

Forschungsprogramm
Umgebungswärme, Kälte, Abwärme

Dynamischer Wärmepumpentest

Phase 1, Etappe 3: Modellansatz für die prüftechnische Charakterisierung der Minderwärmeproduktion

ausgearbeitet durch

Dr. Esfandiar Shafai, David Zogg

Eidgenössische Technische Hochschule Zürich, ETHZ

Institut für Mess- und Regeltechnik

ETH-Zentrum, Sonneggstrasse 3, 8092 Zürich

shafai@imrt.mavt.ethz.ch

und

Prof. Dr. Max Ehrbar, Luzius Wirth

Interstaatliche Hochschule für Technik Buchs

Labor für Thermodynamik und Kältetechnik

Werdenbergstrasse 4, 9471 Buchs

ehrbar@ntb.ch

im Auftrag des

Bundesamtes für Energie

Zusammenfassung

Das Hauptziel der Etappe 3 des Projektes war es, die durch das An- und Abstellen der Wärmepumpe verursachte Abminderung der Nutzwärmeleistung gegenüber dem üblicherweise zugrunde gelegten Dauerbetrieb zu erfassen und mit Hilfe eines physikalisch begründeten mathematischen Ansatzes auf wenige Anlage- und Betriebsparameter abzustützen. Ausserdem sollte ein ergänzendes Prüfverfahren für die Wärmepumpentypenprüfungen im Wärmepumpentestzentrum Töss mit der Prüftechnischen Bestimmung der relevanten Parameter des mathematischen Ansatzes ausgearbeitet werden.

Für die experimentelle Bestimmung der Minderproduktion der Nutzwärme wird die sogenannte *Einschwingmethode* favorisiert. Hier wird die Wärmepumpe auf der Prüfanlage im kalten Zustand gestartet und einige Zyklen gefahren, bis sie sich auf den asymptotischen Betriebszustand eingeschungen hat. Sobald dieser Zustand erreicht wird, wird die produzierte Wärme für den letzten Zyklus bestimmt. Diese Wärmeproduktion wird mit der Wärmeproduktion im Dauerbetrieb verglichen und daraus die Minderproduktion der Nutzwärme bestimmt.

Sowohl im Rahmen der zweiten als auch der dritten Etappe des Projekts wurde an der Entwicklung eines physikalischen Simulationsmodells der Wärmepumpe gearbeitet. Dieses Modell sollte einerseits den strukturellen Zusammenhang zwischen der Wärmeminderleistung und den Betriebsparametern des mathematischen Ansatzes herstellen und andererseits für das Erforschen der Hauptursachen der Taktverluste der Wärmepumpe dienen.

Ein solches Simulationsmodell wurde entwickelt und im Simulationsprogramm Matlab/Simulink programmiert. Obwohl nicht alle Probleme der Simulation restlos beseitigt werden konnten, wurde mit dem Simulationsmodell die Einschwingmethode simuliert und wurden charakterisierende Verläufe der Wärmeminderproduktion in Abhängigkeit der Lauf- und Zykluszeiten generiert (vgl. Bild 14, Seite 19).

Basierend auf einem einfachen nicht-physikalischen Modell für den transienten Verlauf der Wärmepumpenleistung (vgl. Anhang A) wurde ein mathematischer Ansatz für das Berücksichtigen der dynamischen Effekte der variablen Lauf- und Zykluszeiten bei festgehaltenen Quellen- und Senktemperaturen ausgearbeitet (vgl. Gl. (5), Seite 13). Die Abhängigkeit der Wärmeminderproduktion von den Lauf- und Zykluszeiten basierend auf diesem Ansatz ist im Bild 7 dargestellt. Für eine Anpassung an die mit dem physikalisch basierten Simulationsmodell gewonnenen Verläufe (Bild 14) wurde der Ansatz entsprechend erweitert (vgl. Gl. (6) und Bild 8).

Im Rahmen der Etappe 3 des Projekts wurde auch erwartet, dass analog zum ARI-Standard 210/240 (1989) ein normierter Testzyklus vorgeschlagen würde. Im Anhang B sind die in diesem Standard vorgeschriebenen Tests vorgestellt und die Verwandtschaft der dort verwendeten Kenngrössen für die Angabe der Wärmeminderproduktion mit dem hier ausgearbeiteten Ansatz ist aufgezeigt.

Es wurde ebenfalls ein Ansatz für die maximale Minderproduktion an Wärme pro Abstell- und Anfahrvorgang in Abhängigkeit der beiden Betriebsparameter Quellen- und Senkeneintrittstemperatur erarbeitet (vgl. Gl. (4), Seite 11), der gemeinsam mit dem oben vorgestellten Ansatz für die dynamischen Effekte in einem Ansatz für die Bestimmung der Wärmeminderproduktion verwendet wird (vgl. Gl. (3), Seite 11).

Insgesamt liegen 10 Anpassparameter vor (4 Parameter in Gl. (4), 3 Parameter in Gl. (5) und 3 Parameter in Gl. (6)), die experimentell bestimmt werden müssen.

Zwecks experimenteller Bestimmung der Anpassparameter sollten Messungen an einer Luft/Wasser-Wärmepumpe durchgeführt werden. Dazu wurde ein Versuchsaufbau am NTB erstellt. Als Basis diente die Doppelklimakammer des NTB, die 1999 neu aufgebaut wurde. Durch Lieferverzögerungen und Probleme mit der Regelung der Kammertemperatur stellten sich Verzögerungen bei der Inbetriebnahme der Kammern ein, so dass keine eigentlichen Messungen mehr durchgeführt werden konnten. Es wurden jedoch die Inbetriebsetzungsversuche (vgl. Bilder 17 und 18) und Vorversuche zum Austesten der Maschine gefahren (vgl. Bild 23).

Diese Arbeit ist im Auftrag des Bundesamtes für Energie entstanden. Für den Inhalt und die Schlussfolgerungen sind ausschliesslich die Autoren dieses Berichts verantwortlich.

Abstract

The main goal of this third stage of the project was to find a mathematical function that describes the heat production loss due to the on/off operation of the heat pump. This function is to be determined on the basis of a physical model and is to consist of only a few device and operating parameters. In addition, a new test procedure complementing the one existing for the steady-state operation at the test center in Töss is to be developed that can generate the data necessary for the estimation of the relevant parameters.

For the experimental determination of the heat pump loss during cyclic operation the so-called "steady-state cyclic method" is chosen to be the favorite method. With this method, after a cold start the heat pump is operated for a number of cycles until the steady-state cycles are achieved. For the last cycle the heat production loss is determined.

Within the scope of the second and third stages of the project a sizable effort was put into the development of the physical model of the heat pump. This model mainly serves for the investigation and understanding of the main causes for the heat production loss during the cyclic operation. It is also used for determining the mathematical function that relates the device and operating parameters to the heat production loss of the heat pump.

Such a physical model has been developed and implemented in Matlab/Simulink. Although a few minor bugs in the program remain to be fixed, the steady-state cyclic method was simulated for the generation of the characteristic curves for the heat production loss during the cyclic operation in function of "on" and "off" durations (see figure 14 on page 19).

Based on a non-physical model describing the transient behavior of the heat pump heating power (see Appendix A), a mathematical function has been derived for modeling the dynamic effects of "on" and "off" durations on the heat production loss for constant source and condenser temperatures (see equation (5) on page 13). Figure 7 shows the associated characteristic curve. In order to adapt these curves to those achieved with the physical model shown in figure 14 the function is modified slightly (see equation (6) and figure 8).

Within the scope of this third stage of the project a test procedure similar to the ARI Standard 210/240 (1989) was also to be proposed. In Appendix B the prescribed test procedure is briefly introduced and the corresponding measures characterizing the heat production loss are related to the mathematical function used in this project.

In addition, a formula is introduced for the determination of the maximum heat production loss, which results when the "on" duration as well as the "off" duration tends to infinity. This function is parameterized with the source and the condenser temperatures (see equation (4) on page 11). It is then combined with the mathematical function mentioned above for the dynamic effects to yield an overall function for the determination of the heat production loss (see equation (3) on page 11).

A total of ten parameters are used in this function (four in equation (4), three in equation (5), and three in equation (6)), which are to be identified experimentally by measurements on an air-to-water heat pump. For this purpose a test bed has been developed and is being built at NTB (double climate chamber). Caused by delays in the delivery of parts and problems with the control of the chamber temperature, the operation of the test bed was delayed. As a consequence the desired measurements have not been taken as yet. However, set-up tests (see figures 17 and 18) as well as operating tests for specific devices have been carried out satisfactorily (see figure 23).

Inhaltsverzeichnis

1	EINFÜHRUNG	7
1.1	AUSGANGSLAGE	7
1.2	ZIELSETZUNG	7
2	LÖSUNGSWEG	8
3	ABGRENZUNG UND DEFINITION DER VERLUSTE DUCH EIN- UND AUSSCHALTEN DES KOMPRESSORS	9
3.1	QUALITATIVE BETRACHTUNGEN DER VORGÄNGE BEIM AN- UND ABSTELLEN DER WÄRMEPUMPE	9
3.2	DEFINITION DER MINDERPRODUKTION AN NUTZWÄRME	10
3.3	DEFINITION DER MEHR- ODER MINDERKONSUMS AN ELEKTRISCHER ENERGIE	11
4	MATHEMATISCHER ANSATZ FÜR DIE WÄRMEMINDERPRODUKTION	12
4.1	MASSGEBLICHE PARAMETER FÜR DIE WÄRMEMINDERPRODUKTION	12
4.2	STRUKTUR DES MATHEMATISCHEN ANSATZES	13
5	MODELLENTWICKLUNG	17
5.1	ÄNDERUNGEN ZUM STAND DES MODELLS IN ETAPPE 2	19
5.2	ERGEBNISSE DER SIMULATIONEN	20
6	KLIMAKAMMER	22
7	VERSUCHSAUFBAU	25
A.	EINFACHES NICHT-PHYSIKALISCHES MODELL	27
B.	ARI-STANDARD 210/240	31
B.1	VORGESCHRIEBENE TESTS	31
B.2	HOCHTEMPERATUR HEIZUNGSTEST (STATIONÄR)	31
B.3	HOCHTEMPERATUR HEIZUNGSTEST (EIN/AUS-BETRIEB), ZYKLISCH	32
C.	SYMBOLVERZEICHNIS	34
	LITERATURVERZEICHNIS	35

1 Einführung

1.1 Ausgangslage

Die Anpassung der Wärmeabgabe an den Wärmebedarf erfolgt bei Wärmepumpen in der Regel durch das Ein- und Ausschalten des Kompressors, d.h. durch variable Lauf- und Stillstandszeiten. Während des Stillstands erfolgen in der Maschine komplexe Ausgleichsvorgänge, die beim Wiederanfahren im allgemeinen zu einer Minderproduktion an Nutzwärme gegenüber dem Dauerbetrieb führen.

Diese Minderproduktion an Nutzwärme wird weder bei der Typenprüfung im Wärmepumpentestzentrum Töss erfasst noch bei der Auslegung der Wärmepumpenanlagen durch Planner berücksichtigt.

Die üblich eingesetzten Softwareprodukte für die Auslegung von Wärmepumpenanlagen beinhalten nur Modelle zur Erfassung der Wärmeabgabe und der elektrischen Energieaufnahme der Wärmepumpen für den *quasistationären* Fall. Mit diesen Modellen werden zwar die jahreszeitlich langsam ändernden Randbedingungen erfasst, nicht jedoch die Auswirkung der raschen Transienten, wie sie beim Anlaufen und Abstellen von Wärmepumpen (und Kältemaschinen) auftreten.

Mit dem vorliegenden Projekt „Dynamischer Wärmepumpentest“ beabsichtigt das Bundesamt für Energie diese Zusatzeffekte durch Ein- und Ausschalten der Wärmepumpen in Zukunft ebenfalls berücksichtigen zu können.

1.2 Zielsetzung

Basierend auf der oben beschriebenen Ausgangslage verfolgt das vorliegende Projekt folgende zwei Ziele:

- a) Erarbeiten eines einfachen mathematischen Ansatzes, mit dem die Minderproduktion an Wärme und die Mehr- oder Minderaufnahme von elektrischer Energie durch die Wärmepumpe in Folge des Ein- und Ausschaltens des Kompressors ermittelt werden kann. Dieser Algorithmus soll in bestehende Auslegeprogramme wie WPcalc oder YUM integriert werden können.
- b) Eine Ergänzung des Prüfverfahrens für die Typenprüfungen an Wärmepumpen im Wärmepumpentestzentrum Töss¹ zur Ermittlung dieser Anfahr- und Abstellverluste.

Der mathematische Ansatz soll allerdings physikalisch begründet sein und somit strukturell für alle Wärmepumpen Gültigkeit haben. In diesem Ansatz werden einige maschinenabhängige Anpasskonstanten und Betriebsparameter auftreten, die durch die neu vorzuschlagende Prüfnorm-Ergänzung experimentell zu bestimmen sind. Somit sind beide Ziele miteinander verknüpft.

Der Ablauf des Projektes ist in zwei Phasen und mehrere Etappen aufgeteilt. Das Ziel der ersten Phase ist das Erarbeiten der Grundlagen. Auf diesen Grundlagen basierend soll dann in der Phase 2 die Umsetzung für die Praxis erfolgen, welche die folgende Punkte umfasst:

- a) Aufstellen von Versuchsvorschriften gemeinsam mit dem Testzentrum Töss.
- b) Realisieren der neuen Messmethode gemeinsam mit dem Testzentrum Töss.
- c) Erstellen einer Dokumentation für das Implementieren des Ansatzes in die Programme Wpcalc resp. YUM für das Berücksichtigen der Anfahr- und Abstellverluste.

¹ Wärmepumpentest- und Ausbildungszentrum Töss, Auswiesenstrasse 47, 8406 Winterthur

Die erste Phase wurde in drei Etappen unterteilt:

1. Etappe: Diese Etappe befasste sich mit einer Literaturrecherche mit dem Ziel, allfällig brauchbare Untersuchungen zu erkennen und zu übernehmen. Die Literaturrecherche hat einiges an Literatur zutage gefördert. Jedoch war nichts dabei, das unmittelbar für die Beantwortung der eingangs gestellten Fragen verwendbar gewesen wäre. (vgl.[1]). Aus diesem Grund wurde die zweite Etappe ausgelöst.

2. Etappe: Das Hauptziel dieser Etappe war das Entwickeln eines eigenen Simulationsmodells, mit dem die grundlegenden Zusammenhänge simuliert und studiert werden können. Ein weiteres Ziel dieser Etappe war die Definition der massgeblichen Maschinen- und Betriebsparameter, die für die Abminderung der Wärmeproduktion verantwortlich sind, sowie das Aufstellen eines mathematischen Zusammenhangs zwischen diesen Parametern und der Abminderung der Wärmeproduktion. Das letztere Ziel konnte jedoch aufgrund der Problemen mit dem Simulationsprogramm nicht vollständig erreicht werden. (vgl. [2])

3. Etappe: Das Hauptziel dieser Etappe mit dem vorliegenden Schlussbericht ist die Ausarbeitung eines ergänzenden Prüfverfahrens für die Wärmepumpentypenprüfungen im Wärmepumpentestzentrum Töss mit der Prüftechnischen Bestimmung der relevanten Parameter des mathematischen Ansatzes und dessen praktischen Erprobung.

2 Lösungsweg

Gesucht wird im Rahmen der vorliegenden dritten Etappe des Projekts einerseits ein physikalisch begründeter mathematischer Ansatz als Korrekturfunktion zur Berechnung der Wärmeminderleistung und der elektrischen Mehr- oder Minderleistung gegenüber dem Dauerbetrieb. Andererseits soll ein Prüfverfahren vorgeschlagen werden, um die massgeblichen Parameter (Anpasskonstanten) des mathematischen Ansatzes zu bestimmen.

Für die experimentelle Bestimmung der Minderproduktion der Nutzwärme liegen grundsätzlich folgende zwei Methoden zur Auswahl:

a) *Speichermethode*

Hier arbeitet die Wärmepumpe auf einen Speicher, d.h. dieser wird über eine gewisse (Lauf-) Zeit aufgeladen und der Zuwachs des Energieinhalts des Speichers gemessen. Als Referenz dient die Aufladung bei Dauerbetrieb. Die Differenz des Energiezuwachses bei Dauerbetrieb und in getaktetem Betrieb ist die Minderwärmeproduktion.

b) *Einschwingmethode.*

Die Wärmepumpe wird auf der Prüfanlage im kalten Zustand gestartet und einige Zyklen gefahren, bis sie sich auf den asymptotischen Betriebszustand eingeschungen hat. Sobald dieser Zustand erreicht wird, wird die produzierte Wärme für den letzten Zyklus bestimmt. Diese Wärmeproduktion wird wieder mit der Wärmeproduktion im Dauerbetrieb verglichen.

Die benötigte Messdauer dürfte für beide Methoden etwa gleichlang sein. Wir schätzen ca. 5 Stunden pro Fall. Der Nachteil der Speichermethode liegt darin, dass die Minderproduktion als Differenz von zwei fast gleich grossen Grössen ermittelt wird. Bei der Einschwingmethode lässt sich die Minderproduktion mit weniger Fehleranteil bestimmen. Aus diesem Grund wird die Einschwingmethode sowohl für die theoretische Untersuchungen als auch für die praktische Bestimmung der Minderproduktion der Nutzwärme als Basisexperiment ausgewählt. Bereits im Rahmen der zweiten Etappe wurde dieser Experiment für die Berechnung der Minderproduktion der Nutzwärme verwendet (vgl. [2], Seite 38). Dazu wurde das in der zweiten Etappe entwickelte physikalischbasierte Simulationsmodell verwendet.

Wegen der Komplexität des erwähnten physikalischen Modells und aufgrund der Simulationsprobleme, die ebenfalls im Laufe der dritten Etappe auftraten, wurde auf den Lösungsweg über eine Parameteridentifikation resp. Validierung dieses Modells verzichtet.

Da jedoch diesem Simulationsmodell eine grosse Bedeutung zugeordnet wird, um nicht zuletzt die Hauptursachen für die Ein- und Ausschaltverluste erforschen zu können, wurde an der Behebung der Simulationsprobleme weitergearbeitet. Daher sind die wichtigsten Zusammenhänge im Modell komplementär zum Schlussbericht der Etappe 2 im Kapitel 5 beschrieben.

Für die experimentellen Untersuchungen wurde vorgesehen zwei bezüglich Bauart und Leistungsniveau unterschiedliche Wärmepumpen anzuschaffen und in der Doppel-Klimakammer der Fachhochschule für Technik Buchs (NTB) zu prüfen, wobei der Aufbau dieser Klimakammer (vgl. Kapitel 6) zeitlich parallel zur vorliegenden dritten Etappe zu erfolgen hatte. Eine der beiden Wärmepumpen soll eine Luft/Wasser-Wärmepumpe mit 8 kW Heizleistung sein und die andere soll eine Sole/Wasser-Wärmepumpe mit etwa 15 kW Heizleistung sein.

Die gesuchte allgemeine Korrekturfunktion ergibt sich nicht direkt aus Messungen. Sie muss vielmehr auf Grund einer physikalischen Ueberlegung oder auf Grund von „Messpunkten“ festgelegt werden (konstruiert werden). Je grösser die Zahl der Betriebsparameter, von denen diese Minderleistung abhängt, desto grösser ist der Aufwand zum Auffinden einer solchen Funktion. Wir gehen davon aus, dass eine solche Funktion sich für alle Typen von Wärmepumpen eignet, jedoch durch gewisse Anpasskonstanten an die untersuchte Maschine angepasst werden muss.

3 Abgrenzung und Definition der Verluste durch Ein- und Ausschalten des Kompressors

3.1 Qualitative Betrachtungen der Vorgänge beim An- und Abstellen der Wärmepumpe

Wie bereits eingangs ausgeführt, erfolgen beim Abstellen der Wärmepumpe komplexe Ausgleichsvorgänge innerhalb der Maschine aber auch mit der Umgebung. Während des Laufs der Maschine nehmen die einzelnen Baugruppen der Wärmepumpe unterschiedliche Temperaturen an. Auch die Kältemittelverteilung folgt bestimmten Gesetzen. Nach dem Abstellen erfolgt ein Temperatenausgleich sowohl innerhalb einer Baugruppe (Kompressor, Verdampfer, Kondensator) als auch mit der jeweiligen Umgebung (Raumtemperatur, Umgebungstemperatur, Senktemperatur). Weiters erfolgt eine Migration des Kältemittels auf Grund der noch vorhandenen Druckunterschiede zwischen Kondensator und Verdampfer. Aber auch das Schmieröl des Kompressors absorbiert oder desorbiert Kältemittel entsprechend den Temperatur- und Druckverläufen nach dem Abstellen. Diese Ausgleichsvorgänge hängen neben maschinentypischen Eigenheiten (Maschinenparametern) auch von der Länge der Stillstands- und Laufphasen ab.

Nach dem Wiederanlaufen des Kompressors werden diese Ausgleichsvorgänge wieder rückgängig gemacht. Beispielsweise kühlen Kompressor und Kondensator im Stillstand aus. Beim Anfahren wird nun zunächst ein Teil der zugeführten elektrischen Energie im Kompressor für die Eigenerwärmung abgezweigt, weshalb das Heissgas den Kompressor entsprechend kühler verlässt. Dies vermindert die Enthalpiedifferenz des Kältemittels zwischen Ein- und Austritt im Kondensator. Der Kondensator seinerseits zweigt wieder einen Teil dieser Enthalpiedifferenz für seine Eigenerwärmung ab, so dass die Wärmesenke weniger Nutzwärme erhält. Daraus ergibt sich ein Produktionsmanko an Nutzwärme nach dem Start des Kompressors gegenüber dem Dauerlauf.

Diese Minderung der Nutzwärmeabgabe während des Anlaufs hängt nicht nur von den Maschinenparametern ab, sondern auch von den Betriebsparametern. Liegt etwa die Kondensationstemperatur tief, so dürfte die Minderproduktion an Nutzwärme geringer ausfallen als bei hoher Kondensationstemperatur. Auch die Lauf- und Stillstandszeiten haben Einfluss auf die Minderproduktion an Nutzwärme.

3.2 Definition der Minderproduktion an Nutzwärme

Unter Nutzwärme verstehen wir jene Wärmeabgabe der Wärmepumpe, die den zu beheizenden Räumen zugute kommt. Dies ist bei Wärmepumpen mit Wasser als Senkenmedium sicher einmal die bei laufender Wärmepumpe im Kondensator dem Wasser zugeführte Wärme.

Stehen Kondensator und Wärmepumpe in einem beheizten Raum, so wird auch die Abwärme der beiden Apparate direkt an die Raumluft abgegeben und ist damit ebenfalls als Nutzwärme zu betrachten. Hier fällt auch Wärme an, wenn Kondensator und Kompressor nach dem Abstellen auskühlen. Ein analoger Effekt tritt auf, wenn das Senkenmedium nach dem Abstellen des Kompressors noch eine Weile weiter umläuft (Nachlauf) und damit die Auskühlwärme des Kondensators (innere Energie) mitnimmt. Wenn hingegen Kondensator und Kompressor in einem unbeheizten Raum stehen und kein Senkennachlauf vorgesehen ist, so sind die Auskühlwärmen nicht als Nutzwärmen verfügbar.

Andererseits wird nach dem Start des Kompressors zunächst ein Teil der produzierten Wärme für die Eigenerwärmung der inzwischen ausgekühlten Apparate (Kompressor und Kondensator) abgezweigt, so dass die dem Senkenmedium zugeführte Wärme unmittelbar nach dem Start geringer ist als nach dem Erreichen des Beharrungszustandes (Abb. 1).

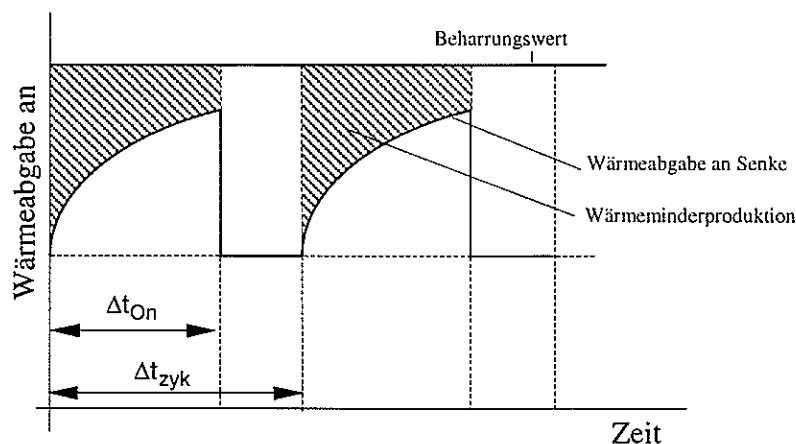


Bild 1: Minderproduktion an Nutzwärme während der Anlaufphase

Auf Grund des Umstandes, dass im Normalfall die Wärmepumpe in einem unbeheizten Raum aufgestellt ist, legen wir fest:

Definition Minderproduktion Nutzwärme:

Unter der Minderproduktion an Nutzwärme beim Aus- und Wiedereinschalten des Kompressors verstehen wir die Differenz zwischen der ans Senkenmedium abgegebenen Nutzwärme bei Beharrung und bei der Anlaufphase. Die Senkenmassenstrom sei während der Standzeit null.

$$\Delta Q_{\text{mind}} = \int_{\Delta t_{\text{on}}} (\dot{Q}_{\infty} - \dot{Q}_{\text{eff}}) * dt \quad (1)$$

Hier bedeuten:

- ΔQ_{mind} Die Minderproduktion an Nutzwärme während eines Aus-Ein-Schaltvorganges
 $\dot{Q}_{\infty}$ Die produzierte Nutzwärmestrom bei Beharrung
 $\dot{Q}_{\text{eff}}$ Die produzierte Nutzwärme beim Anlauf

3.3 Definition der Mehr- oder Minderkonsums an elektrischer Energie

Analog gilt für die elektrische Energieaufnahme:

$$\Delta E_{\text{el}} = \int_{\Delta t_{\text{on}}} (P_{\text{el}\infty} - P_{\text{el}\text{eff}}) * dt \quad (2)$$

- $P_{\text{el}\infty}$ Die aufgenommene elektrische Leistung bei Beharrung
 $P_{\text{el}\text{eff}}$ Die aufgenommene elektrische Leistung beim Anlauf

Wir erwarten, dass der Betrag des Mehr- oder Minderkonsums an elektrischer Energie wesentlich geringer als derjenige der Minderproduktion an Nutzwärme ist, weil die Stromaufnahme des Kompressors wohl innert weniger Sekunden auf dem Beharrungswert ankommt.

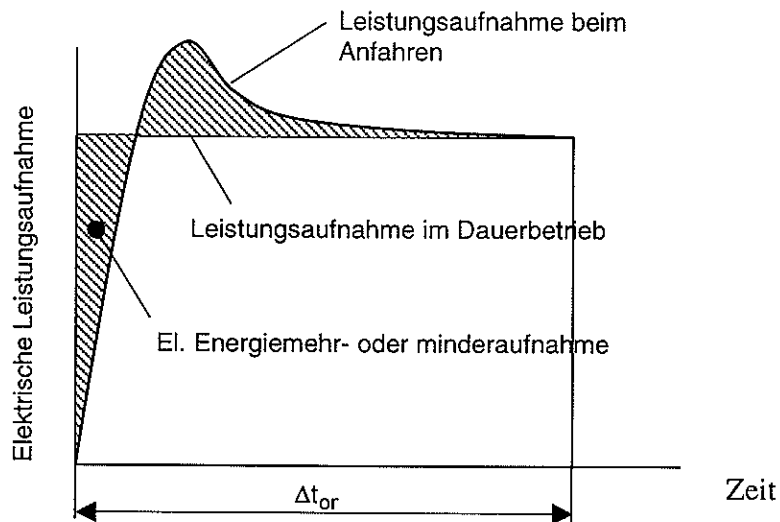


Bild 2: Verlauf der elektrischen Leistungsaufnahme beim Anlauf

Die getroffene Definition der Minderproduktion an Nutzwärme beim Aus- und Einschalten des Kompressors kann als "worst case" aufgefasst werden. Es sind zwar Szenarien denkbar, wo die Minderproduktion an Nutzwärme höher ist als im definierten Fall. Dies ist beispielsweise dann der Fall, wenn etwa bei ventillosen Kompressoren (z.B. Scroll, Schraube) grössere Mengen an Kältemittel via Kompressor zum Verdampfer migrieren und die Senken-Umwälzpumpe weiterlaufen würde. In diesem Falle müsste die Flüssigkeit im Kondensator unter intensiver

Wärmeaufnahme aus dem Kondensator und dem Senkenmedium zuerst verdampfen, was zu einer viel rascheren und weitergehenden Abkühlung des Kondensators und allenfalls auch des Kompressors führen würde.

4 Mathematischer Ansatz für die Wärmeminderproduktion

4.1 Massgebliche Parameter für die Wärmeminderproduktion

Die Minderproduktion an Nutzwärme bei Ein- und Ausschalten des Kompressors ist keine Konstante. Sie hängt vielmehr von vielen Maschinen- und Betriebsgrössen ab.

Unter **Maschinenparametern** verstehen wir Parameter, die der Wärmepumpe eigen sind. Dazu gehören etwa Massen, Materialkonstanten etc.

Unter **Betriebsparametern** verstehen wir jene Randbedingungen der Wärmepumpe, die ihren Arbeitspunkt und ihre Betriebsart festlegen. Es sind dies (bei Kompressoren mit fester Drehzahl):

- Quelleneintrittstemperatur
- Quellenmassenstrom
- Quelleneintrittsfeuchte (bei Luft als Wärmequelle)
- Senkeneintrittstemperatur
- Senkenmassenstrom
- Stopp- und Laufzeiten
- Abtauzeiten (bei Luft als Wärmequelle)

Im Sinne der Aufgabenstellung schliessen wir Anlagen mit mehreren Kompressoren und anderen diskontinuierlichen oder kontinuierlichen Leistungsregelungsverfahren aus. Zudem seien der Quellen- und der Senkenmassenstrom konstant. Dann verbleiben als *variable* Betriebsparameter

- Quelleneintrittstemperatur
- Quelleneintrittsfeuchte
- Senkeneintrittstemperatur
- Lauf- und Stoppzeiten

Die Annahme von konstanten Quellen- und Massenströmen ist zu diskutieren. In der Praxis können vor allem die Senkenmassenströme variieren. Zudem ist davon auszugehen, dass die im Feld vorhandenen Massenströme von den bei der Typenprüfung eingestellten Massenströmen abweichen. Kleinere Massenströme führen zu grösseren Temperaturspreizungen und damit zu grösseren Aenderungen der inneren Energie beim Aufheizen und Abkühlen. Dieser Umstand wäre allenfalls bei der ergänzenden Typenprüfung zu berücksichtigen. Die Abtauzeiten werden nicht berücksichtigt, da sie im Prüfverfahren EN 255 bereits enthalten sind.

4.2 Struktur des mathematischen Ansatzes

Für die Bestimmung des mathematischen Ansatzes der Minderproduktion an Nutzwärme wird die Eintrittsfeuchte der Quellenluft ebenfalls als konstant² vorausgesetzt, so dass nur noch vier zu betrachtende Betriebsparameter verbleiben (Quellen- und Senkeneintrittstemperatur sowie Lauf- und Zykluszeit). Die Minderproduktion an Nutzwärme wird dann mathematisch als eine Überlagerung (Produkt) zweier Funktionen angesetzt:

$$\Delta Q_{\text{mind}} = \Delta Q_{\text{mind},\infty}(T_{\text{Sein}}, T_{\text{Qein}}) \cdot f_{\text{dyn}}(\Delta t_{\text{on}}, \Delta t_{\text{zyk}}). \quad (3)$$

Die erste Funktion geht von unendlich langen Lauf- und Stoppzeiten aus, d.h. es wird angenommen, dass die Wärmepumpe nach dem Anfahren resp. nach dem Abstellen die jeweiligen asymptotischen Beharrungswerte erreicht. Sie repräsentiert somit die maximale Minderproduktion an Wärme pro Abstell-/Anfahrvorgang in Abhängigkeit der beiden Betriebsparameter Quellen- und Senkeneintrittstemperatur (T_{Qein} und T_{Sein}).

Wir erwarten einen Zusammenhang der folgenden Art:

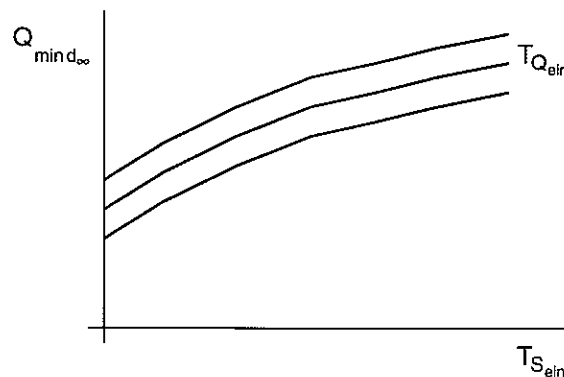


Bild 3: Erwartete Abhängigkeit der Minderproduktion an Wärme von den Betriebsparametern für unendlich lange Lauf- und Stoppzeiten

Es ist einsichtig, dass mit zunehmender Senkenrücklauftemperatur die Abkühl- und Aufheiztemperaturspreizungen zunehmen und damit auch die damit verbundenen Energiezu- und Energieabfuhr für die Eigenerwärmung. Die gleiche Überlegung lässt sich auch für die Quellenseite machen. Die ersten Simulationen mit dem physikalischen Modell scheinen die erwartete Abhängigkeit im obigen Bild zu bestätigen.

Diese Abhängigkeit lässt sich durch einen mathematisch sehr einfachen Ansatz der folgenden Form approximieren:

$$\Delta Q_{\text{mind},\infty} = (a + b \cdot T_{\text{Sein}} + c \cdot T_{\text{Sein}}^2) + d \cdot (T_{\text{Qein}} - T_{\text{Qref}}) \quad (4)$$

Die Konstanten a...d sind maschinenabhängig und müssen experimentell (z.B. bei der Typenprüfung) bestimmt werden. Immerhin wären zur experimentellen Bestimmung noch mindestens vier Versuche notwendig³.

² In einer Sensitivitätsanalyse soll festgestellt werden, wie gross der Einfluss der Eintrittsfeuchte tatsächlich ist. Wir vermuten, dass er gering ist, so dass man deren Einfluss tatsächlich vernachlässigen kann.

³ Falls auf das quadratische Glied verzichtet werden kann, wären noch drei Betriebsparameter zu berücksichtigen, resp. drei Versuche durchzuführen.

Die zweite Funktion soll die dynamischen Effekte der variablen Lauf- und Stoppzeiten bei festgehaltenen Quellen- und Senkentemperaturen berücksichtigen. Es ist zu erwarten, dass die Minderproduktion an Wärme bei reduzierten Lauf- und Stoppzeiten kleiner als im asymptotischen Fall ausfallen, da die Schwankungen der Temperaturen beim Anfahren und Abstellen geringer sind und damit auch die Änderungen der inneren Energien. Wir erwarten etwa folgende Situation:

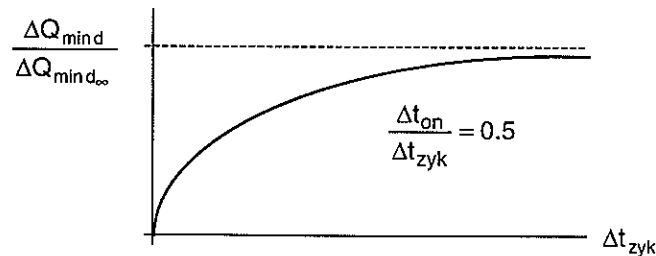


Bild 4: Erwarteter Verlauf der Minderproduktion an Wärme in Abhängigkeit von der Zykluszeit bei festgehaltenem Verhältnis Laufzeit zu Zykluszeit

Die Temperaturspreizungen sind beim Abstellen und beim Anfahren identisch (siehe Abb. 3). Dies sei am Beispiel der Kondensationstemperatur dargelegt. Je kürzer die Lauf- oder Standzeit desto geringer sind diese Temperaturschwankungen.

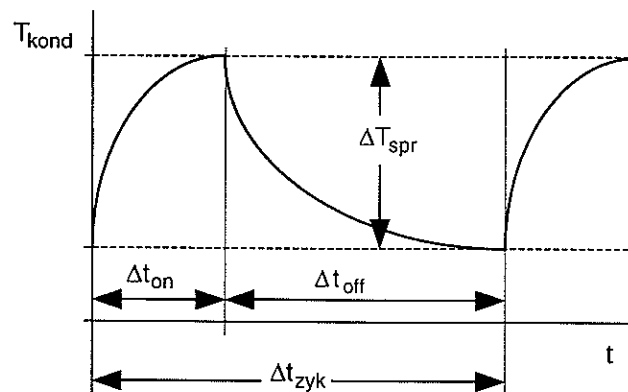


Bild 5: Temperaturspreizung der Kondensationstemperatur und Lauf- resp. Stoppzeiten

Dieses Auf und Ab der Temperaturen bestimmt massgeblich die Auskühlenergie, die beim Anfahren wieder zugeführt werden muss. Die Temperaturspreizung hängt sowohl vom Verhältnis der Stopp- und Laufzeiten, als auch von der Zykluszeit ab. Die Zykluszeit ist die Summe von Lauf- und Stoppzeit. Mit kürzeren Lauf- oder Stoppzeiten sollten daher auch die Minderwärmeabgaben sinken.

Je kürzer die Zykluszeit, desto geringer ist die Temperaturspreizung. Der gleiche Effekt zeigt sich beim Verhältnis von Stopp- zu Laufzeit mit dem Unterschied, dass hier sowohl ein sehr geringes als auch ein sehr hohes Verhältnis zu geringen Temperaturspreizungen führt. Dazwischen liegt ein Maximum. Analog dürfte sich die Minderproduktion an Wärme verhalten. Wir erwarten daher etwa den im Bild 6 angegebenen Zusammenhang:

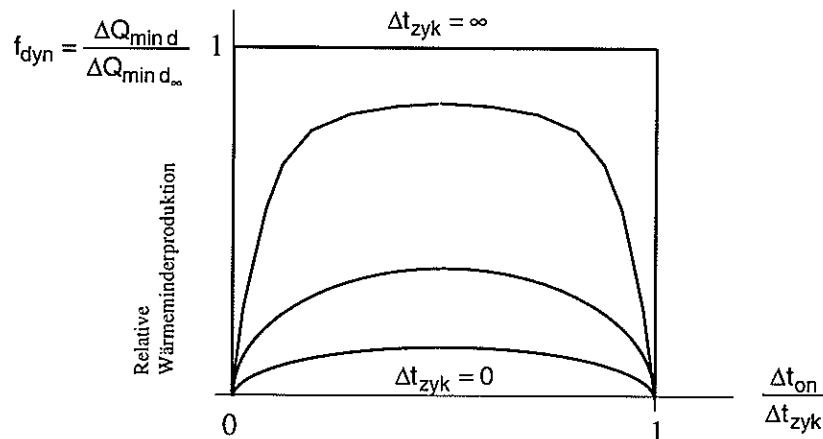


Bild 6: Verlauf der auf $\Delta Q_{\min d}$ bezogenen Minderproduktion an Wärme in Abhängigkeit der Lauf- und Stoppzeiten

Die Kurvenformen ändern sich mit zunehmender Zykluszeit. Für unendlich lange Zykluszeit ist selbst für kurze relative Lauf- oder Stoppzeiten genügend Zeit da, um den asymptotischen Grenzwert der Wärmeminderleistung zu erreichen. Daher wird der Kurvenverlauf für unendlich lange Zykluszeiten rechteckig.

Die ersten Simulationen mit dem physikalischen Modell und Auswertungen von Herren Gubser und Wirth widerlegen allerdings die Annahme von symmetrischen Kurvenverläufen im Bild 6 (vgl. Kapitel 5.2, Bild.14). Die Maxima der Kurvenverläufe liegen zu kleineren Laufzeitverhältnissen hin verschoben. Hingegen scheint die Annahme einer linearen Abhängigkeit zwischen Minderwärmeproduktion und Vor- resp. Quellentemperatur im Bild 3 zuzutreffen (vgl. Kapitel 5.2, Bild 12).

Basierend auf ein einfaches nicht-physikalisches Modell für den transienten Verlauf der Wärmepumpenheizleistung (vgl. Anhang A) konnte der folgende Ansatz für die Funktion $f_{\text{dyn}}(\Delta t_{\text{on}}, \Delta t_{\text{zyk}})$ gefunden werden, der in der Lage ist sehr einfach die oben erwähnte Asymmetrie nachzubilden:

$$f_{\text{dyn}} = \frac{\frac{1 - e^{-\frac{\alpha}{\beta}}}{1 - e^{-\frac{\alpha}{\beta} \cdot \frac{(\alpha-1)}{\gamma\beta}}} \cdot e^{-\frac{(\alpha-1)}{\gamma\beta}}}{\left[1 - \kappa\gamma \cdot e^{-\frac{\alpha}{\beta}} \cdot e^{-\frac{(\alpha-1)}{\gamma\beta}} - e^{-\frac{\alpha}{\beta}} \cdot (1 - \kappa\gamma) \right]} - \left[1 - \kappa\gamma \cdot \left(1 - e^{-\frac{(\alpha-1)}{\gamma\beta}} \right) \right] \cdot \left(1 - e^{-\frac{\alpha}{\beta}} \right). \quad (5)$$

Dabei ist die relative Laufzeit ($\Delta t_{\text{on}} / \Delta t_{\text{zyk}}$) durch α abgekürzt und die eigentlichen Anpassparameter wie folgt definiert sind:

κ : prozentualer Rückgewinnungsanteil der während der Abstellphase an die Umgebung abgegebenen Wärmeenergie ($\kappa = 0$ repräsentiert den „worst case“!)

$\beta = \frac{\tau_{\text{on}}}{\Delta t_{\text{zyk}}}$: relative Einschaltzeitkonstante

und

$\gamma = \frac{\tau_{\text{off}}}{\tau_{\text{on}}}$: Zeitkonstantenverhältnis (Abstellzeitkonstante zu Einschaltzeitkonstante).

Im Bild 7 ist dieser Ansatz für die folgenden Anpassparameter analog zum Bild 6 in Funktion der relativen Laufzeit und zykluszeiten dargestellt:

$$\kappa = 0,$$

$$\tau_{on} = 50 \text{ s},$$

$$\gamma = 24.$$

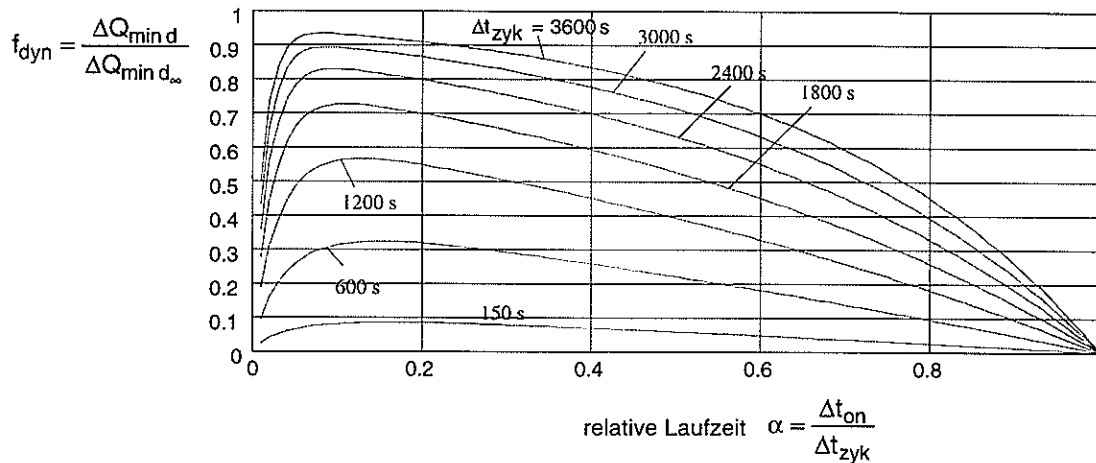


Bild 7: Die Funktion f_{dyn} gemäss Ansatz (5) für $\kappa = 0$, $\beta = 50 \text{ s}/\Delta t_{zyk}$ und $\gamma = 24$

Als Zykluszeiten wurden zwecks Vergleich diejenigen von den untersuchten Simulationen (Kapitel 5.2, Bild 14) verwendet. Es kann festgestellt werden, dass die Form der Verläufe im Bild 14 sich grob mit diesem Ansatz realisieren lässt. Die Übereinstimmung ist insbesondere für kleine relativen Laufzeiten und kleine Zykluszeiten sehr gut.

Falls sich die aus den untersuchten Simulationen ersichtlichen Erhebung der Funktion für die relativen Laufzeiten zwischen 0.2 bis 0.8 und grosse Zykluszeiten auch in der Realität bestätigen lassen, kann der Ansatz (5) durch folgende Korrektur ergänzt werden:

$$\tilde{f}_{dyn} = (a_{dyn} \cdot \alpha^2 + b_{dyn} \cdot \alpha + c_{dyn}) \cdot f_{dyn} \quad (6)$$

Diese Korrektur weist drei weitere Anpassparameter auf, die ebenfalls experimentell bestimmt werden müssen. Für einen Vergleich mit den untersuchten Simulationen ist diese Funktion für $a_{dyn} = -1.2$, $b_{dyn} = 1.2$ und $c_{dyn} = 1$ ausgewertet und mit dem Ansatz (3) die Minderproduktion an Nutzwärme (ΔQ_{mind}) für $\Delta Q_{mind,\infty} = 62000 \text{ J}$ berechnet und im Bild 8 dargestellt worden. Diese Verläufe stimmen relativ gut mit den Simulationsergebnissen überein (vgl. Bild 14).

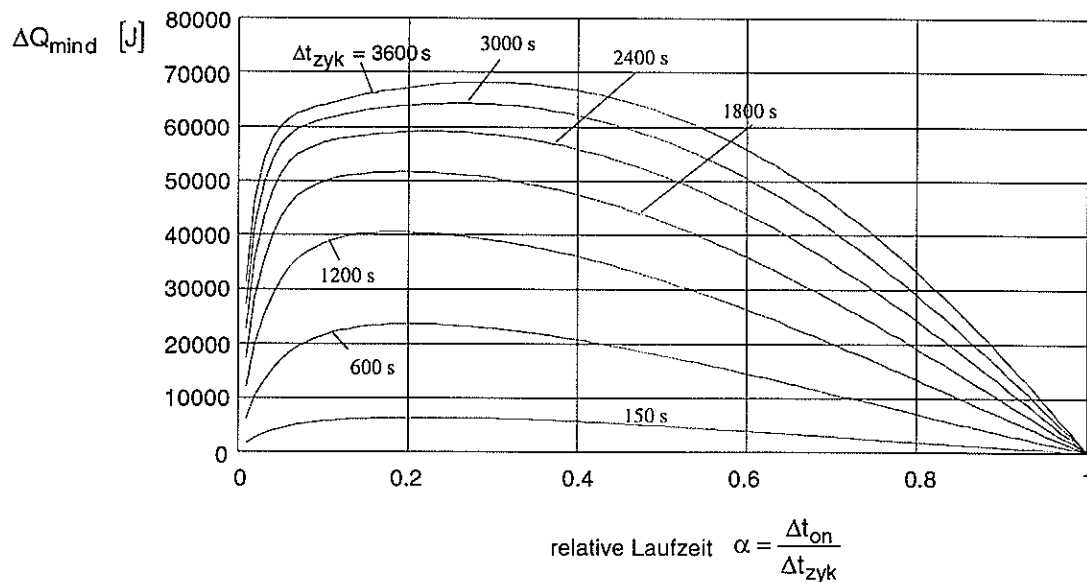


Bild 8: Verlauf der Wärmeminderproduktion bestimmt mit den Ansätzen (3), (5) und (6) für die folgenden Anpassparameter: $\kappa = 0$, $\beta = 50 \text{ s}/\Delta t_{\text{zyk}}$, $\gamma = 24$, $a_{\text{dyn}} = -1.2$, $b_{\text{dyn}} = 1.2$, $c_{\text{dyn}} = 1$ und $\Delta Q_{\text{mind},\infty} = 62000 \text{ J}$

5 Modellentwicklung

Die Modellentwicklung hatte extrem widersprüchliche Anforderungen zu erfüllen. Einerseits sollte die Dynamik des Anlaufens und Abstellens möglichst gut erfasst werden, andererseits sollte das Modell so einfach wie möglich sein. Bild 9 zeigt die Grobstruktur des Modells.

Der Kompressor ist als Zwei-Speicher-Modell aufgebaut. Der eine Speicher beinhaltet das Gehäuse und den Oelsumpf, der andere Speicher repräsentiert den Motor und den angeflanschten Kompressor. Wir gehen davon aus, dass jeweils Gehäuse und Oelsumpf respektive Motor und Kompressor die gleiche Temperatur haben. Dies gilt für vollhermetische Kompressoren mit Sauggaskühlung. Bei Vollhermetischen Kompressoren mit Heissgaskühlung liegen die Verhältnisse etwas anders.

Bei Luft-Wasser-Wärmepumpen ist der Verdampfer als Zweispeicher-Modell aufgebaut. Die beiden Speicher sind die Metallstruktur des Verdampfers und der Kältemittelinhalt. Bei Sole-Wasser-Wärmepumpen kommt der Soleinhalt als dritter Speicher hinzu.

Beim Kondensator wird ein Vierspeicher-Modell angewendet. Der Wasserinhalt und die Metallstruktur bilden je einen Speicher. Auf der Kältemittelseite wurde eine Unterteilung in Kondensations- und Unterkühlungsteil vorgenommen. Dies rührt daher, dass der Kondensator, sofern kein separater Sammler vorhanden ist, als Sammler fungiert. Damit ist die Grösse des Unterkühlungsteils von der aktuellen Kältemittelverteilung in der Anlage abhängig. Dies wird im Modell berücksichtigt.

Das Expansionsventil schliesslich ist als rein statisches Element modelliert (ohne Speicherwirkung).

Das Abstellmodell unterscheidet sich vom Anlaufmodell nur durch das Teilmodell Kondensator. In diesem Fall wird angenommen, dass sich der Kältemittelinhalt auf den gesamten Kondensator

homogen verteilt. Somit entfällt die Unterscheidung in einen Unterkühlungs- und einen Kondensationsteil. Beide Modelle berücksichtigen die Kältemittelmigration, sowie die Wechselwirkung zwischen Kältemittel und Öl im Ölsumpf des Kompressors.

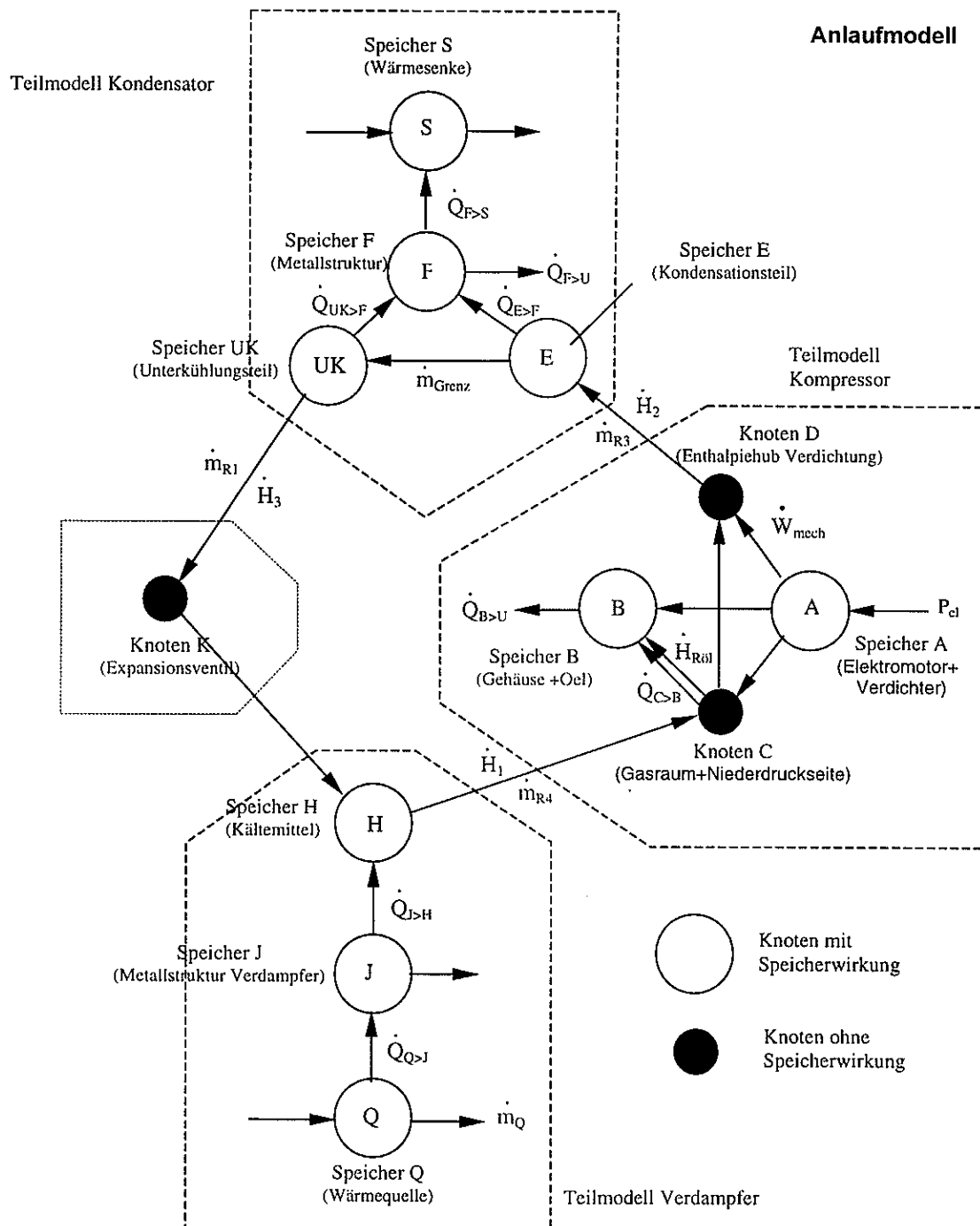


Bild 9: Struktogramm des Anlaufmodells

5.1 Änderungen zum Stand des Modells in Etappe 2

Gegenüber der Etappe 2 wurde das Modell nicht grundlegend geändert. Anpassungen erfuhren die statische Oeffnungskennlinie des Expansionsventils und der Algorithmus zur Berechnung der Austrittsenthalpie aus dem Verdampfer. Nach langwierigem Suchen wurde im Bereich des Verdampfers/Kompressors auch ein versteckter algebraischer Loop entdeckt, der eliminiert werden konnte. Die Auswertungen reagierten darauf zunächst erfolgreich. Bei gewissen Parameterkonfigurationen jedoch zeigten sich wieder die alten Symptome: Plötzliche unmotiviert Ausschläge im zeitlichen Verlauf.

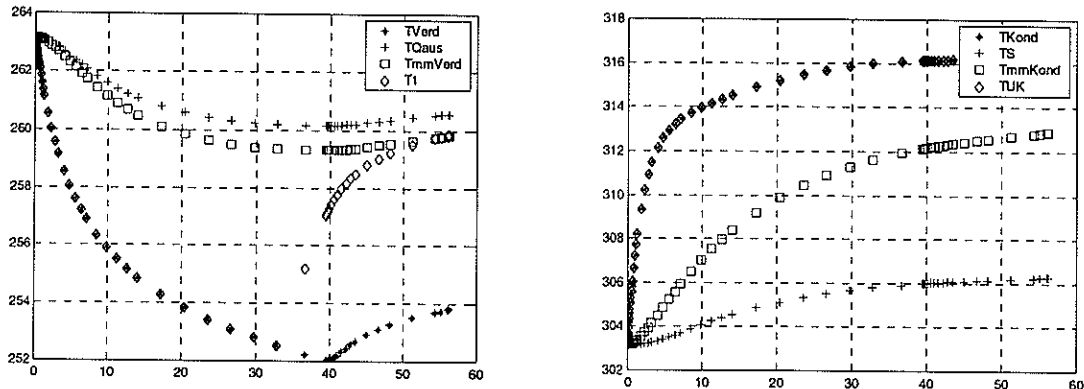


Bild 10: : Beispiel einer Simulationsrechnung ($T_Q = -10\text{ °C}$, $T_S = 35\text{ °C}$)

Die wesentlichste Änderung betraf die thermodynamischen Algorithmen. Um Rechenzeit zu sparen haben wir zu Beginn relativ einfache Algorithmen zur Berechnung der thermodynamischen Zustandsgrößen verwendet. Dies hat sich nicht bewährt, da diese Algorithmen nicht in allen denkbaren Zustandsbereichen zuverlässig gearbeitet haben. Wir haben in der dritten Etappe des Projektes alle thermodynamischen Funktionen auf den sogenannten Redlich-Kwong-Soave-Ansatz (RKS-Ansatz) umgebaut. Es handelt sich um einen kubischen Ansatz bezüglich des spezifischen Volumens, so dass bei gegebenem Druck und gegebener Temperatur das spezifische Volumen v im Einphasengebiet geschlossen berechnet werden kann. Dies hat sich gut bewährt. Die Genauigkeit dieses Ansatzes ist für unsere Zwecke mehr als ausreichend.

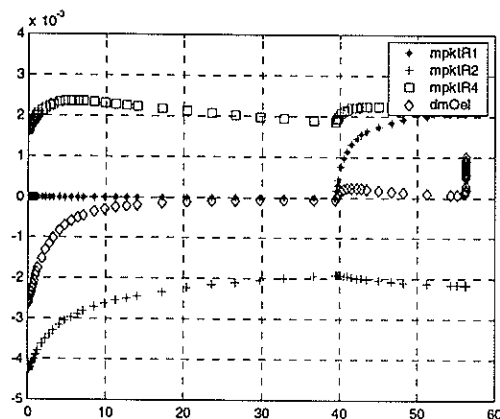


Bild 11: Beispiel eines bislang unerklärlichen Sprunges bei der Kältemittelverlagerung aus dem Oelsumpf.

Nach 57 Sekunden Laufzeit tritt plötzlich sehr viel Kältemittel in den Oelsumpf ein und das Programm stürzt in der Folge ab.

Beim Abstellen und Anfahren kommt es durch Kältemittelmigration dazu, dass der Kältemittelinhalt einzelner Apparate vom Einphasen- in den Zweiphasenzustand wechselt. Dadurch treten beim Ueberschreiten der Taulinie Sprünge in den Ableitungen der Stoffwertfunktionen auf, die für die Integratoren des Lösungsalgorithmus nicht immer verdaulich sind. Ein weiteres Problem taucht dann auf, wenn sich etwa der Kondensator nach dem Abstellen entleert und damit der Unterkühlungsteil "verschwindet". Dieser ist im Modell variabel gestaltet, damit die Verlagerung des Kältemittels im Betrieb korrekt eingefangen wird. Dadurch kann das Differentialgleichungssystem extrem steif werden, was im allgemeinen zu Integrationsproblemen führen kann.

5.2 Ergebnisse der Simulationen

Das Modell wurde in verschiedenen Stufen seiner Entwicklung für die Berechnung der Abhängigkeit der Wärmeminderproduktion von den Betriebsparametern verwendet (siehe auch den Schlussbericht der 2. Etappe [2]). In einer früheren Entwicklungsstufe des Modells wurde gemäss Ansatz (3) die zwei Funktionen für den Einfluss der Quellen- und Senktemperatur, respektive für die Lauf- und Stoppzeiten ermittelt, die in den Bildern 12 und 13 dargestellt sind.

Der "unruhige" Verlauf der Kurven im Bild 13 lässt sich nach unserer Meinung nicht physikalisch erklären. Vielmehr deutet er auf mathematische Probleme hin.

In einer späteren Entwicklungsstufe des Modells wurde analoge Auswertungen durchgeführt (vgl. Bild 14). Man erkennt, dass die Verläufe grundsätzlich ähnlich sind. In beiden Fällen neigt sich das Maximum der Wärmeminderleistungen gegen kleinere Laufzeitanteile. Die Schwankungen der Kurvenverläufe sind gegenüber Bild 13 verschwunden.

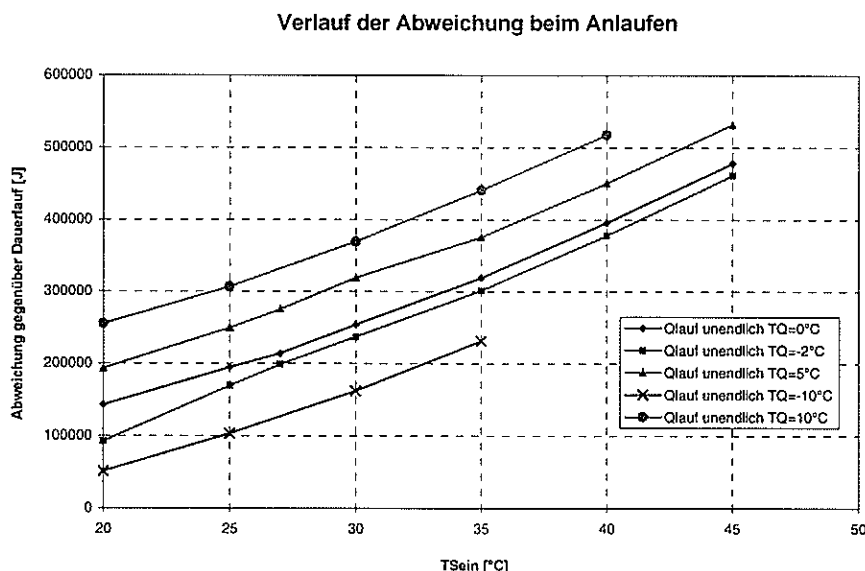


Bild 12: Einfluss der Quellen- und Senktemperaturen bei unendlich langen Zykluszeiten. Diese Werte entsprechen der maximal auftretenden Minderwärmeproduktion bei den entsprechenden Quellen- und Senktemperaturen. Die Wärmeminderleistungen sind absolut aufgetragen.

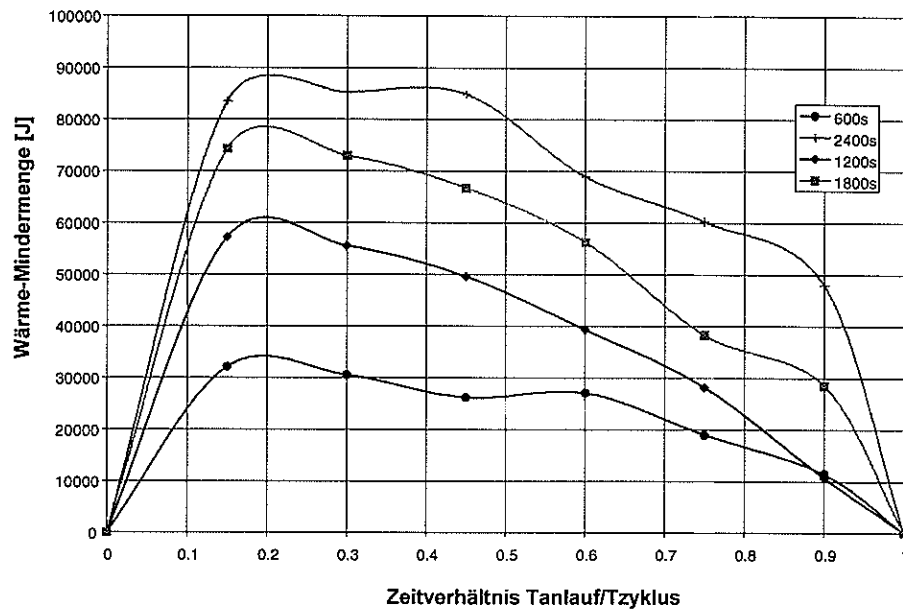


Bild 13: Verlauf der Wärmeminderproduktion in Abhängigkeit von den Lauf- und Stopzeiten (in einer früheren Entwicklungsstufe des Modells)

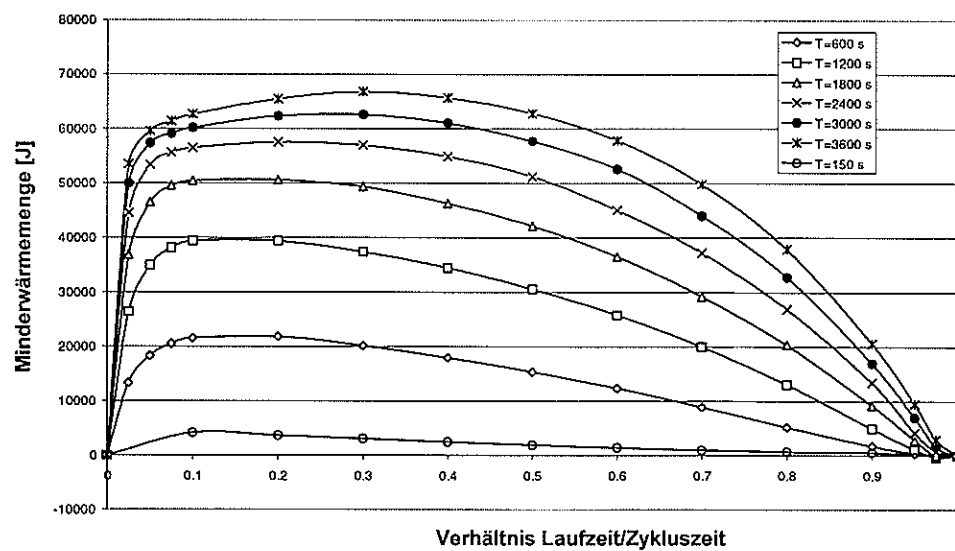


Bild 14: Verlauf der Wärmeminderproduktion in Abhängigkeit von den Lauf- und Stopzeiten (in einer späteren Entwicklungsstufe des Modells)

6 Klimakammer

Zwecks Validierung des Algorithmus sollten Messungen an einer Luft-Wasser-Wärmepumpe durchgeführt werden. Dazu wurde ein Versuchsaufbau am NTB erstellt. Als Basis diente die Doppelklimakammer des NTB, die 1999 neu erstellt wurde. Durch Lieferverzögerungen und Probleme mit der Regelung der Kammertemperatur stellten sich Verzögerungen bei der Inbetriebnahme der Kammern ein.

Bild 22 zeigt den Grundriss der beiden Kammern. Die grössere Kammer mit einer Fläche von 16 m² (Kammer 1) hat eine Nettokälteleistung von 5.8 kW bei -25 °C Kammertemperatur und eine Nettoheizleistung von 18 kW bei +80 °C. Bei der kleineren Kammer mit einer Fläche von 12 m² (Kammer 2) beträgt die Nettokälteleistung 3.5 kW bei -50 °C und die Nettoheizleistung 18 kW bei +80 °C. Die Feuchte kann in beiden Kammern von 40 bis 95 % reguliert werden. Die Regelung hat den Anforderungen der Euronorm EN255 zu entsprechen.

Aus Platz-, Energie- und Kostengründen wählten wir für die Klimatechnik einen Direktverdampfer und eine Direktheizung. Wir erwarten davon zusätzlich kürzere Ansprechzeiten bei Sollwertänderungen oder sprunghaften Störungen (z.B. Betriebsartenwechsel des Prüflings). Die Regelgrössen sind die Temperatur der Klimakammer und die *absolute* Feuchte der Kammer. Die Befeuchtung erfolgt mittels eines Dampfbefeuchters. Letzteres wurde gewählt, damit eine weitgehende Entkoppelung der beiden Regelkreise möglich ist. Intern wird dafür gesorgt, dass die relative Feuchte niemals 95 % überschreitet. Die Istwertfühler sind auf einem beweglichen Stativ angebracht, so dass sie jeweils am gewünschten Ort platziert werden können (z.B. am Ansaugkanal der Wärmepumpe). Damit wird gewährleistet, dass die Randbedingungen des Prüflings unmittelbar den Sollwerten der Regelung entsprechen.

Das Blockschaltbild des Regelkreises für die Temperaturregelung der Klimakammer ist in der Bild 15 dargestellt.

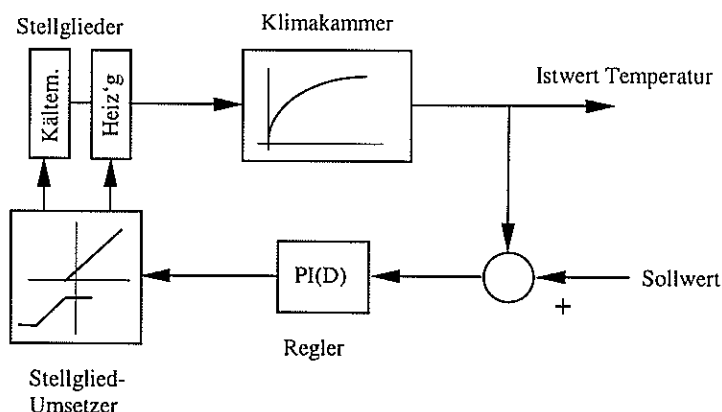


Bild 15: Blockschaltbild des Regelkreises der Klimakammer 1

Der Regler verlangt eine bestimmte Kühl- oder Heizleistung, die durch den Stellglied-Umsetzer als Steuersignal für die Kältemaschine oder die Heizung umgesetzt wird. Da die Kälteleistung nicht bis null heruntergefahren werden kann, ist in bestimmten Leistungsbereichen ein Gegenheizen notwendig. Die Kälteleistung kann mittels Drehzahlvariation zwischen 60% und 100% verändert werden. Sobald Kompressoren mit einem höheren Drehzahlbereich verfügbar sind (z.B. Vielzellenkompressor EUROVANE 140), wird der vorhandene Kompressor ersetzt. Sobald der Stellglied-Umsetzer die Drehzahl des Kompressors auf 60% oder darunter setzt, wird die Heizung zugeschaltet.

Ab einer gewissen Nettoheizleistung (derzeit 2 kW netto) wird die Kältemaschine abgeschaltet und nur noch die Heizung weiter betrieben. Kommt man von hoher Heizleistung herunter in den Bereich der Kühlung, so wird die Kältemaschine zugeschaltet, sobald die Heizleistung null ist oder unterschreitet. Leider hat sich bei der Programmierung des Reglers ein Fehler eingeschlichen, der die Einhaltung der Regel Konstanz nach EN255 verunmöglichte. Die Lieferfirma ist derzeit daran, den Fehler zu beheben. Daraus ergaben sich erhebliche Verzögerungen bei der Messung der Wärmepumpe.

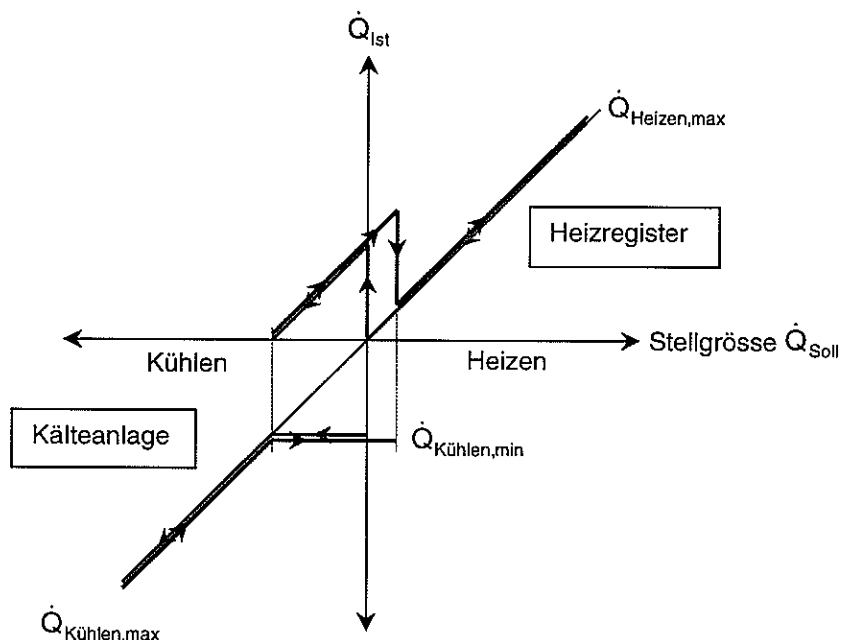


Bild 16: Stellglied-Umsetzer

Die Resultate der Inbetriebsetzungsversuche bei der Temperaturregelung sind in den Bildern 17 und 18 dargestellt.

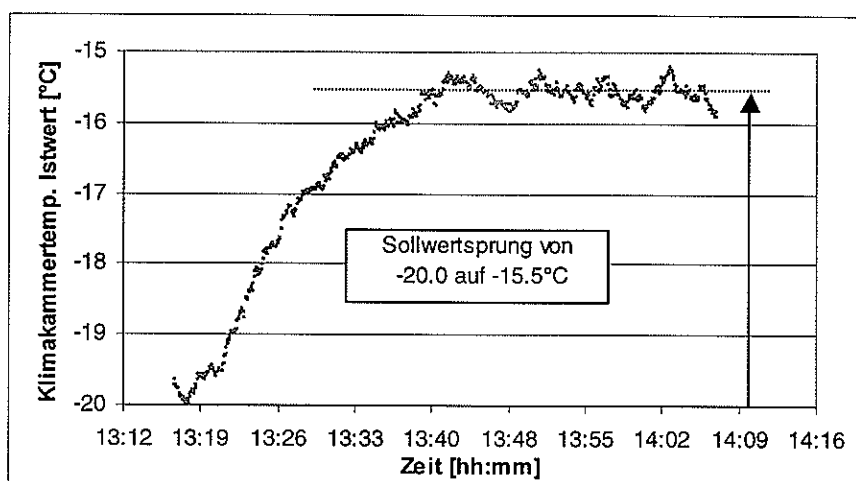


Bild 17: Sprungantwort auf eine Sollwertänderung. Das Bild zeigt den Zustand vor der Änderung des Regelalgorithmus.

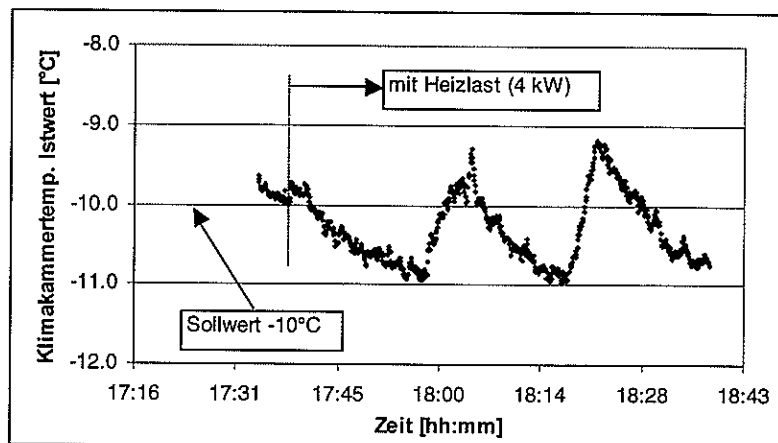


Bild 18: Sprungantwort auf eine Störgrößenänderung

Die Leistungen der beiden Kammern sind wie folgt festgelegt:

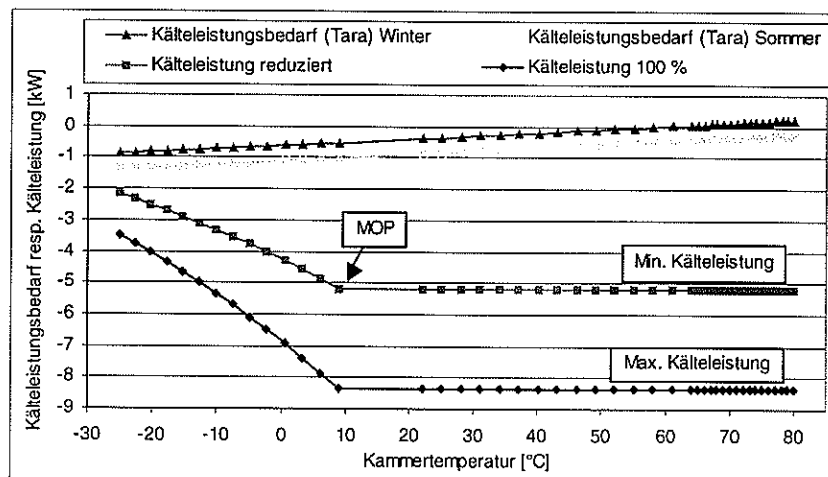


Bild 19: Leistungsdiagramme der Klimakammer 1

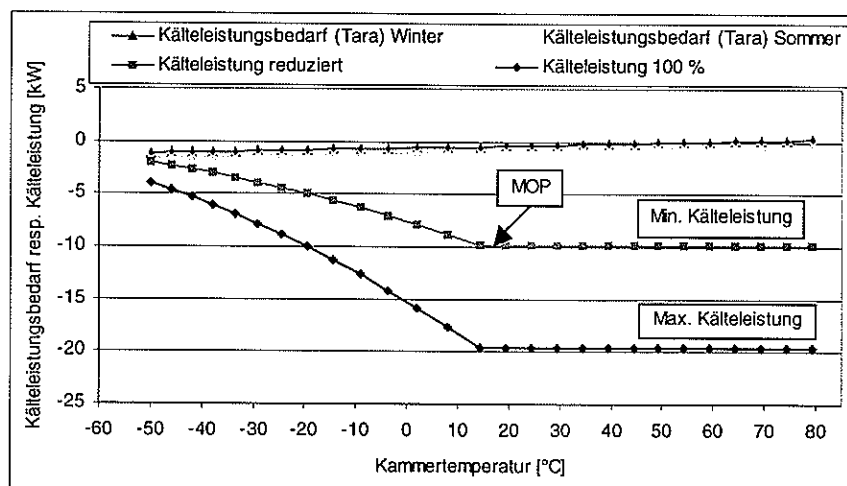


Bild 20: Leistungsdiagramme der Klimakammer 2

7 Versuchsaufbau

Die Validierung des Ansatzes für die Berechnung der Minderwärmeproduktion sollte anhand einer Luft-Wasser-Wärmepumpe vorgenommen werden. Dazu wurde ein Versuchsaufbau unter Verwendung der Doppelklimakammer am NTB erstellt. Bild 21 zeigt das Schema des Versuchsaufbaus.

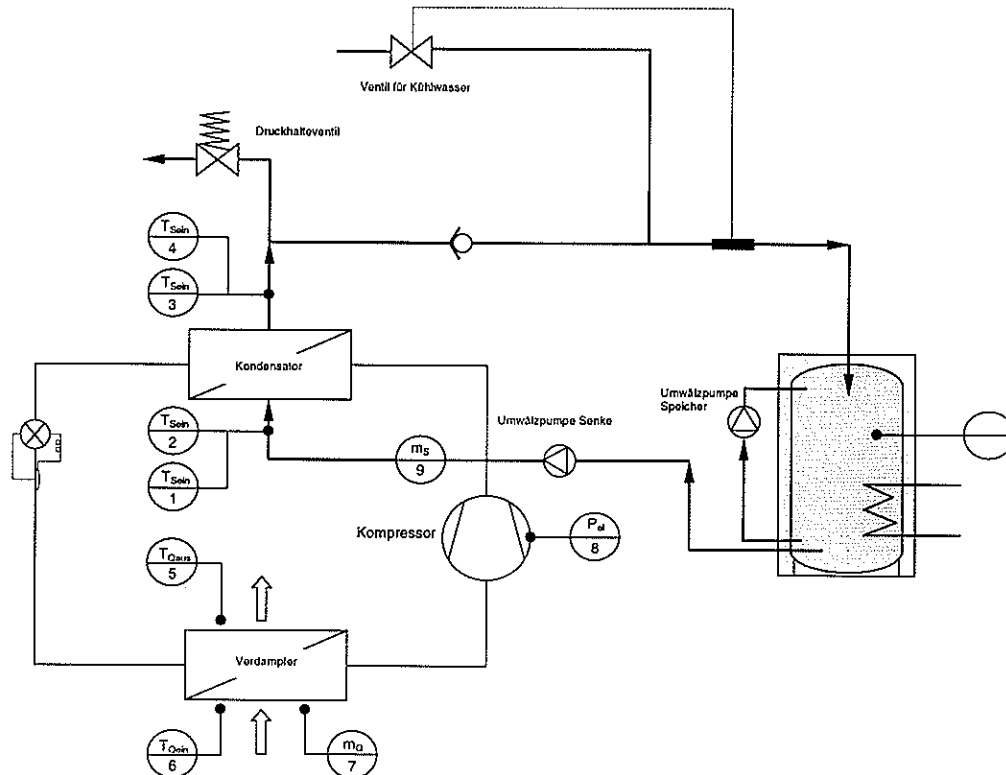


Bild 21: Versuchsaufbau für die Validierung der Modellrechnungen und für die Bestimmung der Maschinenparameter.

Während der Versuchsabläufe arbeitet die Wärmepumpe im getakteten Betrieb. Dazu ist es notwendig, dass die Senkeneintrits- (Rücklauf-) und Quelleneintrittstemperaturen auch während des An- und Abstellens der Wärmepumpe zeitlich konstant gehalten werden. Es wird jedoch zugelassen, dass die Vorlauftemperaturen (=Senkenaustrittstemperaturen) während des Anlaufens und Abstellens ändern. Da der Senkenmassenstrom während des Stillstandes der Wärmepumpe ebenfalls stoppt, kühlt sich der Kondensator und damit sein Wasserinhalt aus, während der Rücklauf auf dem gewünschten Temperaturniveau gehalten wird. Dies dürfte bei Bodenheizungen und Anlagen mit technischem Speicher etwa der Praxis entsprechen.

Damit die Rücklauftemperatur sofort nach dem Einschalten der Wärmepumpe auf dem gewünschten Niveau in den Kondensator eintritt, wird der Pufferspeicher in unmittelbarer Nähe zum Kondensator aufgestellt. Der Speicherinhalt wird stets auf der gewünschten Rücklauftemperatur gehalten. Vor einem Kaltstart wird dieser Speicher mittels einer Elektroheizung auf den Sollwert der Rücklauftemperatur aufgewärmt. Während des eigentlichen Versuchsbetriebs wird der Speicher durch Netzwasser gekühlt, das über ein Stellventil dem Kondensatorvorlauf beigemischt wird. Der Speicher wird nicht geschichtet, sondern mittels einer eigenen Umwälzpumpe durchgemischt.

Die Konstanthaltung der Quelltemperatur besorgt die Klimakammer. Um einen Abtauzyklus des Prüflings während der Versuche zu verhindern, wird die Raumfeuchte so tief als möglich eingestellt.

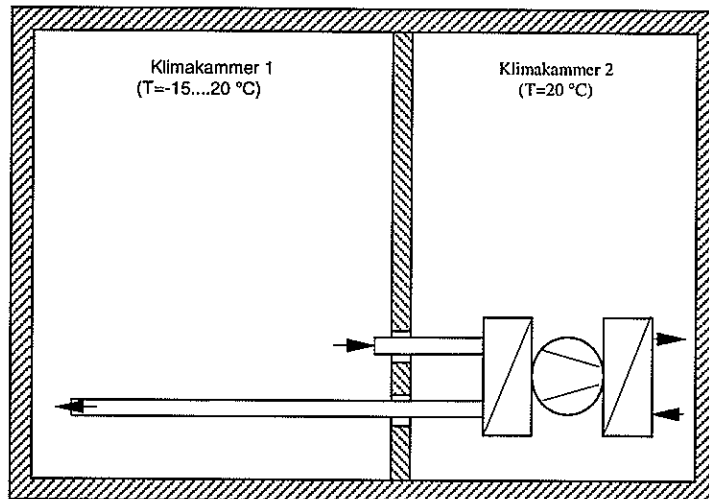


Bild 22: Dispositionsschema der Aufstellung der geprüften Luft-Wasser-Wärmepumpe in der Klimakammer

Wegen der oben erwähnten Verzögerungen konnten aus zeitlichen Gründen keine eigentlichen Messungen mehr durchgeführt werden. Es wurden nur Vorversuche zum Austesten der Maschine gefahren.

Einige Vorversuche wurden zur Inbetriebnahme des Versuchsstandes durchgeführt. Abb. 20 zeigt ein Beispiel eines Verlaufes der Wärmeleistung für eine Luft-Wasser-Wärmepumpe SATAG Natura AW 110.1, Seriennummer 0052576. Die Rücklauftemperatur der Senke beträgt 30 °C, die Quelltemperatur -15 °C.

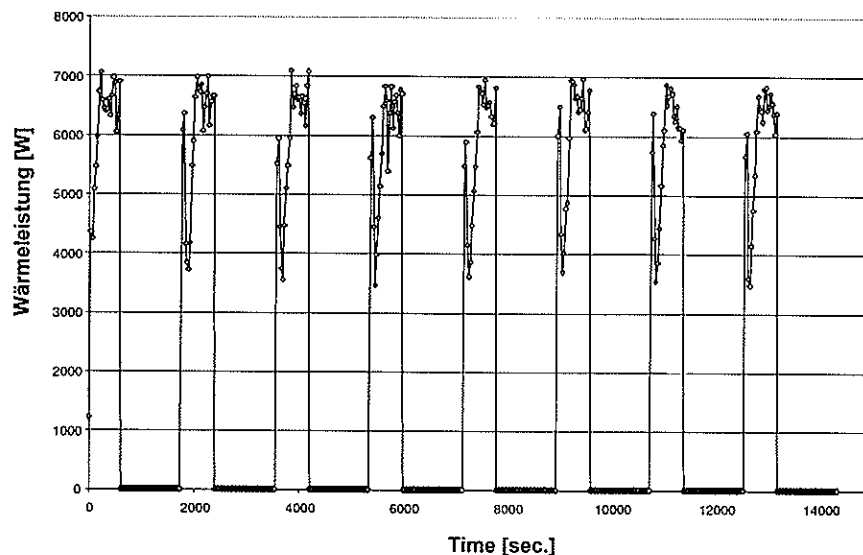


Bild 23: Leistungsverläufe beim Anfahren und Abstellen einer Luft-Wasser-Wärmepumpe SATAG Natura AW 110.1. (Rücklauf 30 °C, Quelle ein -15 °C)

A. Einfaches nicht-physikalisches Modell

Bei diesem einfachen nicht-physikalischen Modell wird die Einschalt- und Ausschalttransiente des von der Wärmepumpe im zyklischen Betrieb erzeugten Wärmestroms gemessen an der Wärmeabgabeseite (Kondensatorseite)

$$\dot{Q}_{\text{eff}}(t) = \rho_W c_W \dot{V}_K(t) \Delta T_K(t) \quad (\text{A.1})$$

zuzugrunde gelegt. Dabei wird sowohl die Einschalt- als auch die Ausschalttransiente durch je ein Verzögerungselement erster Ordnung mit unterschiedlichen Zeitkonstanten (Einschaltzeitkonstante τ_{on} und Ausschaltzeitkonstante τ_{off}) modelliert. Ein möglicher Einschwingvorgang ist im Bild A.1 dargestellt, wobei als Signal das auf den stationären Wert des Wärmestroms $\dot{Q}_{\infty}(t)$ bezogene Grösse

$$x(t) = \frac{\dot{Q}_{\text{eff}}(t)}{\dot{Q}_{\infty}} \quad (\text{A.2})$$

dargestellt wird.

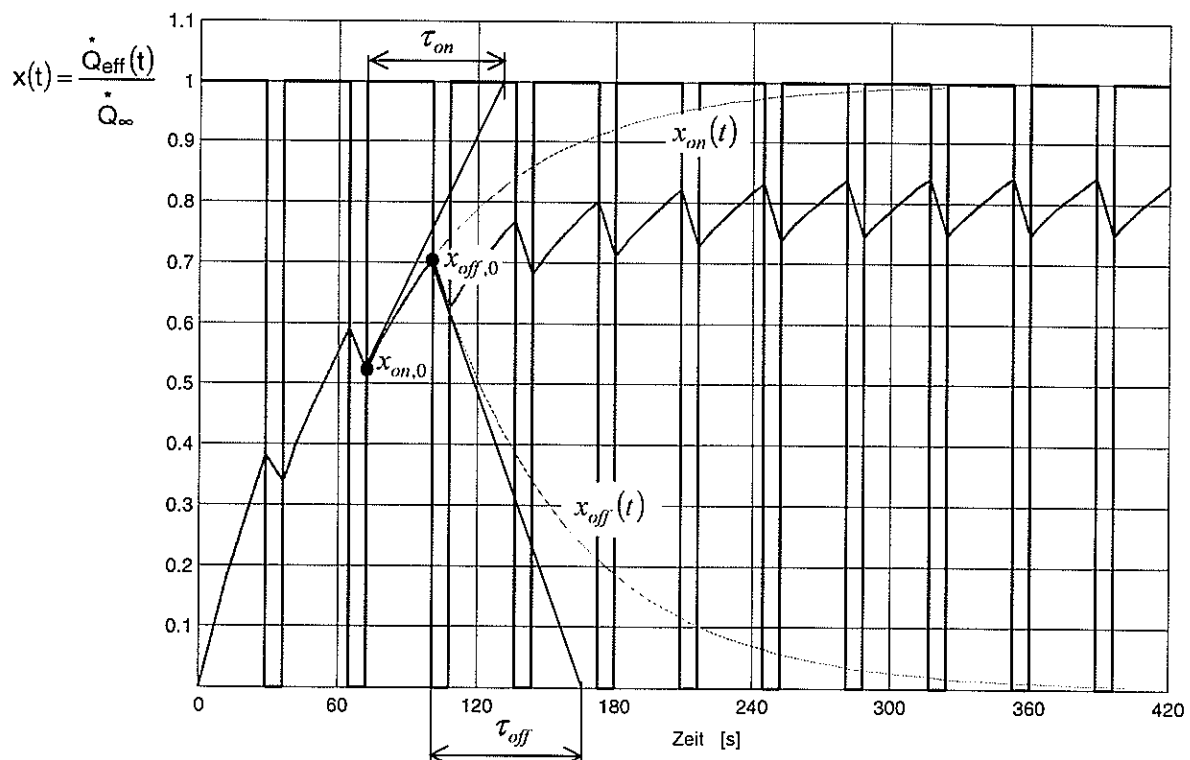


Bild A.1: Einschwingvorgang des von der Wärmepumpe im zyklischen Betrieb auf der Wärmeabgabeseite erzeugten Wärmestroms bezogen auf dem stationären Wert (kein realistischer Verlauf, gilt nur zur Illustration des Einschwingvorgangs!)

Die Einschalttransiente wird mit $x_{\text{on}}(t)$ und die Ausschalttransiente mit $x_{\text{off}}(t)$ bezeichnet. Diese Transienten lassen sich einfach durch die Lösung der Differentialgleichung des Verzögerungselements erster Ordnung wie folgt durch Exponentialfunktionen angeben:

$$x_{on}(t) = x_{on,0} \cdot e^{-\frac{t}{\tau_{on}}} + \frac{1}{\tau_{on}} (1 - e^{-\frac{t}{\tau_{on}}}) \quad (A.3)$$

und

$$x_{off}(t) = x_{off,0} \cdot e^{-\frac{t}{\tau_{off}}} \quad (A.4)$$

Während dem Einschaltvorgang entspricht immer der Anfangszustand vor dem Einschalten dem Endzustand des Abstellvorganges $x_{on,0} = x_{off}(\Delta t_{off})$ und umgekehrt $x_{off,0} = x_{on}(\Delta t_{on})$.

Für die Bestimmung der Minderproduktion an Nutzwärme wird der eingeschwungene zyklische Betrieb abgewartet (vgl. Abb. A.2). Die Bedingung dafür lautet:

$$x_{on,0} = x_{off,0} \cdot e^{-\frac{\Delta t_{off}}{\tau_{off}}} = x_{on}(\Delta t_{on}) \cdot e^{-\frac{\Delta t_{off}}{\tau_{off}}} = \left[x_{on,0} \cdot e^{-\frac{\Delta t_{on}}{\tau_{on}}} + \frac{1}{\tau_{on}} (1 - e^{-\frac{\Delta t_{on}}{\tau_{on}}}) \right] \cdot e^{-\frac{\Delta t_{off}}{\tau_{off}}} \quad (A.5)$$

Mit Hilfe dieser Gleichung kann der Anfangszustand $x_{on,0}$ vor dem Einschalten im eingeschwungenen zyklischen Betrieb wie folgt angegeben werden:

$$x_{on,0} = \frac{1}{\tau_{on}} \cdot \frac{(1 - e^{-\frac{\Delta t_{on}}{\tau_{on}}}) \cdot e^{-\frac{\Delta t_{off}}{\tau_{off}}}}{1 - e^{-\frac{\Delta t_{on}}{\tau_{on}}} \cdot e^{-\frac{\Delta t_{off}}{\tau_{off}}}} \quad (A.6)$$

In der Ausschaltphase ist in der Regel die Umwälzpumpe ebenfalls abgestellt ($\dot{V}_K(t) = 0$), so dass kein Wärmesstrom vom Sekundärmedium aufgenommen wird ($x_{off}(t) = 0$). Daher ist diese Transiente im Bild A.2 nur durch eine dünne Linie dargestellt. Dies soll nur die Abkühltransiente im System charakterisieren. Je träger der Abkühlvorgang ist, desto höher liegt der Anfangszustand $x_{on,0}$ vor dem Wiedereinschalten des Kompressors und somit muss nur ein kleinerer Teil der produzierten Wärme für die Eigenerwärmung der inzwischen ausgekühlten Apparate eingesetzt werden.

Die Fläche unter $x_{off}(t)$ entspricht dem häufig für die zu beheizenden Räume als verlorene Wärmeenergie angenommenen Anteil. Im Allgemeinen ist jedoch möglich, dass ein Teil dieser Wärmeenergie wieder zurückgewonnen wird. Dies ist aufgrund einer höheren Temperatur der unmittelbaren Umgebung des Verdampfers möglich. Wenn dieser Anteil in Prozent mit κ bezeichnet wird, dann kann die in einem Zyklus an das Sekundärmedium abgegebene Nutzwärme wie folgt angesetzt werden (vgl. Bild A.2):

$$Q_{eff} = \dot{Q}_{\infty} \cdot \left[\int_0^{\Delta t_{on}} x_{on}(t) dt + \kappa \cdot \int_0^{\Delta t_{off}} x_{off}(t) dt \right] \quad (A.7)$$

Mit der Einführung der folgenden dimensionslosen Größen:

$$\alpha = \frac{\Delta t_{on}}{\Delta t_{zyk}} : \text{relative Laufzeit,}$$

$$\beta = \frac{\tau_{on}}{\Delta t} : \text{relative Einschaltzeitkonstante,}$$

und

$$\gamma = \frac{\tau_{off}}{\tau_{on}} : \text{Zeitkonstantenverhältnis}$$

lässt sich die oben angesetzte Nutzwärme bezogen auf $\dot{Q}_\infty \cdot \Delta t_{\text{zyk}}$ wie folgt angeben:

$$\frac{Q_{\text{eff}}}{\dot{Q}_\infty \cdot \Delta t_{\text{zyk}}} = \alpha + \beta \frac{\left(1 - e^{-\frac{\alpha}{\beta}}\right) \cdot e^{-\frac{(\alpha-1)}{\gamma\beta}}}{1 - e^{-\frac{\alpha}{\beta}} \cdot e^{-\frac{(\alpha-1)}{\gamma\beta}}} \left[1 - \kappa\gamma \cdot e^{-\frac{\alpha}{\beta}} \cdot e^{-\frac{(\alpha-1)}{\gamma\beta}} - e^{-\frac{\alpha}{\beta}} (1 - \kappa\gamma) \right] - \beta \left[1 - \kappa\gamma \cdot \left(1 - e^{-\frac{(\alpha-1)}{\gamma\beta}}\right) \right] \left(1 - e^{-\frac{\alpha}{\beta}}\right). \quad (\text{A.8})$$

Dieses Verhältnis entspricht gemäss ARI-Standard [3] (vgl. auch Anhang B) dem sogenannten 'Heating Load Factor' (HLF). Daraus lässt sich eine erste Kenngrösse für den Verlust (Minderproduktion der Nutzwärme) definieren, die sich auf die Zyklus-Periode bezieht:

$$C_1 = \frac{\dot{Q}_\infty \cdot \Delta t_{\text{zyk}} - Q_{\text{eff}}}{\dot{Q}_\infty \cdot \Delta t_{\text{zyk}}} = 1 - \frac{Q_{\text{eff}}}{\dot{Q}_\infty \cdot \Delta t_{\text{zyk}}} = 1 - \text{HLF}. \quad (\text{A.9})$$

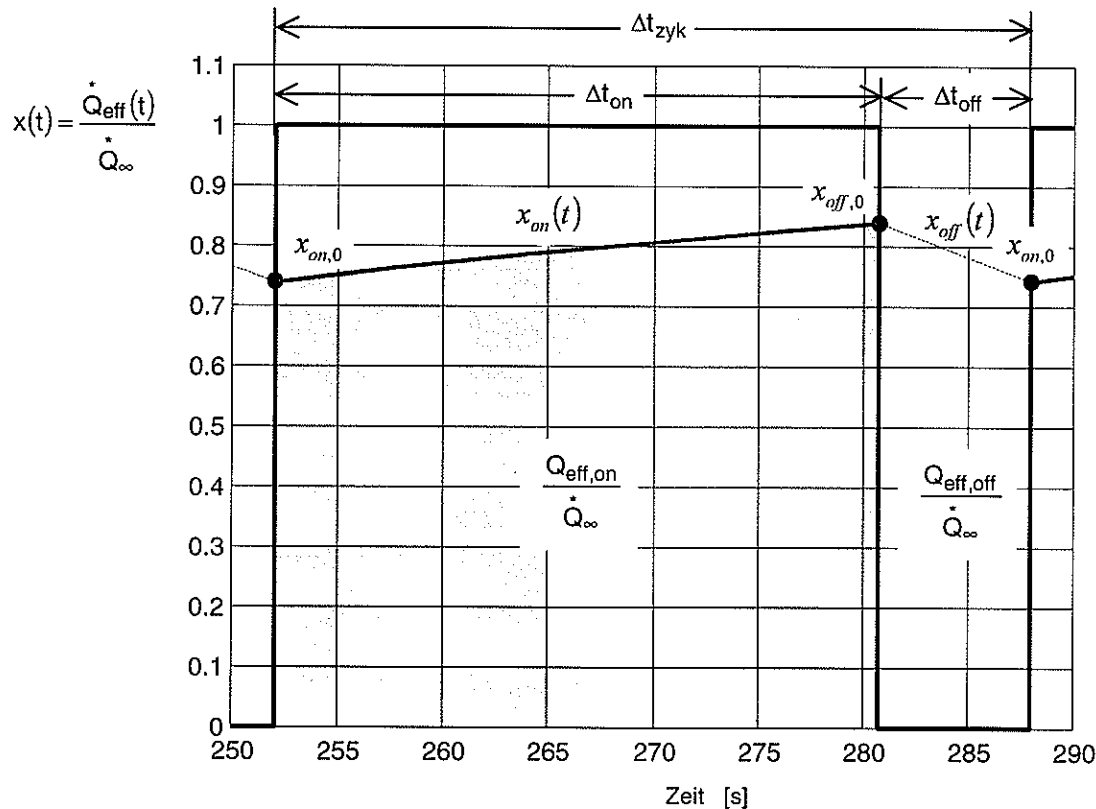


Bild A.2: Ein Ausschnitt aus dem eingeschwungenem zyklischen Betrieb der Wärmepumpe (vgl. Bild A.1)

Eine weitere mögliche Kenngrösse für die Angabe der Minderproduktion der Nutzwärme ist gemäss [4]:

$$C_2 = \frac{\dot{Q}_\infty \cdot \Delta t_{\text{on}} - Q_{\text{eff}}}{\dot{Q}_\infty \cdot \Delta t_{\text{on}}} = 1 - \frac{Q_{\text{eff}}}{\dot{Q}_\infty \cdot \Delta t_{\text{on}}}, \quad (\text{A.10})$$

die sich auf die Laufzeit bezieht. Diese Kenngrösse vergleicht die Wärmeabgabe der zu untersuchenden Wärmepumpe mit einer ‚unendlich‘ schnellen Wärmepumpe. Es kann leicht

gezeigt werden, dass die in einem Zyklus an das Sekundärmedium abgegebene Nutzwärme bezogen auf $\dot{Q}_{\infty} \cdot \Delta t_{\text{on}}$ der in ARI-Standard definierten „Part Load Factor“ (PLF) entspricht, falls die aufgenommene elektrische Heizleistung im zyklischen Betrieb mit derjenigen im stationären Betrieb übereinstimmt (vgl. Anhang B.3, Spezialfall). Somit kann der oben definierte Verlustfaktor C_2 mit dem PLF wie folgt in Relation gebracht werden:

$$C_2 = 1 - \text{PLF} . \quad (\text{A.11})$$

Mit der Gleichung (A.8) kann ausserdem diese Kenngrösse in Funktion der oben eingeführten dimensionslosen Grössen wie folgt ausgedrückt werden:

$$C_2 = \frac{\beta \left(1 - e^{-\frac{\alpha}{\beta}}\right) \cdot e^{-\frac{(\alpha-1)}{\gamma\beta}}}{1 - e^{-\frac{\alpha}{\beta} \cdot e^{-\frac{(\alpha-1)}{\gamma\beta}}}} \left[1 - \kappa\gamma \cdot e^{-\frac{\alpha}{\beta}} \cdot e^{-\frac{(\alpha-1)}{\gamma\beta}} - e^{-\frac{\alpha}{\beta}} \cdot (1 - \kappa\gamma) \right] - \frac{\beta}{\alpha} \left[1 - \kappa\gamma \cdot \left(1 - e^{-\frac{(\alpha-1)}{\gamma\beta}}\right) \right] \cdot \left(1 - e^{-\frac{\alpha}{\beta}}\right) . \quad (\text{A.12})$$

Diese Kenngrösse ist im Bild A.3 für eine Wärmepumpe mit einer Zeitkonstante von einer Minute und für verschiedene Zyklusperioden in Funktion der relativen Laufzeit dargestellt.

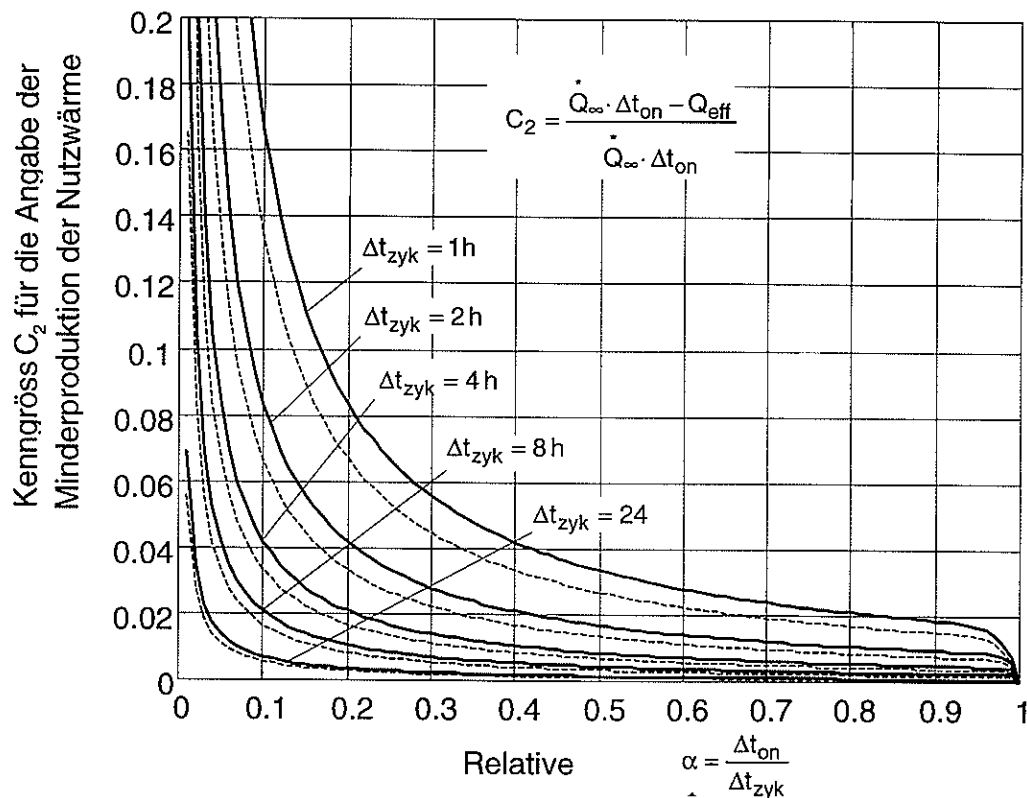


Bild A.3: Relative Minderproduktion für Nutzwärme in Abhängigkeit von der relativen Laufzeit für verschiedene Zyklusperioden $\Delta t_{\text{zyk}} = 1\text{h}, 2\text{h}, 4\text{h}, 8\text{h}$ und 24h und für eine Wärmepumpe mit einer Zeitkonstante von 1 Minute
 ----- : ohne Rückgewinnung in der Abstellphase,
 - - - : mit 20% Rückgewinnung in der Abstellphase

Bei der in (A.12) hergeleitete und im Bild A.3 dargestellte Kenngrösse handelt es sich um eine relative Minderleistung. Die absolute Minderleistung kann wie folgt bestimmt werden:

$$\dot{Q}_{\infty} \cdot \Delta t_{on} - Q_{eff} = \dot{Q}_{\infty} \cdot \tau_{on} \cdot f_{dyn}, \quad (A.13)$$

mit

$$f_{dyn} = \frac{C_2}{\beta/\alpha} = \frac{(1 - e^{-\frac{\alpha}{\beta}}) \cdot e^{-\frac{(\alpha-1)}{\gamma\beta}}}{1 - e^{-\frac{\alpha}{\beta}} \cdot e^{-\frac{(\alpha-1)}{\gamma\beta}}} \left[1 - \kappa\gamma \cdot e^{-\frac{\alpha}{\beta}} \cdot e^{-\frac{(\alpha-1)}{\gamma\beta}} - e^{-\frac{\alpha}{\beta}} \cdot (1 - \kappa\gamma) \right] - \left[1 - \kappa\gamma \cdot (1 - e^{-\frac{(\alpha-1)}{\gamma\beta}}) \right] \cdot (1 - e^{-\frac{\alpha}{\beta}}). \quad (A.14)$$

Diese Funktion ist im Kapitel 4.2 als Korrekturfunktion für das Berücksichtigen der dynamischen Effekte der variablen Lauf- und Stoppzeiten bei konstanten Quellen- und Senkentemperaturen eingeführt und im Bild 7 dargestellt.

B. ARI-Standard 210/240

Der ARI-Standard 210/240 beinhaltet die Testvorschriften für alle möglichen Varianten der Luft/Luft-Kältemaschinen. Diese umfassen Maschinen zum Kühlen und Heizen, kompakt und Split-Maschinen, mit einstufigem und mehrstufigem resp. drehzahlvariablem Kompressor. Im nächsten Unterkapitel werden wir aus ARI-Standard 210/240 zusammenfassend nur die Testvorschriften für einstufige Kompaktmaschinen, die nur zum Heizen eingesetzt werden, vorstellen. Für eine detaillierte und somit vollständige Beschreibung sei auf ARI-Standard [3] verwiesen.

B.1 Vorgeschriebene Tests

Für einstufige Maschinen, die nur zum Heizen eingesetzt werden, sind folgende vier Tests vorgeschrieben:

- a) Hochtemperatur-Heizungstest (stationär)
- b) Hochtemperatur-Heizungstest (Ein/Aus-Betrieb), zyklisch
- c) Vereisungstest (stationär)
- d) Niedertemperatur-Heizungstest (stationär)

Für das vorliegende Projekt ist hauptsächlich der zyklische Test b) von Bedeutung. Dieser Test wird unmittelbar nach dem stationären Hochtemperaturtest a) eingeleitet. Daher werden nachfolgend nur diese zwei Tests aus dem ARI-Standard vorgestellt.

B.2 Hochtemperatur Heizungstest (stationär)

Testvoraussetzungen:

Dieser Test wird bei einer Trockenthermometer-Aussentemperatur von 8°C (47 F) und Nassthermometer-Aussentemperatur von 6°C (43 F) durchgeführt. Die Trockenthermometer-Temperatur der inneren Teile der Maschine soll 21°C (70 F) und deren Nassthermometer-Temperatur 15.5°C (60 F) betragen. Die Dauer dieses Tests beträgt mindestens 0.5 h.

Testprozedur:

Vor dem Test soll die Anlage eine Stunde in Betrieb sein. Vor dem Starten des Tests soll die Anlage mindesten 0.5h im stationärer Betrieb sein. Die Testdauer beträgt mindestens 0.5h. Während der eigentlichen Testzeit soll eine Abtauung vermieden werden. Falls vor dem Testbeginn eine Abtauung stattgefunden hat, muss die Maschine mindestens 10 Minuten im Heizbetrieb laufen, bevor mit dem Test begonnen wird.

B.3 Hochtemperatur Heizungstest (Ein/Aus-Betrieb), zyklisch*Testvoraussetzungen:*

Die Temperaturvoraussetzungen dieses Tests entsprechen denjenigen des stationären Hochtemperaturtests. Die Zykluszeiten des Kompressors sind **6 Minuten** "Ein" und **24 Minuten** "Aus". Der Innenventilator wird wie der Kompressor (ev. mit einer durch Steuerung bedingten Verzögerung) ein- und ausgeschaltet.

Testprozedur:

Unmittelbar nach dem Hochtemperatur-Heizungstest wird der zyklische Test (Ein/Aus-Betrieb) eingeleitet und die Maschine solange ein- und ausgeschaltet (6 Minuten "Ein", 24 Minuten "Aus"), bis sich für beide Testkammern (innen und aussen) stationäre Umgebungsbedingungen einstellen (vgl. Bild A.1). Dies mindestens für zwei volle off-on-Zyklen. Die Einheit soll dann für einen weiteren off-on-Zyklus (der eigenetliche Testzyklus) laufen, während dem dann die gewünschten Daten aufgenommen werden. Falls vor dem Hochtemperaturtest eine Abtauung stattgefunden hat, soll auch vor dem zyklischen Test ebenfalls eine Abtauung aufgezwungen werden. Die Einheit muss ebenfalls mindestens 10 Minuten im Heizbetrieb laufen, bevor es mit dem Test begonnen wird.

Kenngrossen für den zyklischen Test:

Der 'Heating load factor' (HLF) ist im ARI-Standard [3] wie folgt definiert:

$$HLF := \frac{Q_{eff}}{\dot{Q}_{\infty} \Delta t_{zyk}} \quad (B.1)$$

Der 'part load factor' (PLF) ist im ARI-Standard [3] wie folgt definiert:

$$PLF := \frac{COP_{zyk}}{COP_{\infty}} \quad (B.2)$$

Für die Angabe der Minderproduktion der Nutzwärme im zyklischen Betrieb der Wärmepumpe wird im ARI-Standard der 'cyclic degradation coefficient' wie folgt definiert:

$$C_D := \frac{1-PLF}{1-HLF} \quad (B.3)$$

Für eine Interpretation dieser Kenngrösse wird der folgende Spezialfall betrachtet:

Spezialfall:

$$PLF = \frac{COP_{eff}}{COP_{\infty}} = \frac{\frac{Q_{eff}}{\dot{E}_{zyk}}}{\frac{\dot{Q}_{\infty}}{\dot{E}_{\infty}}} = \frac{\dot{E}_{\infty}}{E_{eff}} \cdot \frac{Q_{eff}}{\dot{Q}_{\infty}} = \frac{\dot{E}_{\infty} \cdot \Delta t_{zyk}}{E_{eff}} \cdot \frac{Q_{eff}}{\dot{Q}_{\infty} \cdot \Delta t_{zyk}} = \frac{\dot{E}_{\infty} \cdot \Delta t_{zyk}}{E_{eff}} \cdot HLF. \quad (B.4)$$

Vorausgesetzt $\dot{E}_{\infty} = \dot{E}_{eff}$, erhalten wir

$$PLF = \frac{\dot{E}_{\infty} \cdot \Delta t_{zyk}}{\dot{E}_{eff} \cdot \Delta t_{on}} \cdot HLF = \frac{1}{\Delta t_{on} / \Delta t_{zyk}} \cdot HLF. \quad (B.5)$$

Daraus resultiert, dass der 'cyclic degradation coefficient' dem Verhältnis der beiden im vorigen Kapitel definierten Verlustfaktoren C_2 und C_1 entspricht:

$$C_D = \frac{C_2}{C_1}. \quad (B.6)$$

C. Symbolverzeichnis

Symbol	Grösse	Einheit
a,b,c,d	Anpassparameter des Ansatzes für $\Delta Q_{\text{mind},\infty}$ gemäss Gl. (4)	
$a_{\text{dyn}}, b_{\text{dyn}}$ und c_{dyn}	Anpassparameter des erweiterten Ansatzes gemäss Gl. (6)	
C_1	Kenngrosse für die Minderproduktion der Nutzwärme gemäss (A.9)	[-]
C_2	Kenngrosse für die Minderproduktion der Nutzwärme gemäss (A.10)	[-]
C_D	Kenngrosse für die Minderproduktion der Nutzwärme gemäss (B.3)	[-]
c_W	spezifische Wärmekapazität des Wassers	[J/(kg·K)]
ΔE_{el}	elektrische Energieaufnahme während Aus/ Ein-Betrieb	[J]
f_{dyn}	mathematische Funktion für die auf $\Delta Q_{\text{mind},\infty}$ bezogene Minderproduktion an Wärme (vgl. Gl. (5))	[-]
$\tilde{f}_{\text{dyn}}$	Erweiterung der mathematischen Funktion f_{dyn}	[-]
HLF	Heating Load Factor (vgl. Gl. (B.1))	[-]
PLF	Part Load Factor (vgl. Gl. (B.2))	[-]
$P_{\text{el},\infty}$	aufgenommene elektrische Leistung bei Beharrung	[W]
$P_{\text{el,eff}}$	aufgenommene elektrische Leistung beim Anlauf	[W]
$\dot{Q}_{\text{eff}}$	produzierte Nutzwärme beim Anlauf	[W]
ΔQ_{mind}	Minderproduktion an Nutzwärme während Aus/ Ein-Betrieb	[J]
$\Delta Q_{\text{mind},\infty}$	maximale Minderproduktion der Nutzwärme ($\Delta t_{\text{on}} = \infty$ und $\Delta t_{\text{off}} = \infty$)	[J]
$\dot{Q}_{\infty}$	produzierter Nutzwärmestrom bei Beharrung	[W]
ρ_W	Dichte des Wassers	[Kg/m ³]
Δt_{on}	Laufzeit beim zyklischen Betrieb der Wärmepumpe	[s]
Δt_{off}	Stillstandzeit beim zyklischen Betrieb der Wärmepumpe	[s]
Δt_{zyk}	Periodendauer beim zyklischen Betrieb der Wärmepumpe	[s]
$T_{\text{S, ein}}$	Senkeneintrittstemperatur (Eingang Kondensator)	[°C]
$T_{\text{Q, ein}}$	Quelleneintrittstemperatur (Eingang Verdampfer)	[°C]
$\Delta T_K(t)$	Temperaturhub über Kondensator	[°C]
x	auf $\dot{Q}_{\infty}$ bezogener Wärmestrom des Kondensators (vgl. Gl. (A.1) und (A.2))	[-]
x_{off}	x während der Off-Phase	[-]
x_{on}	x während der On-Phase	[-]
$\dot{V}_K$	Volumenstrom durch den Kondensator	[m ³ /s]
α	auf Zyklusperiode bezogener Laufzeit	[-]
β	auf Zyklusperiode bezogener Einschaltzeitkonstante, (Anpassparameter in Gl. (5))	[-]
γ	Zeitkonstantenverhältnis ($\tau_{\text{off}}/\tau_{\text{on}}$), (Anpassparameter in Gl. (5))	[-]
κ	Rückgewinnungsanteil, (Anpassparameter in Gl. (5))	[-]
τ_{on}	Einschaltzeitkonstante	[s]
τ_{off}	Ausschaltzeitkonstante	[s]

Literaturverzeichnis

- [1] B. Gubser, L. Wirth und M. Ehrbar, FH-Buchs: Dynamischer Wärmepumpentest, Phase 1, Etappe 1: Ergebnisse der Literaturrecherche, Zwischenbericht, Bundesamt für Energie 1997, ENET-Nr. 9720132/1.
- [2] B. Gubser und M. Ehrbar, FH-Buchs: Dynamischer Wärmepumpentest, Phase 1, Etappe 2: Modellbildung, Schlussbericht, Bundesamt für Energie 1999, ENET-Nr. 9920132/2.
- [3] ANSI/ARI-Standard 210/240-89: 1989 standard for unitary airconditioning and airtsource heat pump equipment, Air-conditioning & refrigeration Institute (ARI).
- [4] S. Katipamula and D.L. O'Neal: Performance degradation during on-off Cycling of single-speed heatpumps operating in the cooling mode: Experimental results, ASHRAE Trans. 2(1991) S. 331 – 339.
- [5] G. Reiner, E. Shafai, R. Wimmer, D. Zogg, H.R. Gabathuler, H. Mayer, H.U. Bruderer: Kurztestmethode für Wärmepumpenanlagen, Phasen 1 bis 3: Messung, Modellierung und Erprobung der Parameteridentifikation, Bundesamt für Energie, 1998, ENET-Nr. 9657407.
- [6] D. Zogg, E. Shafai: Kurztestmethode für Wärmepumpenanlagen, Phasen 4: Modellierung und Parameteridentifikation der Wärmepumpe, Schlussbericht, Bundesamtes für Energie 1999, ENET-Nr. 9817822.