste.
- Eine solche Entwicklung sollte auf Messungen an einer Versuchsanlage (auf dem Teststand, eventuell auch in einem Modellgebäude) zurückgreifen können, um die Eigenschaften des Systems im Detail berücksichtigen. Nicht zuletzt spielt hier die Frage der Speicherschichtung und unterschiedlicher Speichervarianten eine Rolle.
- Die Kostenbetrachtungen in Kapitel 6 haben deutlich gemacht, dass sich Marktchancen für das dezentrale System vor allem dann ergeben können, wenn „Paketlösungen“ entwickelt werden, das heißt ein hoher Grad der Systemintegration und Standardisierung erreicht werden kann. Eine möglichst enge Kooperation bzw. Abstimmung mit den Herstellern der Komponenten ist anzustreben, um parallel zu anstehender Reglerentwicklung und Versuchsbetrieb eine Weiterentwicklung der Einzelkomponenten und des Gesamtsystems anzustoßen.

Mit dieser Zielrichtung sollte die Entwicklung des dezentralen Kombisystems zunächst weiter voran gebracht werden, bevor in einem späteren Schritt beispielhafte Demonstrationsanwendungen in einer größeren Anzahl von Modellgebäuden stattfinden könnten.

Zentrales System

Gegenüber der dezentralen Lösung befindet sich das zentrale Kombisystem, wenn man die Anwendung im Niedrigenergie-Mehrfamilienhaus betrachtet, deutlich näher an einer möglichen breiteren Markteinführung. Dies zeigt nicht zuletzt die in Kapitel 5.3 beschriebene Modellanwendung in Zirndorf bei Nürnberg. Die genannten Kostenvorteile und die höheren Flexibilität beim Rückgriff auf bestehende Komponenten spielen hier eine wesentliche Rolle.

Allerdings ist auch hier zu berücksichtigen, dass es sich bei der Kombination von drei unterschiedlichen Wärmeerzeugern in einer Anlage um keinen allgemein etablierten Ansatz handelt und daher besondere individuell angepasste Lösungen, insbesondere im Hinblick auf die Regelung der Anlage, erforderlich sind. Gleichzeitig haben bereits Erfahrungen mit einfacheren Wärmeversor-

gungsanlagen für Niedrigenergiehäuser gezeigt, dass in der Praxis durch Unzulänglichkeiten bei der Auslegung, Installation oder Regelung die Potentiale dieser Systeme nicht immer ausgeschöpft werden und sich teils sehr unbefriedigende Ergebnisse für die Gesamteffizienz ergeben können [IWU 2005]. Vor diesem Hintergrund können in Richtung auf eine breitere Markteinführung zwei Ansätze parallel verfolgt werden:

- Modellanwendungen mit dem Ziel, weitere Erfahrungen mit Kombi-Zentralheizungssystemen in Mehrfamilienhäusern zu sammeln und deren erfolgreiche Anwendung zu demonstrieren, erscheinen sinnvoll und möglich. Dabei ist eine intensive wissenschaftliche Begleitung anzustreben, insbesondere sollte ein detailliertes Messprogramm zur Erfassung aller für die Systemeffizienz und Regelung relevanten Anlagenparameter durchgeführt werden, um eventuelle Fehler zu erkennen und Möglichkeiten für eine weitere Optimierung zu schaffen.
- Die gezielte Entwicklung von regelungstechnischen Konzepten und eine weitere Systemintegration - wie für den dezentralen Fall vorgeschlagen – sind auch für die zentrale Variante anzustreben. Verallgemeinerbare Systemlösungen wären ein sinnvoller Schritt in Richtung auf kostengünstige Systeme, einen zuverlässigen Betrieb und letztlich eine erfolgreiche Markteinführung. Hier werden sich vielfach ähnliche Fragestellungen ergeben wie beim dezentralen System.

Literatur

[Aerex 2007] Produktinformation Außenluftdurchlass FLV - 80 dB /dB plus, Stand Januar 2007

[Aerex 2009] Produktinformation der Firma Aerex; Technische Daten LWP 5 R, (aus dem Internet im Frühjahr 2009)

[Boese 2000] M. Boese, N. Diefenbach; Minderung der CO_2-Emissionen im Gebäudebestand durch Einführung einer Brennstoffkennzahl; Umweltforschungsplan Forschungsbericht 29897344, RWTH Aachen, 3. Physikalisches Institut A, März 2000

[Boese 2001] M. Boese; Möglichkeiten einer hohen Energieeinsparung im Wohngebäudebestand der Bundesrepublik Deutschland; Cuvillier Verlag, Göttingen, 2001

[Bukau 1983] F. Bukau; Wärmepumpentechnik; R. Oldenbourg Verlag, München 1983

[DIBT 2002] Deutsche Institut für Bautechnik; Zulassungsgrundsätze für die Prüfung und Beurteilung von raumluftunabhängigen Feuerstätten für feste Brennstoffe, Juli 2002, DIBT-Mitteilung 6/2002

[Diefenbach 1994] N. Diefenbach; Untersuchung des Einflusses städtischer Bebauungsweisen auf den Heizenergieverbrauch, Diplomarbeit am 3. Physikalischen Institut A der RWTH Aachen, September 1994

[Diefenbach 2002a] N. Diefenbach; Ansätze und Kennwerte zur rationellen Energienutzung im Gebäudebestand; Institut Wohnen und Umwelt, Darmstadt, 2002

[Diefenbach 2002b] N. Diefenbach; Bewertung der Wärmeerzeugung in KWK-Anlagen und Biomasse-Heizsystemen; Institut Wohnen und Umwelt, Darmstadt, 2002

[Diefenbach 2005] N. Diefenbach, A. Enseling, T. Loga (IWU), H. Hertle, D. Jahn, M. Duscha (ifeu); Beiträge der EnEV und des KfW-CO_2-Gebäudesanierungsprogramms zum Nationalen Klimaschutzprogramm; Institut Wohnen und Umwelt, 2005

[DIN 18894] Deutsches Institut für Normung e. V.; DIN 19994, Feuerstätten für feste Brennstoffe - Pelletöfen - Anforderungen, Prüfung und Kennzeichnung, Februar 2005

[DIN 1946-6] Deutsches Institut für Normung e.V; Lüftung von Wohnungen - Allgemeine Anforderungen, Anforderungen zur Bemessung, Ausführung und Kennzeichnung; Dezember 2006

[DIN 4701-10] Deutsches Institut für Normung e.V; Energetische Bewertung heiz- und raumlufttechnischer Anlagen, 2003

[Elsner 1993] N. Elsner, A. Dittmann; Grundlagen der Technischen Thermodynamik; Akademie Verlag, Berlin 1993

[Enquete 1992] Enquete-Kommission "Schutz der Erdatmosphäre" des 12. Deutschen Bundestages; Klimaänderung gefährdet globale Entwicklung; Bonn, 1992

[GEMIS 2009] Globales Emissions-Modell Integrierter Systeme, Öko-Institut Darmstadt, 2009

[Hartmann 2003] H. Hartmann, V. Schmid, H. Link; Untersuchungen zum Feinstaubausstoß von Holzzentralheizungsanlagen kleiner Leistung; Komtetenzzentrum für nachwachsende Rohstoffe, Straubing 2003

[Hartmann 2006] T. Hartmann, D. Reichel, W. Richter; Feuchteabgabe in Wohnungen; in: H. Künzel (Hrsg.); Fensterlüftung und Raumklima; Fraunhofer IRB Verlag, Stuttgart, 2006

[Hasper 2007] W. Hasper; Verbrennungswärme im Passivhaus; in : [PHI 2007b]

[Hoffmann 2003] E. Hoffmann, J. Weiß, B. Hirschl; Machbarkeitsstudie für neue Umweltzeichen für die Produktgruppe: Holzpelletfeuerungen; Institut für ökologische Wirtschaftsforschung (IÖW), Berlin, Januar 2003

[IEA 1989] Internationale Energieagentur (IEA); Luftaustausch in Gebäuden - Handbuch für die praktische Anwendung von Berechnungsmethoden; Übersetzung des englischen Originals "Air Infiltration Calculation Techniques - An Applications Guide, by M.W. Liddament, AIVC, 1986; deutsche Bearbeitung von T. Baumgartner et al. ; November 1989

[IWU 2005] N. Diefenbach, T. Loga, R. Born; Wärmeversorgung für Niedrigenergiehäuser – Erfahrungen und Perspektiven; Institut Wohnen und Umwelt, Darmstadt, 2005

[IZES 2008] B. Groß, U. Bemmann, J. Horst: Monitoring und Optimierung eines modularen Kombinationsverfahrens zur Abscheidung von Aerosolen und Stäuben aus kleinen Biomassefeuerungsanlagen; Institut für ZukuftsEnergieSysteme, Saarbrücken 2008

[Klippel 2007] Klippel, Norbert; Nussbaumer, Thomas; Vergleich der Gesundheitsrelevanz von Holzfeuerungen und Dieselmotoren; Verenum; Zürich, 2007

[Nussbaumer 2006] T. Nussbaumer; Feinstaub aus Holzfeuerungen: Bildung, Relevanz und Minderung; publiziert im Tagungsband 9. Holzenergie-Symposium "Feinstaubminderung und Stromerzeugung
im Rahmen der zukünftigen Energieversorgung" 20. an der ETH Zürich 2006

[PHI 2007a] Arbeitskreis kostengünstige Passivhäuser; Phase IV: Protokollband Nr. 34; Schallschutz beim Einsatz von Wärmepumpen und Wärmepumpenkompaktaggregaten im Passivhaus: Passivhaus Institut, Darmstadt 2007

[PHI 2007b] Arbeitskreis kostengünstige Passivhäuser; Phase IV: Protokollband Nr. 36; Heizung mit Biobrennstoffen für Passivhäuser: Passivhaus Institut, Darmstadt 2007

[Recknagel 2009] Recknagel, Sprenger, Schramek; Taschenbuch für Heizung- und Klimatechnik; Oldenbourg Verlag 2009

[Schwarz 2007] M. Schwarz; Aktuelle Erkenntnisse zur Emission von Feinstaub aus Pelletheizungen, Austrian Bioenergy Centre GmbH, Graz, 2007

[Sprung 2004] J. Sprung; Raumluftabhängige Feuerstätten - sind bestehende Anforderungen ausreichend?; in: Tagungsband zum Fachkolloquium "Raumluftunabhängige Festbrennstoff-Feuerstätten in Wohngebäuden mit mechanischen Lüftungsanlagen" am 5. 2. 2004 im Institutszentrum Stuttgart, Fraunhofer-Institut für Bauphysik, 2004

[Sprung 2006] J. Sprung; Gemeinsamer Betrieb von Feuerstätten und Wohnungslüftungsanlagen (Fraunhofer-Institut für Bauphysik); Schornsteinfeger 01/2006

[TRNSYS 2007] University of Wisconsin (Madison), Solar Energy Laboratory; TRNSYS 16 (Software und Handbuch); 2007

[TZWL 2000] Europäisches Testzentrum für Wohnungslüftungsgeräte, Prüfreglement für dezentrale Wohnungslüftungsgeräte, P PR 09/1-0; Dortmund, 28.12.2000

[UBA 2007] Stellungnahme des Bundesumweltministerium zu Kleinfeuerungsanlagen "Gesundheitliche Wirkung von Feinstaub aus der Holzverbrennung", Bonn, 30. März 2007

[Wagner 1998] H.-J. Wagner, P. Borsch, Energie und Umweltbelastung, Springer-Verlag, 1998

[Wodtke 2009] Firma Wodtke; Differenzdruckcontroller DS 01, Montage und Bedienung; Druck 06/2009

[Wörgetter 2009] M. Wörgetter; Toxizität der Feinstaubemission von Holzfeuerungen – Stand der Erkenntnisse, aktuelle Entwicklungen und Perspektiven; Vortag beim Fachgespräch des BMELV und der Fachagentur Nachwachsende Rohstoffe, Reutlingen, 3.4.2009 (Internet)

[ZIV 2006] Bundesverband des Schornsteinfegerhandwerks - Zentralinnungsverband ZIV; Beurteilungskriterien für den gemeinsamen Betrieb von Feuerstätte - Wohnungslüftung - Dunstabzugshaube; Stand 1.2.2006

Danksagung

Die Autoren dieses Berichts bedanken sich ganz herzlich bei allen, die durch Diskussionen, Ratschläge, gemeinsame Besprechungen und Besichtigungstermine sowie die Bereitstellung von Daten zu diesem Forschungsprojekt beigetragen haben, insbesondere bei den folgenden Unternehmen:

- Wodtke GmbH (D 72070 Tübingen)
- Aerex Haustechniksysteme GmbH (D 78059 Villingen-Schwenningen)
- Wagner & Co Solartechnik GmbH (D 35091 Cölbe)
- Ochsner Wärmepumpen GmbH (A 4020 Linz)
- Ing+Arch, Energieeffiziente Architektur und Fachplanung (D 90419 Nürnberg)

Dem Hessischen Ministerium für Umwelt, Energie, Landwirtschaft und Verbraucherschutz danken wir für die Förderung des Projekts.