

Schlussbericht April 2008

# **WEXA: Exergie-Analyse zur Effizienzsteigerung von Luft/Wasser-Wärmepumpen**

ausgearbeitet durch  
Lukas Gasser, dipl. Ing. FH  
Beat Wellig, Dr. sc. techn. ETH  
Karl Hilfiker, Prof. Dr. sc. techn. ETH

Hochschule Luzern – Technik & Architektur  
CC Thermische Energiesysteme & Verfahrenstechnik  
Technikumstrasse 21  
CH-6048 Horw



## Vorwort

Die Studie WEXA (Wärmepumpen-Exergie-Analyse) wurde durch das umfangreiche BFE-Forschungsprojekt LOREF (Luftkühler-Optimierung mit Reduktion von Eis- und Frostbildung) ausgelöst. Es wurde erkannt, dass für eine markante Effizienzsteigerung von Luft/Wasser-Wärmepumpen sämtliche Teilprozesse und auch das Heizsystem in eine Analyse einzubeziehen sind.

Eine thermodynamisch einwandfreie Prozessbeurteilung wird durch die Exergie-Analyse erreicht. Sie zeigt übersichtlich auf, wo das lohnende Optimierungspotenzial für Forschung und Entwicklung zu finden und wie gross es ist.

An der Hochschule Luzern – Technik & Architektur (HSLU – T&A) wurden bereits verschiedene experimentelle Exergie-Analysen durchgeführt. Dagegen ist WEXA eine theoretische Studie. Sie wurde Lukas Gasser als Diplomarbeit anvertraut (Herbst 2005). Durch die finanzielle Unterstützung des Bundesamtes für Energie (BFE) und der HSLU – T&A bekam er danach die Möglichkeit, sie detaillierter auszuarbeiten.

Wertvolle Unterstützung erhielt die Arbeit von den forschenden Ingenieuren unseres Teams: Louis Berlinger, Martin Imholz, Rasid Sahinagic, Cornel Kuhn und Maik Albert. Weiter trugen die grossen Erfahrungen von Prof. Dr. T. Kopp, Prof. Dr. M. Ehrbar und H.J. Eggenberger zum Gelingen der Studie bei.

Schliesslich ist jenen herzlich zu danken, die zu dieser Studie anspornten und für die finanzielle Unterstützung sorgten: vom Bundesamt für Energie F. Rognon und Prof. Dr. T. Kopp und von der Hochschule Luzern Prof. J. Habegger und Prof. Dr. R. Hüsler.

Horw, April 2008

Karl Hilfiker, Beat Wellig

Diese Studie wurde auch in englischer Sprache verfasst.

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

This project was carried out on behalf of the Swiss Federal Office of Energy. Responsibility for the content and the conclusions of the report lies entirely with the authors.

## Zusammenfassung

Das Heizen unserer Häuser ist aufwändig und noch wenig effizient. Der Einsatz von Luft/Wasser-Wärmepumpen nimmt zu, mithin weil sie einfach zu installieren und betreiben sind. Für Hausbesitzer haben häufig niedrige Investitionskosten für das Heizsystem Vorrang vor tiefen Betriebskosten, so dass auch die Hersteller starken Preisdruck erfahren und für markante Weiterentwicklungen selten viel übrig bleibt. Die Folge ist eine schlechte Nutzung der Primärenergie.

Wärmepumpensysteme weisen ein grosses Potenzial für Effizienzsteigerungen auf. Der exergetische Wirkungsgrad heutiger Luft/Wasser-Wärmepumpen mit Ein/Aus-Regelung beträgt rund 30%. Die verlustfrei arbeitende Wärmepumpe hat hingegen einen exergetischen Wirkungsgrad von 100%. Diese Studie zeigt mittels Exergie-Analyse auf, wo die Verluste in Luft/Wasser-Wärmepumpen entstehen, wie gross sie sind und wie stark sich diese auf die einzelnen Teilprozesse auswirken. Auf Basis der Exergie-Analyse werden Verbesserungsmöglichkeiten erarbeitet und die damit erzielbaren Effizienzsteigerungen quantifiziert.

Die energetische Bewertung ist für die Beurteilung eines Wärmepumpen-Prozesses notwendig, aber nicht hinreichend. Über die Prozessgüte gibt der zweite Hauptsatz der Thermodynamik Auskunft. In dieser Studie erfolgt die Anwendung des zweiten Hauptsatzes nicht mit abstrakten Entropie-Bilanzen, sondern mit Exergiebilanzen. Der Begriff „Exergie“ ist für Wärmepumpen-Anwendungen leicht verständlich: Die reale Antriebsleistung des Kompressors ist um die Summe aller auftretenden Exergieverluste grösser als die Antriebsleistung des idealen (reversiblen) Prozesses. Kann der exergetische Wirkungsgrad durch gezielte Weiterentwicklungen verbessert werden, hat dies auch eine Verbesserung der Leistungszahl zur Folge.

Aus elementaren Energie- und Exergiebilanzen wurden Grundgleichungen für die Exergieverlust-Berechnungen für die Wärmepumpe als Ganzes, für die einzelnen Teilprozesse sowie für das Heizsystem hergeleitet. Diese Gleichungen eignen sich für die Darstellung und Interpretation in T,s-Diagrammen sowie für numerische Analysen. Es wurden vier verschiedene exergetische Wirkungsgrade zur Bewertung der Luft/Wasser-Wärmepumpe definiert: einer für den Wärmepumpenkreislauf, einer bezüglich der *erzeugten* Heiztemperatur bei intermittierend arbeitenden Anlagen mit Ein/Aus-Regelung, einer bezüglich der vom Gebäude kontinuierlich *erforderlichen* Heiztemperatur, und ein letzter berücksichtigt die gewünschte Raumtemperatur. Die Exergieverluste der einzelnen Teilprozesse werden mathematisch übersichtlich in Abhängigkeit der relevanten Prozessgrössen berechnet. Dazu wurde ein analytisches Modell basierend auf wenigen Approximationen (Linearisierungen, Reihenentwicklungen) und Stoffdaten entwickelt.

Bei konventionellen Luft/Wasser-Wärmepumpen mit Ein/Aus-Regelung steigt mit zunehmender Umgebungstemperatur und somit abnehmender erforderlicher Heizleistung die erzeugte Heizleistung. Als Folge davon steigen die Temperaturgefälle für die Wärmeübertragung in Verdampfer und Kondensator, so dass die Exergieverluste in Verdampfer und Kondensator mit steigender Aussentemperatur quasi progressiv zunehmen und so den exergetischen Wirkungsgrad reduzieren. Weiter wird die während dem Wärmepumpen-Betrieb *erzeugte* Heiztemperatur mit steigender Aussentemperatur gegenüber der vom Gebäude kontinuierlich *erforderlichen* zunehmend grösser, wodurch ein weiterer Exergieverlust entsteht. Dieser Exergieverlust entsteht ausserhalb der eigentlichen Wärmepumpe im Heizwärme-Verteilssystem, muss aber der Wärmepumpe angerechnet werden. Ursache für dieses ungünstige Verhalten der Luft/Wasser-Wärmepumpe mit Ein/Aus-Regelung ist die ungünstige Betriebscharakteristik des drehzahlkonstanten Kompressors.

Ein wichtiges Ergebnis ist, dass durch eine kontinuierliche Leistungsregelung (d.h. durch die Anpassung der *erzeugten* an die *erforderliche* Heizleistung) eine markante Effizienzsteigerung

möglich ist. Die kontinuierliche Leistungsregelung beinhaltet in dieser Studie die Drehzahlregelung des Kompressors und des Ventilators. Dadurch können die Temperaturgefälle für die Wärmeübertragung in Verdampfer und Kondensator mit zunehmender Aussentemperatur wirksam reduziert werden. Ausserdem entspricht die *erzeugte* Heiztemperatur mit dieser Regelstrategie stets nahezu der *erforderlichen*. Der Temperaturhub wird gegenüber der Ein/Aus-Regelung markant reduziert, wodurch die Leistungszahl deutlich ansteigt.

Die Ventilatorleistung herkömmlicher Luft/Wasser-Wärmepumpen mit Ein/Aus-Regelung ist gegenüber der Kompressorleistung verhältnismässig klein. Trotzdem kann diese bei Luft/Wasser-Wärmepumpen mit kontinuierlich leistungsgeregeltem Kompressor die Jahresarbeitszahl und den exergetischen Jahreswirkungsgrad beträchtlich reduzieren, denn oft arbeiten die eingesetzten Ventilatoren mit geringer Effizienz. Wenn solche Ventilatoren quasi im Dauerbetrieb arbeiten, erfolgt dadurch eine starke Reduktion der energetischen Effizienz. In diesem Fall lohnt es sich, auch den Ventilator mit einer kontinuierlichen Leistungsregelung auszustatten. Wird zusätzlich zum Kompressor auch der Ventilator geregelt, hat die Effizienz des Ventilators einen wesentlich geringeren Einfluss auf die Güte des Gesamtsystems. In diesem Fall kann die Jahresarbeitszahl im Vergleich zu derjenigen der Luft/Wasser-Wärmepumpe mit Ein/Aus-Regelung ungefähr verdoppelt werden. Eine wichtige Voraussetzung für die Realisierung der kontinuierlichen Leistungsregelung ist die Verfügbarkeit von effizienten, kontinuierlich regelbaren Kompressoren und Ventilatoren. Entsprechende Entwicklungen sind von Seiten der Kompressor- und Ventilator-Hersteller im Gange. Des Weiteren sind verbesserte Expansionsventile erforderlich, welche geringe Dampfüberhitzungen im Verdampfer erlauben.

In dieser Studie stehen Luft/Wasser-Wärmepumpen im Zentrum. Vielen Erkenntnisse bezüglich Exergieverlust-Berechnungen der Wärmepumpe und des Heizsystems können jedoch direkt auf andere Wärmepumpen-Systeme übertragen werden.

Es ist zu hoffen, dass die vorliegende Studie ein Anstoss für weitere Diskussionen und Anstrengungen im Bereich effiziente Gebäudeheizung ist, sowohl auf der Seite der Wärmepumpen und Komponenten-Hersteller als auch bei den Gebäudetechnik-Planern und Installateuren. Schliesslich wäre es wünschenswert, wenn das Thema Exergie-Analyse vermehrt in die Ausbildung einfliessen würde.

## Summary

Heating our houses is costly and still somewhat inefficient. The use of air/water heat pumps is increasing, simply because they are easy to install and operate. For house-owners, low capital expenditure for the heating system often has priority over low operating costs, so that manufacturers are also subjected to high price pressures; it is rare that a great deal of money remains for important further development. This results in the poor use of primary energy.

Heat pump systems exhibit a high potential for increasing their efficiency. The exergetic efficiency of common air/water heat pumps with on/off control amounts to about 30%. A loss-free heat pump, on the other hand, has an exergetic efficiency of 100%. Using exergy analysis, this study shows where the losses in air/water heat pumps occur, how large they are and how strongly they affect the individual sub-processes. On the basis of the exergy analysis, possibilities for making improvements are developed and the increases in efficiency to be achieved are quantified.

An energetic evaluation is necessary for making judgements on the heat pump process but does not completely suffice. The second law of thermodynamics provides information on the quality of the process. In this study, the application of the second law does not occur using abstract entropy balances but with exergy balances. The term "exergy" is easily understandable for heat pump applications: The real driving power of the compressor is higher than the driving power of an ideal (reversible) process by the sum of all exergy losses that occur. If the exergetic efficiency can be improved by further development, this will also result in an improvement in the coefficient of performance.

Basic equations for exergy loss of the heat pump as a whole, of the individual sub-processes and of the heating system were derived from elementary energy and exergy balances. These equations are suitable for representation and interpretation in T,s-diagrams as well as for numeric analyses. Four different exergetic efficiencies were defined for the evaluation of air/water heat pumps: one for the heat pump's working fluid circuit, one with reference to the generated heating temperature for intermittently operated heat pumps with on/off control, one concerning the heating temperature continuously required by the building, and a last one that takes the desired room temperature into consideration. The exergy losses of the individual sub-processes are clearly calculated as a function of the determinant process variables. For this purpose, an analytical model was developed based on some approximations (linearisations, series expansions) and on the material properties.

For conventional air/water heat pumps with on/off control, the generated heating capacity increases with increasing ambient temperature and the associated decrease in required heating capacity. As a result, the temperature gradients for heat transfer increase in both evaporator and condenser so that the exergy losses in the evaporator and condenser increase quasi-progressively with increasing outdoor temperature thus reducing exergetic efficiency. Further, the heating temperature generated during heat pump operation increases with increasing ambient temperature compared to that continuously required by the building, thus leading to a further exergy loss. Although this exergy loss originates outside the actual heat pump in the heat distribution system, it must, however, be attributed to the heat pump. The reason for this unfavourable behaviour of the air/water heat pump with on/off control is the unfavourable operating characteristic of the constant-speed compressor.

An important result is the fact that an important increase in efficiency can be made possible by using continuous power control (i.e. by the adaptation of the generated heating capacity to that required). In this study, continuous power control includes speed control of the compressor and of the fan. In this way, the temperature gradients of heat transfer in the evaporator and condenser that are encountered when ambient temperatures rise can be reduced effectively. In addition, the generated heating

temperature almost always corresponds to that required when this control strategy is used. The temperature lift is distinctly reduced in comparison with on/off control thus leading to a clear increase in coefficient of performance.

The power of the fan in common air/water heat pumps with on/off control is relatively small when compared with the power of the compressor. Nevertheless, it can reduce the seasonal performance factor and the annual average exergetic efficiency for air/water heat pumps with continuously controlled compressors considerably because the fans used often work at a low efficiency. If such fans operate quasi-continuously, a considerable reduction of energetic efficiency will result. In such cases, it is worthwhile equipping the fan with continuous control. If the fan is under continuous control along with the compressor, the efficiency of the fan has a considerably lower influence on the performance of the overall system. In this case, the seasonal performance factor can, approximately, be doubled in comparison to that of the air/water heat pump with on/off control. An important precondition for the implementation of the continuous control is the availability of efficient, continuously controllable compressors and fans. Appropriate developments are being made on the part of the manufacturers of compressors and fans. Furthermore, improved expansion valves are needed which permit lower vapour superheating in the evaporator.

This study focuses on air/water heat pumps. Many of the findings concerning the calculation of exergy losses in the heat pump and the heating system can be transferred directly to other heat pump systems.

Hopefully, that this study will provide an impulse for further discussion and efforts in the area of efficient building heating systems, both by heat pump and component manufacturers as well as on the subsequent design and construction of buildings. Finally, this study should influence the further consideration of exergy analysis in the education of designers and engineers as well as in the continuing education of current professionals.

# Inhaltsverzeichnis

Zusammenfassung .....	3
Summary .....	5
Inhaltsverzeichnis .....	7
1 Das Heizsystem mit Wärmepumpen – erforderliche versus erzeugte Heizleistung und Heiztemperatur.....	9
1.1 Energetisch effizient heizen mit Wärmepumpen .....	9
1.2 Zur Thermodynamik des Heizens .....	10
1.3 Der jährliche Heizbedarf und der dazu notwendige Exergieaufwand.....	12
1.4 Heiztemperatur und Temperaturhub in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur .....	15
1.5 Divergenz zwischen erforderlicher und erzeugter Heiztemperatur und Heizleistung mit Ein/Aus-geregelten Wärmepumpen.....	18
1.6 Allgemeiner Vergleich zwischen Luft/Wasser- und Erdsonden-Wärmepumpen .....	20
1.7 Zielsetzung und Lösungsweg dieser Studie .....	21
2 Thermodynamische Grundlagen.....	23
2.1 Energie und Exergie .....	23
2.2 Die Exergie der Wärme.....	24
2.3 Exergie von Stoffströmen.....	26
3 Energie- und Exergiebilanzen des Wärmepumpen-Prozesses .....	29
3.1 Bewertungen am Wärmepumpen-Prozess.....	29
3.2 Bilanzen an den Teilprozessen des Wärmepumpen-Arbeitsfluids .....	33
3.3 Bilanzen an der Wärmepumpe inklusive Heizwasserkreislauf .....	42
3.4 Energie- und Exergieflussbild der Wärmepumpe mit den Teilprozessen.....	45
4 Exergieverluste der Teilprozesse und deren relevanten Einflussgrößen .....	47
4.1 Exergieverluste im Kompressor .....	47
4.2 Exergieverluste im Expansionsventil .....	50
4.3 Exergieverluste im Verdampfer .....	52
4.4 Exergieverluste im Kondensator .....	54
5 Betriebscharakteristik von Luft/Wasser-Wärmepumpen mit Ein/Aus-Regelung.....	59
5.1 Prozessgleichungen.....	59
5.2 Erforderliche und erzeugte Heizleistung .....	67
5.3 Resultierende Betriebscharakteristik .....	70
6 Exergie-Analyse für Luft/Wasser-Wärmepumpen mit Ein/Aus-Regelung – ohne Antriebsverluste.....	73
6.1 Interpretation der Exergieverluste der Teilprozesse.....	73
6.2 Innerer exergetischer Wirkungsgrad.....	80
6.3 Äusserer exergetischer Wirkungsgrad und Leistungszahl .....	81
6.4 Erkenntnisse .....	83
7 Die Luft/Wasser-Wärmepumpe mit kontinuierlicher Leistungsregelung.....	85
7.1 Erzeugte Heizleistung kontinuierlich anpassen .....	85
7.2 Betriebscharakteristik mit kontinuierlicher Leistungsregelung.....	86
7.3 Erzielbare Ergebnisse mit kontinuierlicher Leistungsregelung – ohne Antriebsverluste....	89
8 Auswirkungen der Antriebsverluste auf den Wärmepumpen-Prozess .....	99
8.1 Antriebsverluste von Kompressor und Ventilator .....	99

8.2	Luft/Wasser-Wärmepumpe mit Ein/Aus-Regelung mit Antriebsverlusten .....	102
8.3	Antriebsverluste bei leistungsgeregeltem Kompressor und konstanter Ventilator-drehzahl .....	104
8.4	Kontinuierliche Leistungsregelung des Kompressors und Ventilators mit Antriebsverlusten .....	107
8.5	Vergleich der verschiedenen Regelstrategien .....	109
8.6	Erkenntnisse .....	109
9	Schlussfolgerungen .....	111
10	Symbolverzeichnis .....	113
10.1	Lateinische Symbole .....	113
10.2	Griechische Symbole .....	118
11	Literaturverzeichnis .....	121
A1	Kompressortyp und Charakteristik .....	123
A1.1	Verwendete Kompressortypen .....	123
A1.2	Kompressorcharakteristik .....	123
A2	Mathematisierung des Druckverhältnis .....	127
A3	Vereinfachung der Exergieverluste im Kompressor .....	129
A4	Spezifische Enthalpie und Entropie nach dem Expansionsventil .....	133
A5	Vereinfachung der Exergieverluste im Expansionsventil .....	135
A6	Iterationsablauf zur Ermittlung der Betriebscharakteristik .....	137
A7	Daten zur simulierten Luft/Wasser-Wärmepumpe .....	139
A8	Verdampfung und Kondensation von Mehrstoffgemischen .....	141

# 1 Das Heizsystem mit Wärmepumpen – erforderliche versus erzeugte Heizleistung und Heiztemperatur

## 1.1 Energetisch effizient heizen mit Wärmepumpen

Das Interesse an Wärmepumpen zu Heizzwecken ist allgemein gross und dürfte je nach Entwicklungen im Umfeld des Energiebedarfs weiter zunehmen. Im (schweizerischen) Gebäudeheizungsmarkt hat sich die Wärmepumpe indes noch nicht in einem Umfang verbreitet, wie er aufgrund ihrer ökologischen Vorteile zu erwarten wäre. Der Gebäudeheizungsmarkt steht dem mit verschiedenen Vorgaben hemmend entgegen: Die Energiepreise, vor allem für Primärenergie, sind nach wie vor tief; für Hausbesitzer haben häufig niedrige Investitionskosten für das Heizsystem Vorrang vor tiefen Betriebskosten; die Heizsysteme auf Verbrennungsbasis sind sehr gut eingeführt, betriebsoptimiert und Investitionsseitig günstig; daraus leitet sich für die Hersteller von Wärmepumpen ein enormer Wettbewerbs- und insbesondere starker Preisdruck ab, worunter das Potenzial für substantielle Weiterentwicklungen offenkundig leidet. Um aber der schlechten Nutzung der Primärenergie durch effizientere und ökologischere Heiztechniken wirksam zu begegnen, sind erhöhte Investitionen und Anstrengungen zur Weiterentwicklung nicht nur von alternativen Heizsystemen, sondern vor allem auch von Wärmepumpen nötig.

Wärmepumpen zum *Heizen von Gebäuden* wurden in der Schweiz erst 1939/40 erfolgreich realisiert, nämlich in Zürich für Kongresshaus, Rathaus und Hallenbad, als die Schweiz im Krieg nicht mehr genügend Kohle einführen konnte. Das Heizen mit Wärmepumpen kam, ausgelöst durch die Erdölkrisen, zwischen 1973 und 1978 auf. Um mit dieser Technik zu einem integral funktionierenden Heizsystem zu gelangen, brauchte es allerdings längerfristige Entwicklungen. Diese wurden bereits damals wesentlich vom Bundesamt für Energie lanciert und gefördert.

In den letzten Jahren hat es sich das *Bundesamt für Energie* (BFE) erneut zur Aufgabe gemacht, die Chancen für den vermehrten Einsatz von Wärmepumpen in der Gebäudeheizung zu verbessern. Eine der wichtigsten Voraussetzungen für die stärkere Verbreitung von Wärmepumpen für Heizzwecke liegt in der substantiellen Steigerung ihrer Effizienz. Deshalb hat das BFE mehrere Forschungsprojekte (darunter die hier vorliegende Studie) mit dieser Zielrichtung lanciert; wobei auch optimale Wirtschaftlichkeit und ökologische Belange einzubeziehen sind.

Wärmepumpen haben weiterhin ein grosses Potenzial für energetische Verbesserungen. Die Jahresarbeitszahlen von Luft/Wasser-Wärmepumpen waren um 1980 knapp zwei, um 2005 bei etwa drei. Ist das gut? Eine thermodynamisch einwandfreie Bewertung ergibt sich mit dem *exergetischen Wirkungsgrad*. Dieser ist in der gleichen Periode von rund 20% auf 30% angestiegen. Eine ideale, verlustfrei arbeitende Wärmepumpe hat einen *exergetischen Wirkungsgrad* von 100%.

Ziel der hier vorliegenden Studie ist es, mittels *Exergie-Analyse* systematisch aufzuzeigen, wo die Verluste in Wärmepumpen auftreten, wie gross sie sind und ebenso, wie stark sich diese Verluste auf die anderen Teilprozesse des Heizsystems mit Wärmepumpen auswirken. Alle thermodynamischen Effizienzbewertungen erfolgen mit den zwei Begriffen *Exergieverlust* und *exergetischer Wirkungsgrad*. Der Begriff *Exergie* ist in der Heizungstechnik nicht so bekannt, wie er es verdiente, obwohl der Begriff *Exergieverluste* für Wärmepumpen und ebenso für Kälteanlagen leicht verständlich ist: Die *reale* (mechanische bzw. elektrische) Antriebsleistung ist gegenüber der *idealen* (reversiblen) Antriebsleistung genau um die Summe aller *Exergieverluste* der Teilprozesse grösser.

In Wärmepumpen lassen sich vier grosse Quellen von *Exergieverlusten* ausmachen: Einerseits im Verdichter und Expansionsventil (Drossel) infolge *Strömungsdruckverlusten* des Arbeitsfluids und andererseits in Verdampfer und Kondensator infolge der *Temperaturgefälle* bei der Wärmeübertragung.

In der Regel gilt in der thermischen Energietechnik, dass das energetische und häufig auch das wirtschaftliche *Verbesserungspotenzial* dort zu finden ist, wo der *Anteil am gesamten Exergieverlust* am höchsten ist. Das trifft auch bei Wärmepumpen zu. Der *Exergieverlust* des Arbeitsfluids ist im Expansionsventil relativ klein, aber gross im Verdampfer bei der Wärmeübertragung (von der Umgebungsluft an das verdampfende Arbeitsfluid). Verantwortlich dafür ist das *Temperaturgefälle*.

Bei konventionellen Luft/Wasser-Wärmepumpen mit Ein/Aus-Regelung steigt mit zunehmender Umgebungstemperatur und somit abnehmender *erforderlicher* Heizleistung paradoxerweise die *erzeugte* Heizleistung. Damit steigen auch die Temperaturgefälle für die Wärmeübertragungen. Als Konsequenz ist die von der Wärmepumpe im intermittierenden Betrieb (Ein/Aus-Regelung) *erzeugte* Heiztemperatur höher als die vom Gebäude kontinuierlich *erforderliche*. Dadurch entsteht ein weiterer Exergieverlust der Wärmeübertragung, nämlich über die zu- und abnehmende Heiztemperatur innerhalb eines Heizzyklus der Wärmepumpe, d.h. von einem Einschalten bis zum nächsten. So verschlechtert sich der exergetische Wirkungsgrad bei intermittierendem Betrieb. Dieser Sachverhalt wird in dieser Studie analysiert und bietet Ansatzpunkte für wegweisende Verbesserungen.

Die grossen Fortschritte in der Elektrotechnik und Elektronik, aber auch in der Kompressor- und Ventilorteknik eröffnen neue Möglichkeiten in der Prozessführung von Wärmepumpen. Niedrigere Überhitzungen im Verdampfer mit elektronisch geregelten Expansionsventilen gestatten bereits *kleinere Maximal-Temperaturhübe*. Markante Verbesserungen der *thermischen Effizienz* und (längerfristig) der Wirtschaftlichkeit resultieren insbesondere durch *Leistungsregelung des Kompressors* und bei Luft/Wasser-Wärmepumpen auch des *Ventilators*, indem die *konstant erzeugte* Heizleistung der *erforderlichen* Heizleistung und damit natürlich auch die von der Wärmepumpe *erzeugte* Heiztemperatur der *erforderlichen* kontinuierlich angepasst wird. Dadurch werden gleichzeitig auch die Frostbildung im Lamellenluftkühler des Verdampfers, der Aufwand zur Abtauung und der Temperaturhub vermindert.

## 1.2 Zur Thermodynamik des Heizens

Heizen erfolgt heutzutage noch vorwiegend durch Verbrennung chemischer Energie, aus Erdöl, Erdgas oder Biomasse. Die *energetische Umwandlung* in Heizwärme gelingt fast vollständig; gemäss dem *1. Hauptsatz der Thermodynamik* ist der *thermische Wirkungsgrad* über 90% und bei Elektroheizungen stets 100%. Dagegen ist für solche Heizsysteme der *exergetische Wirkungsgrad* nur rund 5%, also bedenklich schlecht. Diese Bewertung ergibt sich aus dem *2. Hauptsatz der Thermodynamik*. Einfach veranschaulicht: Mechanische und elektrische Energien sind hochwertige Energieformen, und die chemische Energie ist von ungefähr gleicher *Wertigkeit*. Dagegen ist *Wärme als Energieform* von minderer *Energiequalität*, und zwar abhängig von ihrer Temperatur bezüglich einer Umgebungstemperatur. Diese *Qualität* der Wärmeenergie  $Q$  mit der absoluten Temperatur  $T$  bezüglich einer (definierten) Umgebungstemperatur  $T_U$  wird durch den Begriff *Exergie der Wärme*  $E_Q$  quantifiziert (vgl. Abschnitt 2.2). Die Formel dazu lautet:

$$E_Q = Q \cdot \frac{T - T_U}{T} = Q \cdot \left(1 - \frac{T_U}{T}\right) = Q \cdot \eta_c \quad (1)$$

oder als Exergie- und Wärmeströme formuliert:

$$\dot{E}_Q = \dot{Q} \cdot \frac{T - T_U}{T} = \dot{Q} \cdot \left(1 - \frac{T_U}{T}\right) = \dot{Q} \cdot \eta_c \quad (2)$$

$\eta_c$  heisst *Carnotfaktor*. Für sehr hohe Temperaturen steigt er gegen eins und somit ist  $E_Q = Q$ . Wenn dagegen  $T$  sich  $T_U$  nähert, geht  $E_Q$  gegen null.

Bei 0°C (also 273 K) Umgebungstemperatur hat eine Heizleistung von 100 kW bei 20°C (293 K) einen Exergiestrom von 7 kW; der Carnotfaktor ist 7%. Dem entspricht für eine Elektroheizung ein *exergischer Wirkungsgrad* von 7% (bezogen auf die Elektrizitätsversorgung am Haus).

Die folgende Tabelle Tab. 1-1 zeigt das Verhältnis von Exergie  $E_Q$  zu ihrer Wärme  $Q$  für einige Temperaturen  $\vartheta$  bezüglich  $\vartheta_U = 0^\circ\text{C}$ .

$\vartheta$ in °C	0	10	20	40	100
$\frac{E_Q}{Q} \equiv \eta_C$	0%	3.5%	6.8%	12.8%	26.8%
$\varepsilon_{\text{rev}} = \frac{\dot{Q}}{P_{\text{rev}}} = \frac{1}{\eta_C}$	-	28.6	14.7	7.8	3.7

Tab. 1-1:  $E_Q / Q = \eta_C$  und  $\varepsilon_{\text{rev}}$  mit  $\vartheta_U = 0^\circ\text{C}$

Diese Verhältniszahl  $E_Q / Q$  ist von Bedeutung, denn sie stellt den minimalen *Exergieaufwand* für das Heizen dar. Es wird später gezeigt werden, dass dieses Verhältnis den minimalen Aufwand mechanischer oder elektrischer Leistung  $P_{\text{rev}}$  für eine *erforderliche*<sup>1</sup> Heizleistung  $\dot{Q}_H^*$  mittels einer idealen Wärmepumpe darstellt [1]. Der reziproke Wert davon ist entsprechend die *bestmögliche Leistungszahl der reversiblen Luft/Wasser-Wärmepumpe* bezüglich einer *erforderlichen* Heiztemperatur  $T_H^*$ :

$$\varepsilon_{\text{rev a}}^* = \frac{T_H^*}{T_H^* - T_U} = \frac{T_H^*}{\Delta T_{\text{Hub ideal}}} = \frac{1}{\eta_{Ca}^*} \quad (3)$$

Aus dieser Formel folgt, dass die *ideale Leistungszahl* reziprok zum Temperaturhub  $\Delta T_{\text{Hub}}$  ist. Dies gilt approximativ auch für die reale Wärmepumpe, d.h. bei doppeltem Temperaturhub sinkt die Leistungszahl auf die Hälfte.

Analog zur Gl. (3) gilt für die maximale oder *reversible Leistungszahl des bestmöglichen (idealen) Heizsystems mit Luft/Wasser-Wärmepumpen* bezüglich einer gewünschten Raumtemperatur  $T_R$ :

$$\varepsilon_{\text{revHS}} = \frac{T_R}{T_R - T_U} \quad (4)$$

Die *erforderliche* Heiztemperatur  $T_H^*$  (mittlere *erforderliche* Heizwassertemperatur) entspricht also idealerweise gerade der Raumtemperatur  $T_R$ . Diesem Faktum hat der Gebäudetechnik-Planer bei der Auslegung des Heizsystems mit Wärmepumpen Rechnung zu tragen.

<sup>1</sup> Alle Größen, die sich auf die erforderliche Heizleistung und erforderliche Heiztemperatur beziehen werden mit einem hochgestellten \* bezeichnet.

Das Faszinosum der Wärmepumpe ist, dass die Heizleistung  $\dot{Q}_H$  mit relativ geringer mechanischer Antriebsleistung  $P$  bewirkt und die Differenz davon als Wärmestrom  $\dot{Q}_U$  aus der kälteren Umgebung entnommen werden kann. Abb. 1-1 zeigt das Energieflussbild ( $\dot{Q}_U; P_{rev}; \dot{Q}_H$ ) und den Heizexergiestrom  $\dot{E}_{Q_H}$  einer *idealen* Wärmepumpe und Abb. 1-2 einer *realen* Wärmepumpe ( $\dot{Q}_U; P; \dot{Q}_H$ ), beide mit gleichen Temperaturen ( $T_U$  auf  $T_H$ ) und gleichem *erzeugtem* Heizwärmestrom  $\dot{Q}_H$ . In beiden Fällen ist somit  $\dot{E}_{Q_H}$  gleich und zwar  $\dot{E}_{Q_H} = P_{rev}$ . Aber es ist  $P > P_{rev}$  und  $\dot{Q}_U < \dot{Q}_{U,rev}$ . Der Exergiestrom aus der Umgebung  $\dot{E}_{Q_U}$  beträgt in beiden Fällen null.

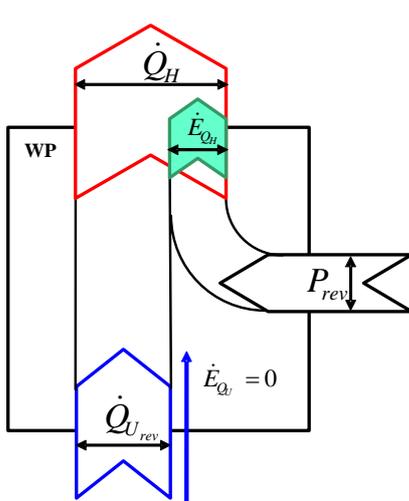


Abb. 1-1: Energie- und Exergieflussbild der idealen Wärmepumpe

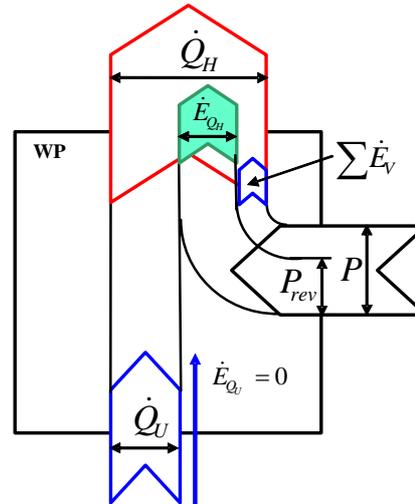


Abb. 1-2: Energie- und Exergieflussbild der realen Wärmepumpe

Die Idee des Wärmepumpen-Prozesses (und damit auch des Kälteprozesses) ist 150 Jahre alt und stammt vom ideenreichen Physiker Thomson, bekannt als Lord Kelvin (1824 – 1907). Die Fachwelt misstraute dieser Idee; Kelvin deckte auf, dass sein Prinzip der Wärmepumpe lediglich die Umkehrung der reversiblen Wärmekraftmaschine ist. Diese hatte der junge Sadi Carnot bereits 1826 erdacht.

Eine systematische Darstellung zur Thermodynamik des Heizens hat Baehr 1980 in zwei Beiträgen geliefert [1] [2]. Darin wird die zeitliche Verteilung des Wärme- und Exergiebedarfs während der jährlichen Heizperiode bestimmt. Untersucht wird u.a. das Teillastverhalten von Kompressions-Wärmepumpen, insbesondere auch die Problematik mit dem driftenden Verlauf zwischen der vom Heizsystem *erforderlichen* und der von der Wärmepumpe *erzeugten* Heizleistung.

### 1.3 Der jährliche Heizbedarf und der dazu notwendige Exergieaufwand

Die Auslegung eines Heizsystems richtet sich nach der *festgelegten minimalen Umgebungstemperatur*. Daraus ergeben sich primär die *maximale erforderliche Heizleistung*  $\dot{Q}_{max}^*$  des Gebäudes gemäß seiner Isolation und für eine Wärmepumpe zusätzlich der *maximale Temperaturhub*. Für wirtschaftliche und thermodynamische Bewertungen ist zudem der repräsentative Verlauf der Aussenlufttemperatur über das Jahr (aus statistischer Erfassung) massgebend. Als Darstellung eignet sich die Summenhäufigkeitsverteilung (in Tagen pro Jahr) in Abhängigkeit der gemittelten Tagestemperatur. Dieses Tagesmittel der Aussenlufttemperatur wird in der Exergie-Analyse und mithin auch in dieser Studie jeweils als *Umgebungstemperatur*  $T_U$  definiert und dient als Bezugstemperatur (vgl. Kapitel 2). In Abb. 1-3 ist die Summenhäufigkeitsverteilung der Umgebungstemperaturen von Zürich, in Richtung vom *kältesten bis zum heissesten Tag* im Jahr dargestellt (aus Messungen von 1990 bis 2000).

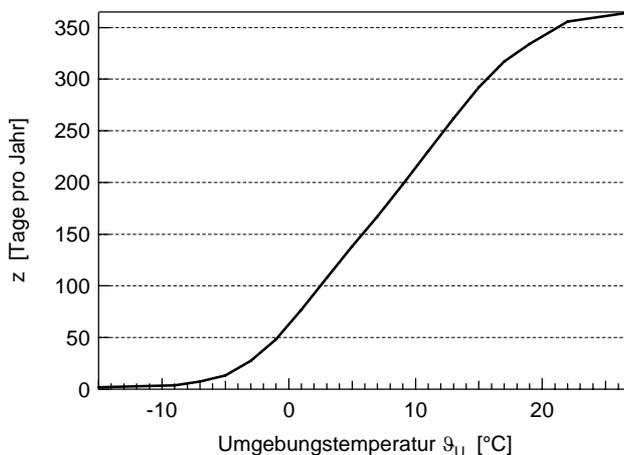


Abb. 1-3: Summenhäufigkeitsverteilung der Umgebungstemperatur von Zürich (1990-2000)

Aus der jeweiligen Umgebungstemperatur ergibt sich die zeitliche Verteilung der erforderlichen Heizleistung  $\dot{Q}_H^*$ . In Abb. 1-4 ist diese als Verhältnis  $\dot{Q}_H^* / \dot{Q}_{\max}^*$  über das Jahr, wiederum in Richtung von kalt zu warm, dargestellt. Die schraffierte Fläche darunter stellt die Jahresheizwärme bezogen auf  $\dot{Q}_{\max}^*$  dar. Auf der rechten Seite des Diagramms ist als Ordinate die Umgebungstemperatur angegeben. Die Heizgrenze beträgt hier 20°C.

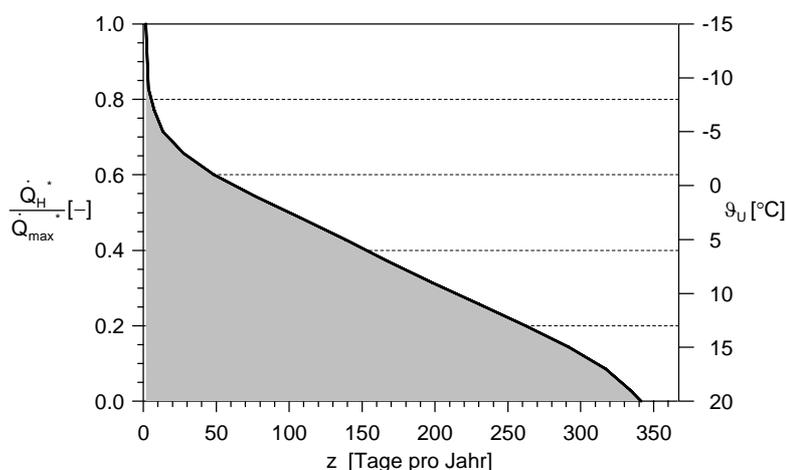


Abb. 1-4: Zeitliche Verteilung des Wärmebedarfs in Tagen pro Jahr gemäss Abb. 1-3

Die Exergie der Heizwärme für eine erforderliche Heiztemperatur  $T_H^*$  bei einer Umgebungstemperatur  $T_U$  ist durch den Carnotfaktor bestimmt:

$$\dot{E}_{Q_H}^* = \dot{Q}_H^* \cdot \frac{T_H^* - T_U}{T_H^*} = \dot{Q}_H^* \cdot \eta_{Ca}^* \quad (5)$$

Die zeitliche Verteilung des erforderlichen Exergiestromes zum Heizen,  $\dot{E}_{Q_H}^*$ , bezüglich der erforderlichen Heizleistung und Heiztemperatur ist in Abb. 1-5 dargestellt, und zwar als Verhältnis  $\dot{E}_{Q_H}^* / \dot{Q}_H^*$ . Dies entspricht der zeitlichen Verteilung des Carnotfaktors übers Jahr. Als Parameter sind dargestellt die Heiztemperaturen: 20°C, 40°C und 60°C. Dadurch wird verdeutlicht, wie der Exergieaufwand für höhere Heiztemperaturen steigt. Eine gute Gebäudeisolation vermindert den Exergieaufwand für das Heizen, nämlich weil  $\dot{Q}_H^*$  kleiner wird. Zudem kann der Exergieaufwand durch möglichst tiefe erforderliche Heiztemperaturen reduziert werden. Beim Heizen mit

Wärmepumpen sind Wärmeverluste im Heizwärme-Verteilssystem meist unbedeutend, nicht aber die *Exergieverluste* in Folge der Temperaturgefälle für die Wärmeübertragung.

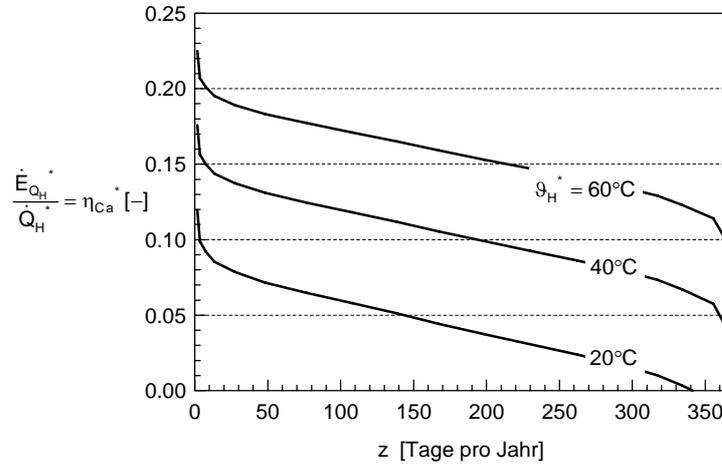


Abb. 1-5: Zeitliche Verteilung des Exergiebedarfs in Tagen pro Jahr für den Wärmebedarf gemäss Abb. 1-4 und Gl.(5), d.h.  $\dot{E}_{Q_H}^*$  ist stets mit der jeweiligen Umgebungstemperatur berechnet

Abb. 1-6 zeigt den Vergleich zwischen der zeitlichen Verteilung des Wärme- und Exergiebedarfs in Tagen pro Jahr, hier sind beide bezogen auf  $\dot{Q}_{max}^*$ . Die zeitliche Verteilung des Exergiebedarfs ist für eine *erforderliche* Heiztemperatur  $\vartheta_H^* = 40^\circ\text{C}$  dargestellt.

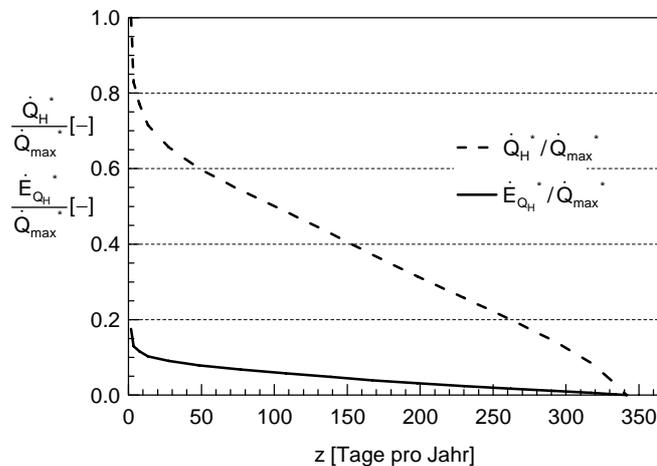


Abb. 1-6: Zeitliche Verteilung des Wärme- und Exergiebedarfs in Tagen pro Jahr gemäss Abb. 1-3

Bei der idealen Wärmepumpe entspricht die *minimale (reversible)* Antriebsleistung<sup>2</sup> gerade dem zum Heizen *erforderlichen* Exergiestrom  $\dot{E}_{Q_H}^*$  (vgl. Abb. 1-1 und Abb. 1-2). Demgegenüber muss bei herkömmlichen Heizsystemen (z.B. Elektro- oder Ölheizungen) der gesamte *erforderliche* Wärmestrom  $\dot{Q}_H^*$  mit elektrischer Leistung bzw. durch Verbrennung chemischer Energie erzeugt werden.

<sup>2</sup> Die bei der Stromerzeugung erzeugten Exergieverluste werden in dieser Studie nicht berücksichtigt.

#### 1.4 Heiztemperatur und Temperaturhub in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur

Wärmepumpen sind zum Heizen energetisch umso wirksamer, je kleiner der zu erbringende Temperaturhub ist: Die Leistungszahl ist genähert umgekehrt proportional zum Temperaturhub (vgl. Abschnitt 1.2). *Minimal* ist der Temperaturhub, wenn die Heizwärme aus der Luft/Wasser-Wärmepumpe gerade bei der gewünschten Raumtemperatur  $T_R$  abgegeben werden könnte:

$$\Delta T_{\text{Hubmin}} = T_R - T_U \quad (6)$$

Real wird jedoch der Temperaturhub durch sämtliche Temperaturgefälle für die Wärmeübertragungen vergrößert, nämlich im Verdampfer bei der Wärmeabgabe von der Umgebungswärme um  $\Delta T_V \approx T_U - T_V$ , im Kondensator für die Übertragung der Heizleistung an das Heizwasser um  $\Delta T_K \approx T_K - T_H$  und schliesslich vom Heizwasser an die Raumluft um  $\Delta T_R \approx T_H - T_R$ . Also ergibt sich für den *effektiven Temperaturhub* des Heizsystems mit einer Luft/Wasser-Wärmepumpe:

$$\Delta T_{\text{Hub}} = \Delta T_{\text{Hubmin}} + \Delta T_V + \Delta T_K + \Delta T_R \quad (7)$$

Diese drei Temperaturgefälle verursachen beträchtliche *Exergieverluste* und erhöhen entsprechend den *Exergieaufwand* in der Wärmepumpe fürs Heizen.

Die obige Aufteilung der Temperaturgefälle für die Abgabe der Heizwärme ist für eine klare Beurteilung noch ungenügend, wenn die Heizwärme intermittierend mit konventionellen Ein/Aus-regelungen Wärmepumpen *erzeugt*, aber kontinuierlich *erforderlich* ist. Somit ist es zweckmässig, zwischen der *erzeugten* und der *erforderlichen* Heiztemperatur zu unterscheiden. In dieser Studie treffen wir die Annahme, dass die Wärmeverteilung (im Heizwärme-Verteilsystem) mit Heizwasser erfolgt und unterscheiden daher zwischen *erzeugter Heiz(wasser)temperatur*  $T_H$  und *erforderlicher Heiz(wasser)temperatur*  $T_H^*$ . Die Temperatur  $T_H$ , tritt bei Wärmepumpen mit Ein/Aus-Regelung intermittierend, die zweite Temperatur  $T_H^*$  kontinuierlich, auf. Dieser instationäre Verlauf im Heizwärme-Verteilsystem lässt sich praxisgerecht einfach behandeln und wird im Abschnitt 1.5 ausgeführt. Für die Abgabe der Heizwärme werden drei Temperaturgefälle eingeführt:

$$\Delta T_K = T_K - T_H; \quad \Delta T_H = T_H - T_H^*; \quad \Delta T_R = T_H^* - T_R \quad (8), (9), (10)$$

Gemäss dem Gesetz des stationären Wärmedurchganges kann das Temperaturgefälle  $\Delta T_i$  für einen Wärmestrom  $\dot{Q}$  durch die Wärmeübertragerfläche  $A$  beeinflusst werden

$$\Delta T_i = \frac{\dot{Q}_i}{k_i \cdot A_i} \quad (11)$$

wobei mit V für i der Verdampfer und mit K der Kondensator bezeichnet wird.

Offensichtlich müssen kleine Temperaturgefälle mit grösserer Wärmeübertragerfläche wettgemacht werden. Zudem muss im Verdampfer ein gewisses minimales Temperaturgefälle entsprechend der *erforderlichen Überhitzung* zum Funktionieren des Expansionsventils eingehalten werden.

Ein weiterer entscheidender Punkt ist zu beachten, wenn es um eine optimale Weiterentwicklung der Luft/Wasser-Wärmepumpe geht: *das Verhalten der Luft/Wasser-Wärmepumpe bei Teillast*, d.h. wenn die Umgebungstemperatur  $\vartheta_U$  höher ist als die Auslegungstemperatur und somit der *erforderliche Heizwärmestrom* sinkt. Dazu müssen wir auf die *Charakteristik des Heizwärme-Abgabesystem und -Verteilsystems* eingehen: zuerst auf die *erforderliche Heizleistung* und danach auf die von der Luft/Wasser-Wärmepumpe *erzeugte Heizleistung*.

Da der vom Gebäude *erforderliche Heizwärmestrom* angenähert proportional ist zur Differenz zwischen Raum- und Umgebungstemperatur ( $T_R - T_U$ ) gilt:

$$\frac{\dot{Q}_H^*(T_U)}{\dot{Q}_{\max}^*} = \frac{T_R - T_U}{T_R - T_{U\min}} \quad (12)$$

Nach einer Modifikation nach Raiss [3] gilt für die Übertragung der Heizwärme in den beheizten Raum:

$$\frac{\dot{Q}_H^*(T_U)}{\dot{Q}_{\max}^*} = \frac{T_R - T_U}{T_R - T_{U\min}} = \left( \frac{T_H^* - T_U}{T_{H\max}^* - T_{U\min}} \right)^m \quad (13)$$

Aus Gl. (13) folgt für die *erforderliche* Heiztemperatur in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur:

$$T_H^*(T_U) = T_R + (T_{H\max}^* - T_R) \cdot \left( \frac{T_R - T_U}{T_R - T_{U\min}} \right)^m \quad (14)$$

Für Radiatorenheizkörper gibt Raiss [3] den empirisch ermittelten Exponenten  $m = 0.75$  an. Für gut ausgelegte Bodenheizungen liegt dieser Exponent deutlich näher bei eins.

Drei solche *erforderliche Heiztemperaturen*  $T_H^*$  in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur sind nach Gl. (14) in Abb. 1-7 dargestellt. Als Parameter gelten:  $\vartheta_{U\min} = -15^\circ\text{C}$  sowie die maximalen Heiztemperaturen  $\vartheta_{H\max}^* = 30^\circ\text{C}$ ,  $45^\circ\text{C}$  und  $60^\circ\text{C}$ .

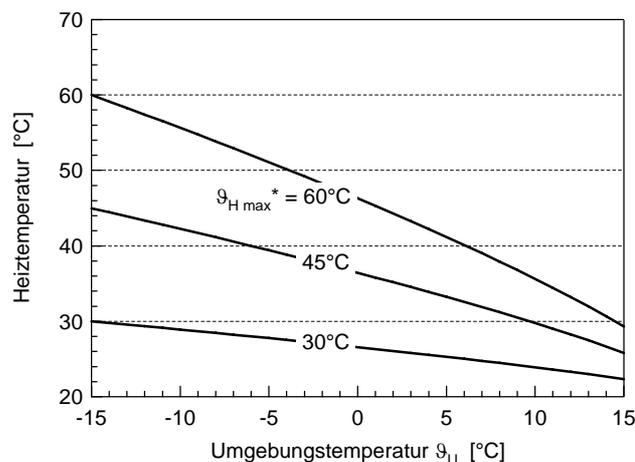


Abb. 1-7: Verlauf der erforderlichen Heiztemperatur in Funktion der Umgebungstemperatur

Daraus wird offensichtlich, dass der Gradient des *erforderlichen Temperaturhubs* von Luft/Wasser-Wärmepumpen für ungünstig ausgelegte Heizwärme-Abgabesysteme und -Verteilssysteme mit steigender Umgebungstemperatur stark abnimmt. Diesem Faktum ist Rechnung zu tragen bei der Optimierung von Wärmepumpen.

Für die *Jahresbewertung* von Heizsystemen mit Luft/Wasser-Wärmepumpen ist die Verteilung der Heiztemperatur und Umgebungstemperatur *über die jährliche Heizperiode* massgebend. Wärmepumpen-Hersteller zeigen in ihrer Werbung, dass mit der Umgebungstemperatur auch die Leistungszahl der Wärmepumpe steigt. – Aber kann man auch eine Verbesserung des exergetischen Wirkungsgrades bei Teillast erwarten?

Für so genannt konventionelle Luft/Wasser-Wärmepumpen (mit Ein/Aus-Regelung) trifft dies bisher nicht zu, im Gegenteil: Mit höherer Umgebungstemperatur fördert der Kompressor einen grösseren

Massenstrom des Arbeitsfluids, dadurch steigt die von der Wärmepumpe *erzeugte* Heizleistung und folglich stellen sich im Verdampfer und Kondensator grössere Temperaturgefälle ein. Infolgedessen nimmt der *erzeugte* Temperaturhub gegenüber dem *erforderlichen* (idealen) Temperaturhub mit steigender Umgebungstemperatur weniger stark ab (vgl. Abb. 7-3). Es folgt: Der *äussere exergetische Wirkungsgrad* von konventionellen Luft/Wasser-Wärmepumpen fällt mit zunehmender Umgebungstemperatur ab.

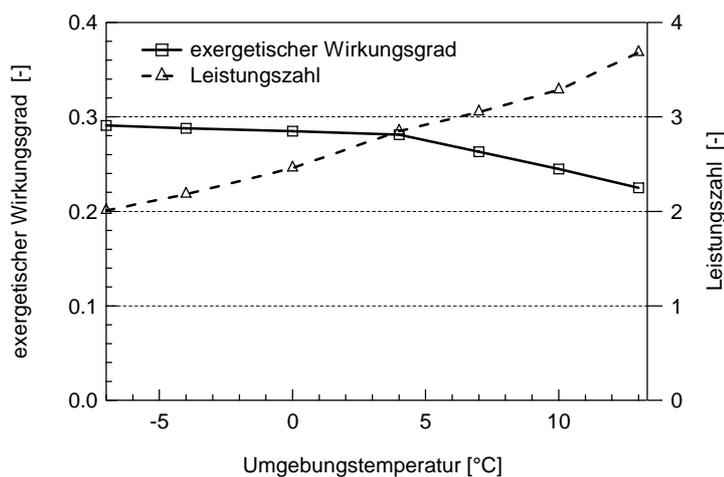


Abb. 1-8: Leistungszahl und exergetischer Wirkungsgrad einer realen Luft/Wasser-Wärmepumpe mit Ein/Aus-Regelung aus Messungen ( $\dot{Q}_{H, Nenn} = 7 \text{ kW}$ )

Der aus Messungen [4] ermittelte Verlauf der Leistungszahl und des exergetischen Wirkungsgrades in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur ist in Abb. 1-8 für eine Luft/Wasser-Wärmepumpe mit 7 kW Nenn-Heizleistung dargestellt. Von 0°C bis 13°C steigt wohl die Leistungszahl von 2 auf 3.7, der exergetische Wirkungsgrad jedoch fällt, nämlich von 0.29 auf 0.22. – Anzustreben sind ein Anstieg des exergetischen Wirkungsgrades und ein noch stärkerer Anstieg der Leistungszahl bei abnehmender *erforderlicher* Heizleistung infolge Anstieg der Umgebungstemperatur.

### 1.5 Divergenz zwischen erforderlicher und erzeugter Heiztemperatur und Heizleistung mit Ein/Aus-geregelten Wärmepumpen

Im vorherigen Abschnitt ist aufgezeigt, wie mit der Zunahme der Umgebungstemperatur sowohl die *erforderliche* Heizleistung als auch die *erforderliche* Heiztemperatur sinken. Demgegenüber ist das Verhalten von herkömmlichen Luft/Wasser-Wärmepumpen, deren Kompressor mit konstanter Drehzahl angetrieben wird, gerade konträr: Je kleiner die vom Gebäude *erforderliche* Heizleistung und Heiztemperatur bei Zunahme der Aussentemperatur, umso höher die *erzeugte* Heizleistung und -temperatur. Diese Eigentümlichkeit wird im 5. Kapitel als Betriebscharakteristik von Luft/Wasser-Wärmepumpen (mit Ein/Aus-Regelung) analysiert. Die Anpassung der Heizleistung erfolgt durch Takten (Ein/Aus-Regelung). Ein Zyklus besteht aus der Betriebszeit ( $t_1 - t_0$ ) und der Stillstandszeit ( $t_2 - t_1$ ), vgl. Abb. 1-9. Unter Voraussetzung konstanter *erforderlicher* Heizleistung  $\dot{Q}_H^*$  während des Heizzyklus ( $t_2 - t_0$ ) und der während der Betriebszeit ( $t_1 - t_0$ ) konstanten *erzeugten* Heizleistung  $\dot{Q}_H$  gilt die Bedingung:

$$\dot{Q}_H^* \cdot (t_2 - t_0) = \dot{Q}_H \cdot (t_1 - t_0) = Q_H^* = Q_H \quad (15)$$

Die beiden Wärmemengen müssen innerhalb eines Zyklus gleich sein (Wärmeverluste seien vernachlässigbar klein), vgl. Abb. 1-9. Praxisgerecht handelt es sich um Mittelwerte der Wärmeströme.

Wir definieren das *Wärmestromverhältnis*  $\nu$  bezüglich der *erforderlichen* Heizleistung  $\dot{Q}_H^*$  mit:

$$\nu = \frac{\dot{Q}_H}{\dot{Q}_H^*} \geq 1 \quad (16)$$

Womit sich das *Wärmepumpen-Betriebsverhältnis*  $f$  ergibt als:

$$f = \frac{t_1 - t_0}{t_2 - t_0} = \frac{1}{\nu} \leq 1 \quad (17)$$

Die sich einstellenden Temperaturverläufe zeigt Abb. 1-9.  $T_H^*$  ist die *erforderliche* Heiztemperatur und ist wie auch  $\dot{Q}_H^*$  durch  $T_U$ ,  $T_R$  und die Heizkurve bestimmt. Da die *erzeugte* Heiztemperatur  $T_H$  grösser ist als  $T_H^*$ , entstehen Exergieverluste im Heizwärme-Verteilssystem. Diese Verluste werden separat ausgewiesen und sind durch den Taktbetrieb der Wärmepumpe verursacht.

Die Wärmepumpe wird eingeschaltet, sobald die Rücklauftemperatur auf einen bestimmten Wert abgesunken ist und *erzeugt* dann während der Betriebszeit die Wärmemenge  $Q_H$ . Während dieser Betriebszeit steigen die *erzeugten* Rücklauf- und Vorlauftemperaturen ( $T_{RL}$  und  $T_{VL}$ ) an, da der *erzeugte* Wärmestrom  $\dot{Q}_H$  grösser ist als der vom Gebäude *kontinuierlich erforderliche* Wärmestrom  $\dot{Q}_H^*$ . Als Heiztemperatur wird der arithmetische Mittelwert zwischen der Rücklauf- und Vorlauf-temperatur verwendet.

Die über die Betriebszeit ( $t_1 - t_0$ ) gemittelte *erzeugte* Rücklauftemperatur  $\bar{T}_{RL}$  entspricht der vom Gebäude kontinuierlich *erforderlichen*  $T_{RL}^*$  (gemäss Heizkurve).

Fortan werden in dieser Studie für die *erzeugte* Vorlauf-, Rücklauf- und Heiztemperatur ( $T_{VL}$ ,  $T_{RL}$ ,  $T_H$ ) die zeitlichen Mittelwerte der erzeugten Temperaturen ( $\bar{T}_{VL}$ ,  $\bar{T}_{RL}$ ,  $\bar{T}_H$ ) verwendet.

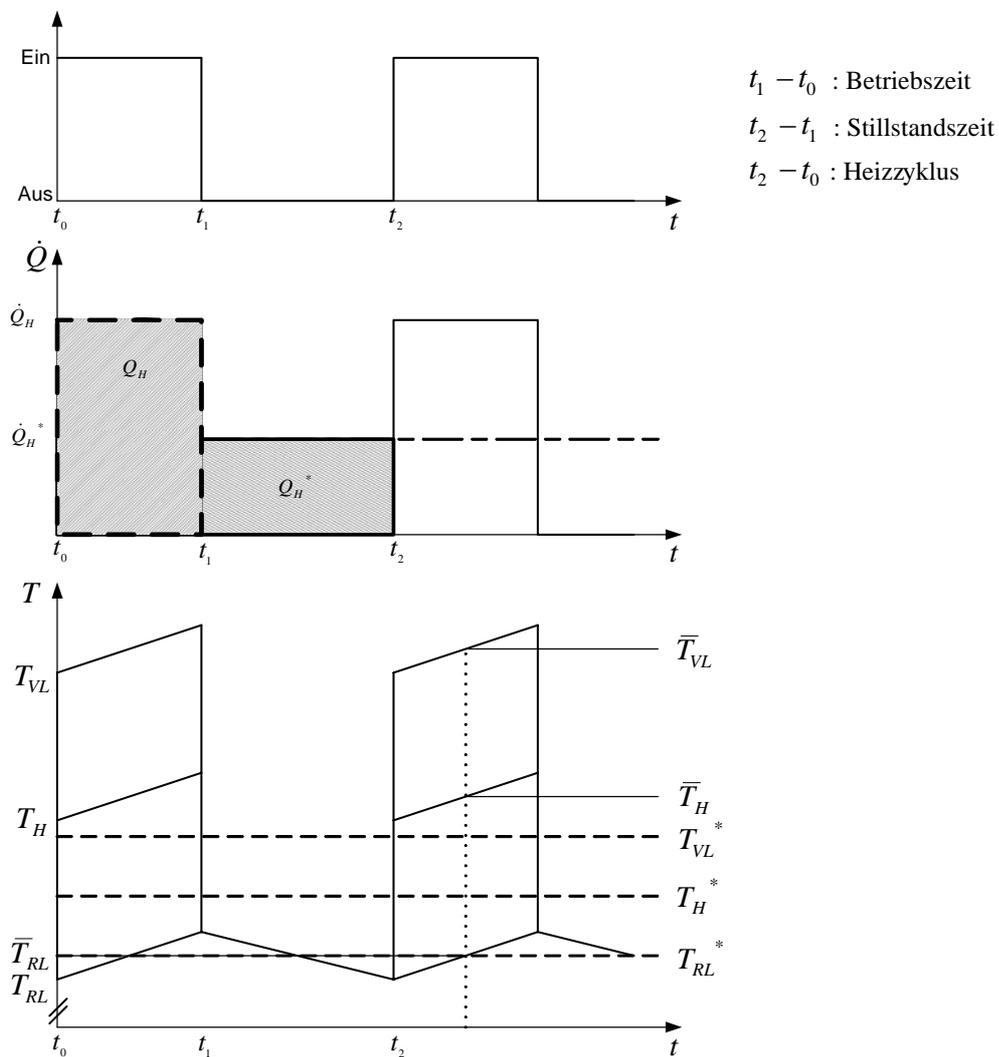


Abb. 1-9: Zeitliches Verhalten der Luft/Wasser-Wärmepumpe mit Ein/Aus-Regelung

## 1.6 Allgemeiner Vergleich zwischen Luft/Wasser- und Erdsonden-Wärmepumpen

Luft/Wasser-Wärmepumpen sind günstig in Investition, einfach installierbar und zuverlässig im Betrieb. Sie sind *nicht* bewilligungspflichtig und werden künftig geräuscharm laufen durch verbesserte Strömungsführung der Luft und optimierte Ventilatoren. Gegenüber Erdwärmesonden-Wärmepumpen weisen sie folgende Nachteile auf:

- Die Wärmeabgabe aus Luft ist aufwändiger als aus Wasser (oder Sole). Ungünstiger sind die spezifische Wärmekapazität ( $c_{pL} \approx 1/4 \cdot c_{pW}$ ), die Dichte ( $\rho_L \approx 1/1000 \cdot \rho_W$ ) und die Wärmeleitfähigkeit ( $\lambda_L \approx 1/25 \cdot \lambda_W$ ). Mit Luft als Wärmequelle werden die Verdampfer als voluminöse Lamellenapparate mit Ventilator gefertigt, dagegen mit Wasser werden kompakte Plattenwärmeübertrager eingesetzt.
- Bei Aussenlufttemperaturen unterhalb 4°C, teilweise schon bei 7°C, entsteht im Verdampfer/Lamellenluftkühler Eis und/oder Frost. Dabei sinken der Luftvolumenstrom, der erzeugte Wärmestrom, die Leistungszahl und der exergetische Wirkungsgrad während des Heizprozesses. Es sind periodische Abtauvorgänge erforderlich. Dazu sind aufwändige technische Einrichtungen und ein gewisser Anteil der Heizwärme als Abtauenergie notwendig.
- Bei tiefen Aussentemperaturen müssen Luft/Wasser-Wärmepumpen gegenüber Erdwärmesonden-Wärmepumpen einen deutlich grösseren Temperaturhub erzeugen. Die Wärmepumpe muss für eine gewisse *Minimaltemperatur*  $\vartheta_{Umin}$  ausgelegt werden. Für diesen Zustand muss die *erforderliche* Heizleistung maximal sein:  $\dot{Q}_{max}$ . Dieser Betriebszustand tritt zwar selten auf, aber für konventionelle Wärmepumpen mit Ein/Aus-Regelung hat das weitere Konsequenzen, da im Teillastbetrieb die *erzeugte* Heizleistung mit zunehmender Umgebungstemperatur zunimmt: Die sich einstellenden Temperaturgefälle für die Wärmeübertragung in Verdampfer und Kondensator steigen, und damit fällt die exergetische Effizienz der Luft/Wasser-Wärmepumpe im Teillastbetrieb. Mithin steigt dadurch auch die Eis- und Frostbildung im Lamellenluftkühler. Die Konsequenz: der *jährliche exergetische Wirkungsgrad* und die *Jahresarbeitszahl* von Luft/Wasser-Wärmepumpen sind kleiner als von solchen mit Erdwärmesonden, da die Quelltemperatur einer Erdwärmesonden-Wärmepumpe über eine Jahresheizperiode quasi konstant ist und im Bereich von 7°C bis 12°C liegt.

Ebenso gibt es Nachteile mit Erdwärmesonden-Wärmepumpen: Ein Sekundärkreislauf ist erforderlich mit zusätzlichem Temperaturgefälle für die Wärmeübertragung. Zudem sind die Investitionskosten deutlich höher. Im Herbst und Frühling ist die Aussenluft häufig wärmer als das Erdreich. Davon profitieren Luft/Wasser-Wärmepumpen.

Welche der beiden Wärmequellen für ein Wärmepumpen-Heizsystem überlegen ist, hängt natürlich vom lokalen Jahrestemperaturverlauf und den geothermischen Situationen ab. Hier ist zu beachten, dass für beide Systeme noch ein beträchtliches Entwicklungspotenzial vorhanden ist, wobei jenes von Luft/Wasser-Wärmepumpen grösser erscheint. Doch der Schlüssel zur Effizienzsteigerung beider Systeme liegt bei der *kontinuierlichen Leistungsregelung* der Wärmepumpe, wenn quasi im Dauerbetrieb die *erzeugte Heizleistung* der vom Gebäude *erforderlichen Heizleistung* kontinuierlich angepasst wird. Dies kann erreicht werden durch Drehzahlregelung des Kompressors. Bei Luft/Wasser-Wärmepumpen ist es zudem sinnvoll auch die Ventilatordrehzahl anzupassen. Durch beide Massnahmen wird zudem die Eis- und Frostbildung am Lamellenluftkühler vermindert oder im neuralgischen Bereich von 4°C bis 7°C sogar vermieden [5]. Auch die Schallemissionen werden durch diese Regelung reduziert.

Eggenberger hat während den letzten Jahren mit grossem experimentellen Aufwand die Luft/Wasser-Wärmepumpe „Pioneer“ [6] mit kontinuierlicher Leistungsregelung entwickelt. Sie dürfte wegweisende Impulse geben für die Einführung dieser neuen Technologie.

## 1.7 Zielsetzung und Lösungsweg dieser Studie

### Mit Exergie-Analyse lohnende Impulse zur Effizienzsteigerung von Luft/Wasser-Wärmepumpen aufzeigen

Über die *Güte thermodynamischer Prozesse* ist der *2. Hauptsatz der Thermodynamik* zuständig. Er sagt aus, dass alle realen, technischen Prozesse *irreversibel* ablaufen. In der Thermodynamik darf man dabei nicht von Energieverlusten sprechen (gemäss dem 1. Hauptsatz), sondern von *irreversibler Entropiezunahme* (nach Clausius, 1822–1888). Statt mit abstrakten Entropiebilanzen die Güte thermodynamischer Prozesse zu bewerten, eignet sich für unsere Zwecke die *Exergie-Analyse*. Deren Ergebnisse sind einfach nachvollziehbar und weisen unmittelbar auf thermodynamische Effizienzverbesserungen hin, denn mit *Exergie-Analysen* lassen sich für Gesamt- und Teilsysteme *Exergieverluste* ermitteln. Für Heiz- und Kühlsysteme bedeuten *Exergieverluste* stets einen Mehraufwand an mechanischer Arbeit bezüglich des Idealprozesses, in dem keine *Exergieverluste* auftreten.

In dieser Studie werden für den Gesamtprozess der Wärmepumpe und aller Teilprozesse *Exergiebilanzen* erstellt und die *Exergieverluste* quantifiziert. Es wird angestrebt, die Exergieverluste mathematisch übersichtlich in Abhängigkeit der relevanten Prozessgrössen und deren Auswirkungen auf andere Teilprozesse aufzuzeigen. Dazu werden geeignete Approximationen erstellt, z.B. wo zulässig durch Linearisierung oder Reihenentwicklung. Die dadurch resultierenden Ungenauigkeiten werden anhand von Stoffdatenprogrammen überprüft. Die Berechnung der Eis- und Frostbildung und damit des instationären Prozessverlaufs sind lediglich mit numerischen Berechnungsverfahren möglich. Dies gilt auch für die Berechnung der Leistungszahlen und des exergetischen Wirkungsgrades der Wärmepumpe.

Das Hauptergebnis dieser Studie ist die markante Effizienzsteigerung, welche durch die Leistungsregelung des Kompressors und Ventilators möglich wird. Die Leistungsregelung beinhaltet zwei Massnahmen für die Luft/Wasser-Wärmepumpe. Primär soll die Drehzahl von Kompressor und Ventilator so geregelt werden, dass die *erzeugte* Heizleistung gleich der *erforderlichen* ist. Die Wärmepumpe wird kaum mehr takten. In einem gewissen Temperaturbereich der Aussenluft wird die periodische Abtauung noch erforderlich sein. Während dem Heizzyklus zwischen den Abtauungen wird als zweite Massnahme die Ventilatorleistung für die Maximierung der Leistungszahl bzw. des exergetischen Wirkungsgrades geregelt. (Diese beiden Massnahmen sind in der Pioneer-Wärmepumpe von Eggenberger [6] als Prototyp bereits erfolgreich realisiert.)

Diese Studie bezweckt, Impulse zu geben für die relevante Forschung auf den Gebieten der Wärme- und Stoffübertragung, der Frostbildung, Ventilator- und Kompressortechnik und Regeltechnik. Mögen Wärmepumpen-Hersteller an diesen neuen Möglichkeiten aktiv mitarbeiten und so zu thermisch effizientem und wirtschaftlich optimalem Heizen mit Luft/Wasser-Wärmepumpen beitragen.

Es wäre auch begrüssenswert, wenn diese Studie vielen Heizungsingenieuren ein Verständnis gibt über die exergetische Bewertung von Heizsystemen.



## 2 Thermodynamische Grundlagen

Die Thermodynamik gilt als abstrakte Theorie: Ihre beiden Hauptsätze werden mit streng definierten Begriffen formuliert. Für die *Energiebilanzen* werden in dieser Studie die Energieformen *Arbeit*, *Wärme* und *Energie der Stoffe* bzw. *Leistung*, *Wärmestrom* und *Enthalpie des Stoffstroms* verwendet. Für die thermodynamischen Prozessbewertungen ist der 2. *Hauptsatz* zuständig. Diese werden hier nicht als *Entropie-Analysen* (wie das in der Physik geschieht), sondern als *Exergie-Analysen* durchgeführt. *Exergie-Analysen* sind für technische Prozesse klar verständlich und die Ergebnisse sind einfach interpretierbar, insbesondere können der *Nutzen von Verbesserungsmöglichkeiten* direkt erfasst und auch die wirtschaftliche Auswirkungen quantifiziert werden.

### 2.1 Energie und Exergie

Energien haben zwei Aspekte: *Quantität und Qualität*. Der 1. *Hauptsatz* der Thermodynamik postuliert, dass bei Umwandlungen die Energien immer *erhalten* bleiben; das betrifft deren *Quantität*. Aber Energien können ihre *Qualität* einbüßen: durch Druckverluste eines Fluids, durch Temperaturgefälle bei der Wärmeübertragung, durch Feuchtedifferenzen von abkühlender Luft bei Auskondensieren oder Desublimieren von Wasserdampf (allgemein durch die so genannte *Stoffübertragung*).

Der Begriff der *Exergie* wurde 1952 von Rant [7] eingeführt und zwar als *Arbeitsfähigkeit der Energie* und dies für jede Energieform.

*Mechanische* und *elektrische Energien* bestehen gemäss Definition vollständig aus *Exergie*. Dies trifft approximativ auch für *chemische Energien* wie die Brennstoffe zu [8]. Diese drei gelten als physikalisch hochwertige Energieformen: Verlustfrei lassen sie sich ganz in Arbeit beziehungsweise hundertprozentig ineinander umwandeln (vgl. Abb. 2-1).

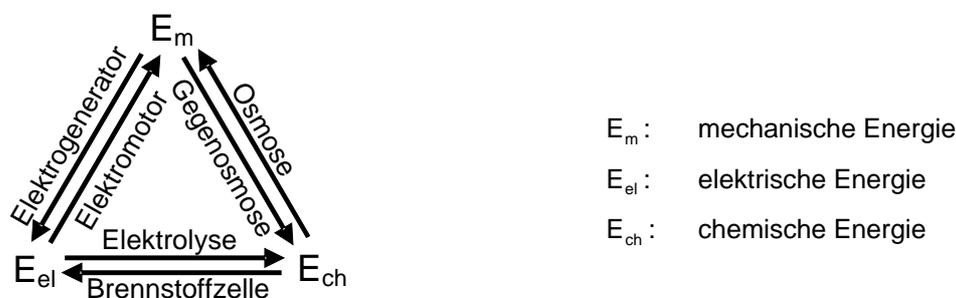


Abb. 2-1: Energien aus reiner Exergie und deren reversible Umwandlungen

Anders verhält es sich mit der *Energie der Wärme* und der *Stoffe*: nur ein Anteil davon ist *Exergie*, nämlich deren *Arbeitsfähigkeit* bezüglich dem Umgebungszustand; der andere Energieanteil wird als *Anergie* bezeichnet. Wärmeenergie bei Umgebungstemperatur und Fluide bei Umgebungstemperatur und –druck haben also keine Exergie.

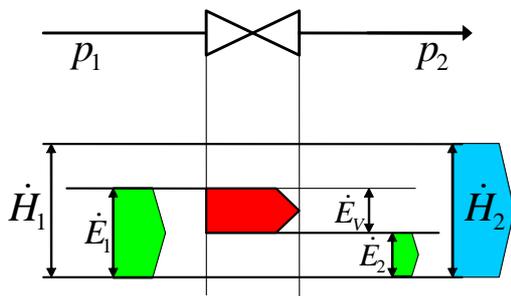
Bei Stoffgemischen hängt die Exergie zusätzlich zu Temperatur und Druck von der Zusammensetzung ab.

Für diese beiden Energieformen Wärme und Energie der Stoffe brauchen wir noch je eine Formel zur Berechnung deren Exergie. Diese werden in Abschnitt 2.2 und 2.3 erläutert.

Der 2. Hauptsatz lässt sich nun leicht nachvollziehbar formulieren:

- Bei allen *reversiblen* (also verlustfreien) Energieumwandlungen bleibt die *Exergie* erhalten.
- Bei allen *irreversiblen* (realen) Prozessen geht Exergie verloren. Die Exergieabnahme wird als *Exergieverlust* bezeichnet.

Zur Veranschaulichung ist in Abb. 2-2 das Energie- und Exergieflussbild eines adiabaten Fluidstromes dargestellt, dessen Druck durch *Drosseln* von  $p_1$  auf  $p_2$  reduziert wird (kinetische Energien seien vernachlässigbar klein). Der Energiestrom des Fluids bleibt trotz Druckabnahme konstant:  $\dot{H} = \dot{H}_1 = \dot{H}_2$ , dagegen vermindert sich der Exergiestrom des Fluids von  $\dot{E}_1$  auf  $\dot{E}_2$ . Diese Exergiestrom-Abnahme lässt sich gut als *Exergieverluststrom*  $\dot{E}_V$  nachvollziehen.



$$\dot{H}_1 = \dot{H}_2 \quad (1. \text{ Hauptsatz})$$

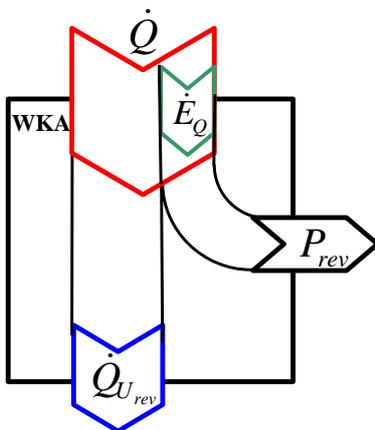
$$\dot{E}_V = \dot{E}_1 - \dot{E}_2 \quad (2. \text{ Hauptsatz})$$

Abb. 2-2: Adiabate Drosselung eines Fluidstromes

Für stationäre Fließprozesse gilt stets, dass der Exergieverluststrom die Differenz zwischen allen ein- und austretenden Exergieströmen eines Kontrollraums ist.

## 2.2 Die Exergie der Wärme

Aus einem Wärmestrom  $\dot{Q}$  mit einer Temperatur  $T$  lässt sich mit der reversiblen Wärmekraftmaschine von *Carnot* die maximale Leistung  $P_{rev}$  gewinnen. Deren Betrag ist zusätzlich von der Umgebungstemperatur  $T_U$  abhängig. Die Energiedifferenz muss als Wärmestrom  $\dot{Q}_U$  an die Umgebung abgeführt werden. Abb. 2-3 zeigt das Energie- und Exergieflussbild dazu.



Es gelten:  $P_{rev} = \dot{Q} - \dot{Q}_{U,rev}$  (1. Hauptsatz)

$$\frac{\dot{Q}}{T} = \frac{\dot{Q}_{U,rev}}{T_U} \quad (2. \text{ Hauptsatz})$$

Abb. 2-3: Energie- und Exergieflussbild der reversiblen Wärmekraftanlage (rechtsdrehender Carnot-Prozess)

Durch Elimination von  $\dot{Q}_{U,rev}$  folgt:

$$P_{rev} = \dot{Q} \cdot \left(1 - \frac{T_U}{T}\right) = \dot{Q} \cdot \eta_c \quad (18)$$

$$\eta_c \equiv \frac{P_{\text{rev}}}{\dot{Q}} = 1 - \frac{T_U}{T} = \frac{T - T_U}{T} \quad (\text{Carnotfaktor}) \quad (19)$$

Damit gelangen wir zum Exergiestrom  $\dot{E}_Q$ , also zur Arbeitsfähigkeit des Wärmestromes  $\dot{Q}$ :  $\dot{E}_Q$  ist identisch mit  $P_{\text{rev}}$ .

$$\dot{E}_Q \equiv P_{\text{rev}} = \dot{Q} \cdot \left(1 - \frac{T_U}{T}\right) = \dot{Q} \cdot \frac{T - T_U}{T} \quad (20)$$

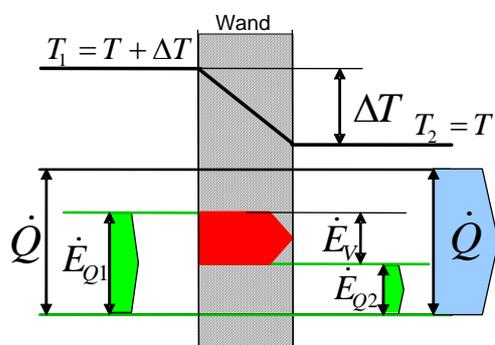
$\dot{E}_Q$  ist also proportional zu  $\dot{Q}$  und abhängig von der Temperatur  $T$  des Wärmestromes  $\dot{Q}$  und zudem noch von der Umgebungstemperatur  $T_U$  (numerische Beispiele dazu siehe Tab. 1-1 auf Seite 11)

### 2.2.1 Exergieverlust bei der Wärmeübertragung

Für die Übertragung eines (stationären) Wärmestromes  $\dot{Q}$  durch eine Wand mit der Fläche  $A$  ist ein Temperaturgefälle  $\Delta T$  erforderlich: Laut Gesetz des Wärmedurchgangs (von einem Fluid 1 über eine Wand an ein Fluid 2) gilt der Zusammenhang:

$$\dot{Q} = k \cdot A \cdot \Delta T \quad (21)$$

Dadurch entsteht ein Exergieverluststrom  $\dot{E}_V$ . Er hängt ab von der Nutztemperatur  $T$ , dem Temperaturgefälle  $\Delta T$  und der Umgebungstemperatur  $T_U$ . Mit Gl. (20) und Abb. 2-4 folgt für den Fall  $T > T_U$ :



$$\dot{E}_V = \dot{E}_{Q_1} - \dot{E}_{Q_2} = \dot{Q} \cdot T_U \cdot \frac{\Delta T}{T \cdot (T + \Delta T)} \quad (22)$$

$$\dot{E}_V \approx \dot{Q} \cdot T_U \cdot \frac{\Delta T}{T^2} \quad (23)$$

Abb. 2-4: Energie- und Exergieflussbild der Wärmeübertragung durch die ebene Wand

Gleichung (23) ergibt das wichtige Ergebnis, dass der Exergieverluststrom der Wärmeübertragung proportional zum Temperaturgefälle  $\Delta T$  ist und approximativ umgekehrt proportional zum Quadrat der Nutztemperatur  $T$  (wenn  $\Delta T$  klein gegenüber  $T$ ). Dass der Exergieverluststrom  $\dot{E}_V$  direkt proportional zum Wärmestrom  $\dot{Q}$  ist, leuchtet unmittelbar ein.

In nicht kontinuierlich leistungsgeregelten Wärmepumpen stellen sich  $\Delta T$  und  $\dot{Q}$  in Kondensator und Verdampfer gemäss der Charakteristik des Kompressors in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur ein. Unter diesem Aspekt folgt aus Gl. (21) und Gl. (23), dass der Exergieverlust in einem Wärmeübertrager mit der Fläche  $A$  und dem Wärmedurchgangskoeffizienten  $k$  mit dem Quadrat des Temperaturgefälles  $\Delta T$  abhängig ist.

$$\dot{E}_V = k \cdot A \cdot T_U \cdot \frac{\Delta T^2}{T^2} \quad (24)$$

In Gl. (23) und (24) werden für Berechnung oder Interpretation verschiedene Positionen bezogen. Die Gl. (23) eignet sich für die Auslegung und Gl. (24) für die Interpretation bei Teillast.

Für die elektrische Leistung eines ohmschen Widerstandes  $R$  gilt:

$$P = U \cdot I = I^2 \cdot R = \frac{U^2}{R} \quad (25)$$

Gilt nun  $P \sim R$  oder  $P \sim R^{-1}$ ? – Der Standpunkt entscheidet darüber! Wird die Stromstärke eingestellt, so ist die Leistung proportional zum Widerstand, wird jedoch die Spannung eingestellt, so ist die Leistung umgekehrt proportional zum Widerstand.

### 2.3 Exergie von Stoffströmen

Stoffe und Stoffströme mit der Temperatur  $T$  und dem Druck  $p$  haben Exergie, weil aus ihnen Arbeit gewonnen werden kann bis zum Erreichen des Umgebungszustandes ( $T_U$  und  $p_U$ ). Somit ist klar, dass Stoffe mit Umgebungszustand, wie die Aussenluft mit  $T_U$  und  $p_U$ , keine Exergie haben. Ihnen kann wohl Energie *entzogen* werden (wie bei der Wärmepumpe aus der Umgebungsluft), aber von sich aus vermögen sie keine Umwandlungen zu bewirken.

Die Exergie eines Stoffes erhält man durch *reversibles* Abarbeiten auf den (definierten) Umgebungszustand. Muss jedoch Arbeit aufgewendet werden, um den Stoff auf Umgebungszustand zu bringen, so ist seine Exergie negativ.

Der *Exergiestrom*  $\dot{E}$  eines *Stoffstromes* ergibt sich aus [8].

$$\dot{E} = \dot{m} \cdot [h - h_U - T_U \cdot (s - s_U)] \quad (26)$$

und spezifisch

$$e = h - h_U - T_U \cdot (s - s_U) \quad (27)$$

Die spezifische Enthalpie  $h$  und die spezifische Entropie  $s$  des Stoffes sind einerseits durch  $T$  und  $p$  und  $h_U$  und  $s_U$  und andererseits durch  $T_U$  und  $p_U$  als thermische Zustandsgrößen bestimmt. Bei Stoffgemischen mit Änderung der Zusammensetzung, wie bei der Partialkondensation oder Partialdesublimation, kommen noch die Angaben der Zusammensetzung dazu. Kinetische und potenzielle Energien sind ebenfalls reine Exergie. Sie sind für unsere Anwendung aber vernachlässigbar klein. Auch chemische Reaktionen sind hier selbstverständlich ausgeschlossen.

Die Gl. (27) kann leicht für *ideale* Gase aus dem  $T,s$ -Diagramm verifiziert werden (Abb. 2-5). Das Gas mit der Temperatur  $T$  und dem Druck  $p$  wird zuerst in einer isentropen Turbine auf  $T_U$  abgearbeitet und erzeugt die Arbeit  $h - h_U$  und dann vom Zwischendruck  $p_Z$  isotherm auf  $p_U$ , wobei noch die Arbeit  $T_U \cdot (s_U - s)$  gewonnen wird.

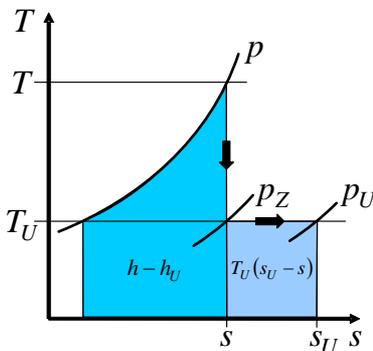


Abb. 2-5:  $T,s$ -Diagramm

Für *perfekte Gase* ist die spezifische Exergie  $e$  direkt aus  $T$ ,  $T_U$ ,  $p$  und  $p_U$  mit den Stoffwerten  $c_p$  und  $R$  bestimmbar. Aus Gl. (27) folgt:

$$e = c_p \cdot (T - T_U) - T_U \cdot \left( c_p \cdot \ln \frac{T}{T_U} - R \cdot \ln \frac{p}{p_U} \right) \quad (28)$$

Ähnlich gilt für inkompressible Flüssigkeiten

$$e = c_p \cdot \left[ (T - T_U) - T_U \cdot \ln \frac{T}{T_U} \right] + v \cdot (p - p_U) \quad (29)$$

wobei der Term der Druckänderungsarbeit gegenüber dem ersten Klammerausdruck vernachlässigbar klein ist.

Schliesslich ist die *Exergie feuchter Luft* vom Feuchtigkeitsgehalt  $x$  und der Umgebungsfeuchte  $x_U$  abhängig.

$$e = \left[ (c_{pL} + c_{pD} \cdot x) \cdot \left( T - T_U - T_U \cdot \ln \frac{T}{T_U} + (R_L + R_D \cdot x) \cdot T_U \cdot \ln \frac{p \cdot (0.622 + x_U)}{p_U \cdot (0.622 + x)} + \left( R_D \cdot x \cdot T_U \cdot \ln \frac{x}{x_U} \right) \right) \right] \quad (30)$$

### 2.3.1 Exergieverlust in Stoffströmen

Exergieverluste treten in Stoffströmen vorwiegend durch Strömungsdruckverluste auf. Für die adiabate Drosselung als Beispiel (Abb. 2-2) gilt,

$$\dot{E}_V = \dot{E}_1 - \dot{E}_2 = \dot{m} \cdot (e_1 - e_2) = \dot{m} \cdot T_U \cdot (s_2 - s_1) = \dot{m} \cdot T_U \cdot s_{\text{irr}12} \quad (31)$$

und spezifisch

$$e_V = T_U \cdot (s_2 - s_1) = T_U \cdot s_{\text{irr}12} \quad (32)$$

da ja die Enthalpieänderung dabei null ist. Es ist  $s_{\text{irr}12}$  die *irreversible Entropie-Erzeugung*.



### 3 Energie- und Exergiebilanzen des Wärmepumpen-Prozesses

In diesem Kapitel werden aus den elementaren Energie- und Exergiebilanzen aus Kapitel 2 geeignete Grundgleichungen für die *Exergieverlust-Berechnungen* erstellt. Dies für die Wärmepumpe als Ganzes und danach für die einzelnen Teilprozesse. Es werden ein *innerer* und drei *äussere exergetische Wirkungsgrade* definiert. Im 4. Kapitel werden die hier erstellten Gleichungen weiter entwickelt und damit die wichtigen Einflussgrössen des Wärmepumpenbetriebs analysiert.

#### 3.1 Bewertungen am Wärmepumpen-Prozess

Um die Auswirkungen der Exergieverluste übersichtlich bewerten zu können, eignen sich verschiedene exergetische Wirkungsgrade. Beurteilt wird das Verhältnis von *nutzbarer* zu *aufgewendeter* Exergie, und zwar unabhängig von der Grösse der Heizleistung; es beträgt für reale Wärmepumpen weniger als eins und ist eins im Grenzfall ohne Exergieverluste. Die vier im folgenden definierten exergetischen Wirkungsgrade beziehen sich auf entsprechende Temperaturen der Heizwärme.

Abb. 3-1 zeigt den Wärmepumpen-Kreislauf mit den vier elementaren Teilprozessen (Verdampfung, Kompression, Kondensation, Expansion) – noch ohne das Heizwärme-Abgabesystem an den Raum. Übersicht über die relevanten und repräsentativen Temperaturen gibt Abb. 3-2.

Drei *Energieströme* treten am Kontrollraum der Luft/Wasser-Wärmepumpe auf: Am Verdampfer ist es der *Wärmestrom*  $\dot{Q}_U$  aus der Umgebung, vom Kompressor wird dem Arbeitsfluid die *innere Leistung*  $P_i$  zugeführt und im Kondensator gibt das Kreislauffluid die *Heizleistung*  $\dot{Q}_H = \dot{Q}_U + P_i$  an das Heizwasser ab.

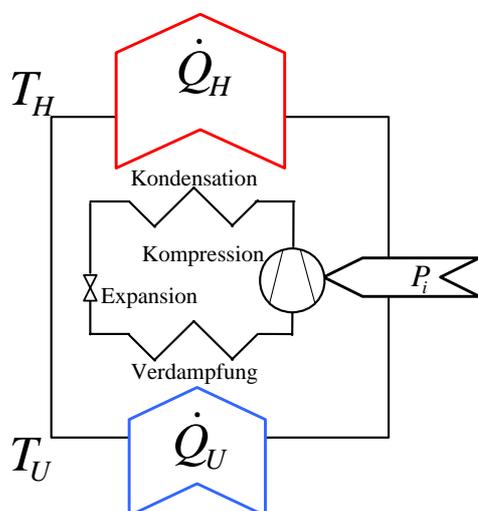


Abb. 3-1: Wärmepumpen-Kreislauf mit Energieströmen

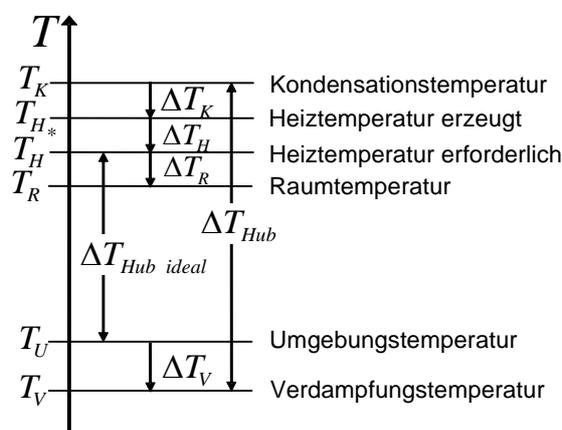


Abb. 3-2: Temperaturen am Wärmepumpen-Prozess

Das Energie- und Exergieflussbild dazu zeigt Abb. 3-3. Der Wärmestrom  $\dot{Q}_U = \dot{Q}_V$  im Verdampfer wird von der Umgebungsluft mit der Temperatur  $T_U$  mit dem mittleren Temperaturgefälle  $\Delta T_V$  an das Arbeitsfluid mit der Temperatur  $T_V$  übertragen. Analog dazu wird der *erzeugte* Wärmestrom  $\dot{Q}_H$  im Kondensator mit dem mittleren Temperaturgefälle  $\Delta T_K$  vom Arbeitsfluid mit der Temperatur  $T_K$  an das Heizwasser mit der mittleren *erzeugten* Temperatur  $T_H$  übertragen.

Die Temperaturgefälle im Verdampfer und Kondensator  $\Delta T_V$  und  $\Delta T_K$  verursachen die *Exergieverluste*  $\dot{E}_{VV}$  und  $\dot{E}_{VK}$ . Zusätzlich zu den Exergieverlusten der Wärmeübertragung entsteht der Exergieverlust *im Kreislauffluid*, und zwar vorwiegend im Kompressor  $\dot{E}_{VKp}$  und im

Expansionsventil  $\dot{E}_{\text{VEx}}$ . Die zwei letzten zusammen werden als *innerer Exergieverlust*  $\dot{E}_{\text{Vi}}$  der Wärmepumpe bezeichnet:

$$\dot{E}_{\text{Vi}} = \dot{E}_{\text{VKp}} + \dot{E}_{\text{VEx}} \quad (33)$$

Zur deutlichen Veranschaulichung der Exergieverluste im Wärmepumpen-Prozess ist die Antriebsleistung  $P_i$  in Abb. 3-3 nicht massstäblich dargestellt.

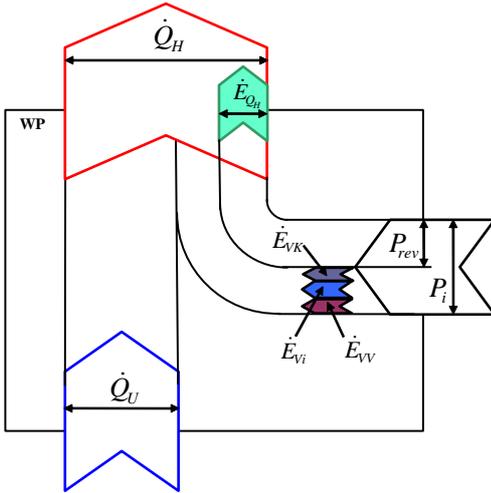


Abb. 3-3: Energie- und Exergiestromflussbild der realen Wärmepumpe

Energetisch werden Wärmepumpen mit der (momentanen) *Leistungszahl* COP und der *Jahresarbeitszahl* JAZ bewertet.

$$\text{COP} = \varepsilon = \frac{\dot{Q}_H}{P_{\text{el}}} \quad \text{JAZ} = \bar{\varepsilon} = \frac{\int_0^{365\text{d}} \dot{Q}_H \cdot dt}{\int_0^{365\text{d}} P_{\text{el}} \cdot dt} \quad (34)$$

Abb. 3-4 zeigt aus Versuchen [4] ermittelte Leistungszahlen einer Luft/Wasser-Wärmepumpe. Sie steigen mit höheren Umgebungstemperaturen. Zwischen Produkten verschiedener Hersteller können sie erheblich differieren.

Die *bestmögliche Leistungszahl*  $\varepsilon_{\text{rev}}$  der *reversiblen* Wärmepumpe ist reziprok zum *Carnotfaktor*, denn die ideale Wärmepumpe ist der Umkehrprozess der idealen Wärmekraftmaschine (vgl. Kapitel 2.2).

Die *reversible innere Leistungszahl der ideal arbeitenden Wärmepumpe* ist durch die (sich einstellenden) Verdampfungs- und Kondensationstemperaturen ( $T_V$  und  $T_K$ ) bestimmt:

$$\varepsilon_{\text{revi}} = \frac{T_K}{T_K - T_V} = \frac{1}{\eta_{\text{Ci}}} \quad (35)$$

Die *bestmögliche äussere Leistungszahl mit reversibler Luft/Wasser-Wärmepumpe bezüglich der erzeugten Heiztemperatur*  $T_H$  bei der Umgebungstemperatur  $T_U$  ergibt sich mit:

$$\varepsilon_{\text{reva}} = \frac{T_H}{T_H - T_U} = \frac{1}{\eta_{\text{Ca}}} \quad (36)$$

Bezüglich der *erforderlichen* Heiztemperatur  $T_H^*$  gilt:

$$\varepsilon_{\text{rev a}}^* = \frac{T_H^*}{T_H^* - T_U} = \frac{1}{\eta_{\text{Ca}}^*} \quad (37)$$

Könnte das gesamte Heizsystem ohne Exergieverluste betrieben werden, erhielte man die maximale reversible Leistungszahl mit  $T_U$  und der Raumtemperatur  $T_R$  aus:

$$\varepsilon_{\text{rev HS}} = \frac{T_R}{T_R - T_U} = \frac{1}{\eta_{\text{CHS}}} \quad (38)$$

Um die Güte einer realen Luft/Wasser-Wärmepumpe thermodynamisch richtig zu bewerten, wird der *exergetische Wirkungsgrad*  $\eta_{\text{ex}}$  eingeführt: der Exergiestrom  $\dot{E}_{\text{Q}_H}$  der Heizwärme wird auf die aufgewendete mechanische bzw. elektrische Leistung  $P$  bezogen.

$$\eta_{\text{ex}} = \frac{\dot{E}_{\text{Q}_H}}{P} \quad (39)$$

Für verlustfreie Wärmepumpen ist

$$P = P_{\text{rev}} = \dot{E}_{\text{Q}_H} \quad (40)$$

und somit

$$\eta_{\text{ex rev}} = 1$$

Der *innere exergetische Wirkungsgrad der Wärmepumpe* beurteilt den Kreislaufprozess des Arbeitsfluids mit den Fluidtemperaturen  $T_V$  und  $T_K$  im Verdampfer und Kondensator:

$$\eta_{\text{ex i}} = \frac{\dot{Q}_H \frac{T_K - T_V}{T_K}}{P} = \varepsilon \cdot \eta_{\text{Ci}} \quad (41)$$

Beim *äusseren exergetischen Wirkungsgrad der erzeugten Heiztemperatur*  $T_H$  wird die Exergie der *erzeugten* Heizleistung  $\dot{Q}_H$  auf die im Kondensator *erzeugte* Heiztemperatur  $T_H$  des Heizwassers bezogen:

$$\eta_{\text{ex a}} = \frac{\dot{Q}_H \frac{T_H - T_U}{T_H}}{P} = \varepsilon \cdot \eta_{\text{Ca}} \quad (42)$$

Wie bereits in Abschnitt 1.5 für Ein/Aus-geregelte Wärmepumpen gezeigt wurde, ist die intermittierend *erzeugte* Heizleistung  $\dot{Q}_H$  um den Faktor  $\nu$  grösser als die kontinuierlich *erforderliche* Heizleistung  $\dot{Q}_H^*$ . Somit ist auch die *erzeugte* Heiztemperatur  $T_H$  höher als die *erforderliche*, woraus ein zusätzlicher Exergieverlust entsteht. Dieser instationär verlaufende Exergieverlust lässt sich mit der Exergiebilanz über einen Heizzyklus ( $t_2 - t_0$ ) berechnen. Die kontinuierlich *erforderliche* Exergiemenge, die vom Gebäude bei  $T_H^*$  erfordert wird, beträgt

$$E_{\text{Q}_H}^* = \dot{Q}_H^* \cdot \frac{T_H^* - T_U}{T_H^*} = \dot{Q}_H^* \cdot (t_2 - t_0) \cdot \frac{T_H^* - T_U}{T_H^*} = \dot{Q}_H \cdot \frac{t_2 - t_0}{\nu} \cdot \frac{T_H^* - T_U}{T_H^*} \quad (43)$$

und der Arbeitsaufwand im Kompressor

$$W = P \cdot (t_1 - t_0) = P \cdot \frac{t_2 - t_0}{\nu} \quad (44)$$

Damit erhalten wir als dritte Beurteilung den *äusseren exergetischen Wirkungsgrad der erforderlichen Heiztemperatur* der Ein/Aus-geregelten Luft/Wasser-Wärmepumpe als Mittelwert über die Heizperiode ( $t_2 - t_0$ ):

$$\eta_{\text{exa}}^* = \frac{E_{Q_H}^*}{W} = \frac{\dot{Q}_H \frac{T_H^* - T_U}{T_H^*}}{P} = \varepsilon \cdot \eta_{\text{Ca}}^* \quad (45)$$

Für  $T_H$  wird der arithmetische Mittelwert der Vorlauf- und Rücklaufemperatur des Heizwassers eingesetzt (die Abweichung zur thermodynamischen Mitteltemperatur ist gering).

Analog zur Gl. (45) bezieht sich als vierte Bewertung der *äussere exergetische Wirkungsgrad des Heizsystems mit Luft/Wasser-Wärmepumpen* (exergetischer Wirkungsgrad des beheizten Gebäudes) auf die Umgebungstemperatur  $T_U$  sowie die gewünschte Raumtemperatur  $T_R$ :

$$\eta_{\text{exHS}} = \frac{\dot{Q}_H \frac{T_R - T_U}{T_R}}{P} = \varepsilon \cdot \eta_{\text{CHS}} \quad (46)$$

Er berücksichtigt zusätzlich zum *äusseren exergetischen Wirkungsgrad der erforderlichen Heiztemperatur* auch die im Heizwärme-Abgabesystem (z.B. Bodenheizung) auftretenden Exergieverluste. Diese sind nicht der Wärmepumpe anzulasten.

Mit Gl. (41), (42), (45) und (46) lässt sich in der Praxis der exergetische Wirkungsgrad also leicht aus dem Produkt von *Leistungszahl* und *Carnotfaktor* bestimmen. Dabei wird die dazugehörige Leistungszahl jeweils experimentell ermittelt. Eine überschlägige, aber thermodynamisch einwandfreie Beurteilung der Wärmepumpe ist damit auf einfache Weise möglich.

Die aus Versuchen [4] an einer Luft/Wasser-Wärmepumpe von 7 kW Nenn-Heizleistung ermittelte *Leistungszahl* und der *äussere exergetische Wirkungsgrad bezüglich der erzeugten Heiztemperatur* sind in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur in Abb. 3-4 dargestellt, stets kurz nach der Abtauung, d.h. bevor es zur Frostbildung im Lamellenluftkühler des Verdampfers kam.

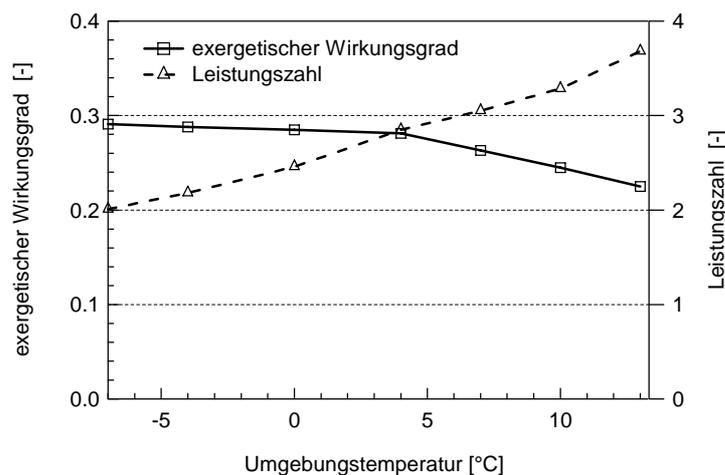


Abb. 3-4: *Leistungszahl und exergetischer Wirkungsgrad einer realen Luft/Wasser-Wärmepumpe aus Messungen ( $\dot{Q}_{H\text{Nenn}} = 7 \text{ kW}$ )*

Es folgt daraus:

- Der exergetische Wirkungsgrad der Luft/Wasser-Wärmepumpe mit knapp 30% ist nur mässig gut.
- Bei „Teillast“, also mit höherer Umgebungstemperatur als der minimalen Umgebungstemperatur, wird der exergetische Wirkungsgrad schlechter: Das Gegenteil sollte möglich sein, da für solche Betriebszustände die Wärmeübertrager kleinere Temperaturgefälle und damit einen kleineren Temperaturhub erlauben würden.

### 3.2 Bilanzen an den Teilprozessen des Wärmepumpen-Arbeitsfluids

Der Leistungsaufwand  $P_i$  (*innere Leistung*) der Wärmepumpe ist um die *Summe aller auftretenden Exergieverluste*  $\dot{E}_{Vtot}$  grösser als die *reversible Antriebsleistung*  $P_{rev}$ :

$$P_i = P_{rev} + \dot{E}_{Vtot} = P_{rev} + \dot{E}_{VKp} + \dot{E}_{VK} + \dot{E}_{VEx} + \dot{E}_{VV} \quad (47)$$

Die Exergieverluste in der einfachen Kompressions-Wärmepumpe sind: im Kompressor  $\dot{E}_{VKp}$ , im Kondensator  $\dot{E}_{VK}$ , im Expansionsventil  $\dot{E}_{VEx}$  und im Verdampfer  $\dot{E}_{VV}$ . Diese werden hier einzeln aus elementaren Exergiebilanzen abgeleitet. Im 4. Kapitel werden sie dann in Abhängigkeit der relevanten Einflussgrössen berechnet, um detailliert die Verbesserungsmöglichkeiten der Wärmepumpe exergetisch quantifizieren zu können. Auf weitere Verlustquellen, wie für mechanischen und elektrischen Antrieb sowie bei Luft/Wasser-Wärmepumpen mit luftseitig erzwungener Konvektion die Ventilatorleistung, wird an dieser Stelle nicht eingegangen.

Übersichtlich ergibt sich nun aus dem Gesamt-Exergieverlust der Einfluss auf den *exergetischen Wirkungsgrad*. Er wird für die folgenden Betrachtung auf die *innere Kompressorleistung*  $P_i$  bezogen.

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{E}_{Q_H}}{P_i} = \frac{\dot{E}_{Q_H}}{P_{rev} + \dot{E}_{Vtot}} \quad (48)$$

Da  $\dot{E}_{Q_H} = P_{rev}$  ist, folgt:

$$\eta_{ex} = \frac{1}{1 + \frac{\dot{E}_{Vtot}}{\dot{E}_{Q_H}}} = 1 - \frac{\dot{E}_{Vtot}}{P_i} \quad (49)$$

Mit Gl. (41) ergibt sich der *innere exergetische Wirkungsgrad* der Wärmepumpe:

$$\eta_{exi} = \frac{1}{1 + \frac{\dot{E}_{VKp} + \dot{E}_{VEx}}{\dot{E}_{Q_H}}} = 1 - \frac{\dot{E}_{VKp} + \dot{E}_{VEx}}{P_i} \quad (50)$$

Gemäss Gl. (42) gilt für den *äusseren exergetischen Wirkungsgrad der Wärmepumpe der erzeugten Heiztemperatur*:

$$\eta_{exa} = \frac{1}{1 + \frac{\dot{E}_{VKp} + \dot{E}_{VEx} + \dot{E}_{VV} + \dot{E}_{VK}}{\dot{E}_{Q_H}}} = 1 - \frac{\dot{E}_{VKp} + \dot{E}_{VEx} + \dot{E}_{VV} + \dot{E}_{VK}}{P_i} \quad (51)$$

In Abb. 3-5 ist der Wärmepumpen-Prozess mit detaillierter Bezeichnung der einzelnen Zustandspunkte im T,s-Diagramm für das Wärmepumpen-Arbeitsfluid dargestellt. Verdampfung und Kondensation sind als isobar-isotherm angenommen. Im Verdampfer erfolgt die *Dampfüberhitzung*

$\Delta T_{\dot{U}}$ . Im Kompressor entsteht die *Dampfüberhitzung*  $\Delta T_{Dü}$  bezüglich  $T_K$  und die *Kondensatunterkühlung*  $\Delta T_{UK}$ .

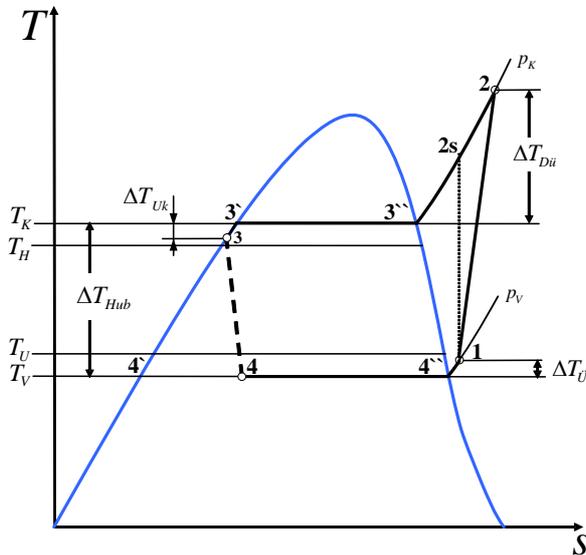


Abb. 3-5:  $T,s$ -Diagramm mit Bezeichnung der Zustandspunkte

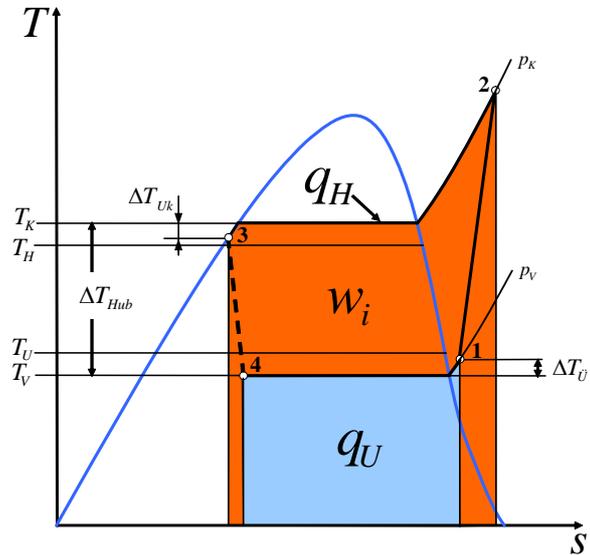


Abb. 3-6:  $T,s$ -Diagramm mit spezifischen Wärmen und Antriebsarbeit

Von 1 nach 2 wird das *gasförmige Arbeitsfluid* vom Verdampfungsdruck  $p_v$  auf den höheren Kondensationsdruck  $p_k$  verdichtet, damit bei einem Temperaturniveau  $T_K$  kondensiert werden kann.

Im Kondensator (2 nach 3) wird der überhitzte Dampf gesättigt, kondensiert und etwas unterkühlt. Dabei wird das Heizwasser von der Rücklauf- auf die Vorlauftemperatur erwärmt und dadurch die Heizleistung an den Heizwasserkreislauf übertragen.

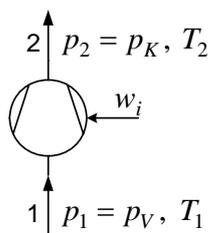
Anschließend wird das flüssige Arbeitsfluid im Expansionsventil vom Kondensationsdruck  $p_k$  wiederum auf den tieferen Verdampfungsdruck  $p_v$  entspannt, wobei Nassdampf (Punkt 4) entsteht.

Im Verdampfer/Lamellenluftkühler wird das Arbeitsfluid durch Aufnahme von Wärme aus der Umgebung verdampft und leicht überhitzt. Die in Luft/Wasser-Wärmepumpen durch den Lamellenluftkühler geförderte Umgebungsluft scheidet bei Abkühlung unter die Taupunkttemperatur Wasserdampf aus, so dass es zu Kondensat- bzw. Frostbildung an den Lamellen des Verdampfers kommt. Der übertragene Wärmestrom  $\dot{Q}_U = \dot{Q}_V$  besteht dann aus zwei Anteilen, nämlich dem sensiblen Wärmestrom  $\dot{Q}_{Vs} = \dot{Q}_{Us}$  und dem latenten Wärmestrom  $\dot{Q}_{Vl} = \dot{Q}_{Ul}$ .

Abb. 3-6 zeigt die spezifischen Wärmen  $q_U = q_v$  und  $q_H = q_U + w_i$  und die spezifische innere Arbeit  $w_i$ , dargestellt als Flächen im  $T,s$ -Diagramm.

### 3.2.1 Bilanzen am Kompressor

Bei der *adiabaten Kompression* von  $p_1 = p_V$  auf  $p_2 = p_K$  erhöht sich der Enthalpiestrom des Arbeitsfluids durch die (dem Fluid zugeführte) *innere Kompressionsleistung*  $P_i$ . Die Austrittsenthalpie bzw. Austrittstemperatur ist abhängig vom *isentropen Kompressorwirkungsgrad*  $\eta_s$ .



$$P_i = \dot{H}_2 - \dot{H}_1 = \dot{m}_f \cdot (h_2 - h_1) = \dot{m}_f \cdot \frac{1}{\eta_s} \cdot (h_{2s} - h_1) \quad (52)$$

und spezifisch:

$$w_i = h_2 - h_1 = \frac{1}{\eta_s} (h_{2s} - h_1) \quad (53)$$

Abb. 3-7: *Prinzipskizze Kompressor*

Mit  $P_i$  wird im Arbeitsfluid auch die *Exergie* erhöht. Diese Erhöhung ist wiederum vom *isentropen Kompressorwirkungsgrad*  $\eta_s$  abhängig. Der *Exergieverlust*  $\dot{E}_{VKp}$  des Arbeitsfluids im Kompressor ist die Differenz zwischen *ein-* und *austretenden Exergien*:

$$\dot{E}_{VKp} = (P_i + \dot{E}_1) - \dot{E}_2 = P_i + (\dot{E}_1 - \dot{E}_2) \quad (54)$$

Aus Gl. (52) und (53) folgt:

$$\dot{E}_{VKp} = \dot{m}_f \cdot T_U \cdot (s_2 - s_1) \quad (55)$$

$$e_{VKp} = T_U \cdot (s_2 - s_1) = T_U \cdot s_{irr12} \quad (56)$$

Der Exergieverlust ist somit durch die Umgebungstemperatur  $T_U$  und die *irreversible Entropiezunahme*  $s_2 - s_1 = s_{irr12}$  im Kompressor bestimmt. Die Auswirkung des *isentropen Kompressorwirkungsgrades*  $\eta_s$  ist implizit in  $s_{irr12}$  enthalten. In Abb. 3-8 sind der spezifische Exergieverlust der Kompression  $e_{VKp}$  gemäss Gl. (56) sowie die nachfolgend mathematisierten Exergieverluste der übrigen Teilprozesse im T,s-Diagramm als Flächen dargestellt.

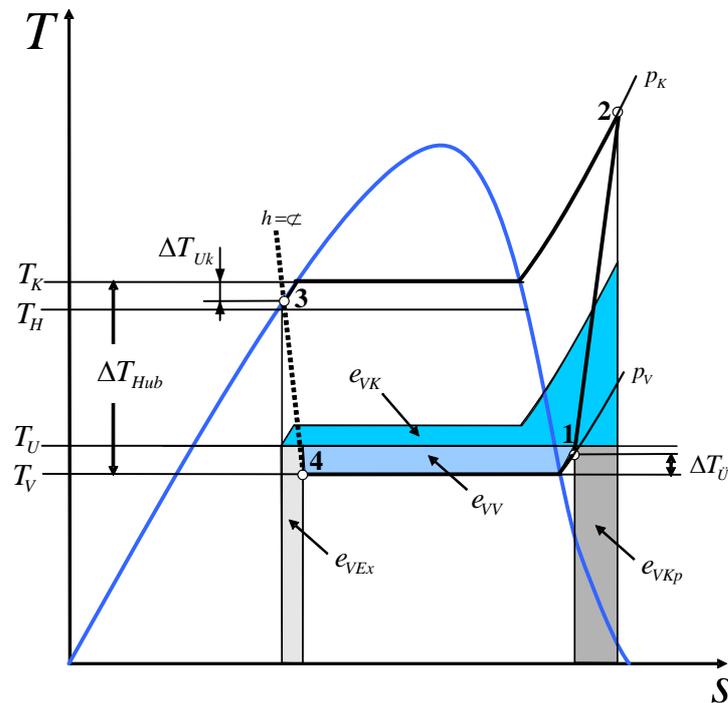


Abb. 3-8:  $T,s$ -Diagramm des Wärmepumpen-Prozesses mit spezifischen Exergieverlusten (nicht massstäblich)

### 3.2.2 Bilanzen am Kondensator

Im Kondensator wird der überhitzte Dampf gesättigt, kondensiert und eventuell etwas unterkühlt und damit das Heizwasser von der Rücklauftemperatur  $T_{RL}$  auf die *erzeugte* Vorlauftemperatur  $T_{VL}$  erwärmt. Unter Voraussetzung vernachlässigbar kleiner Wärmeverluste gilt für den Kondensator:

$$\dot{Q}_K = \dot{m}_f \cdot (h_2 - h_3) = \dot{Q}_H = \dot{m}_{HW} \cdot c_{pHW} \cdot (T_{VL} - T_{RL}) \quad (57)$$

und für die gesamte Wärmepumpe

$$\dot{Q}_H = \dot{Q}_V + P_i \quad (58)$$

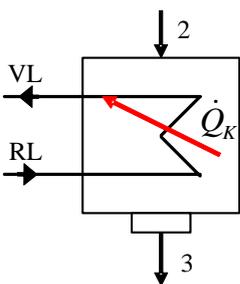


Abb. 3-9: Prinzipskizze Kondensator

Der *Exergieverlust im Kondensator* wird nun aus drei verschiedenen Kontrollräumen ermittelt: Der erste Kontrollraum eignet sich für numerische Analysen, die anderen beiden dienen der analytischen Veranschaulichung und Interpretation.

### Adiabater Kontrollraum

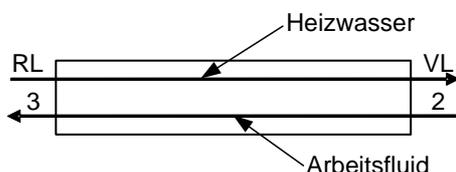


Abb. 3-10: Kondensator mit adiabatem Kontrollraum

Die Exergie des Arbeitsfluids nimmt von  $\dot{E}_2$  auf  $\dot{E}_3$  ab und die Exergie im Heizwasser von  $\dot{E}_{RL}$  (Rücklauf) auf  $\dot{E}_{VL}$  (Vorlauf) zu. Aus der Exergiebilanz ergibt sich der *Exergieverlust im Kondensator*:

$$\dot{E}_{VK} = (\dot{E}_2 + \dot{E}_{RL}) - (\dot{E}_3 + \dot{E}_{VL}) = (\dot{E}_2 - \dot{E}_3) + (\dot{E}_{RL} - \dot{E}_{VL}) \quad (59)$$

Bei Vernachlässigung der Druckverluste in den beiden Fluiden entsteht der Exergieverlust nur wegen der Temperaturgefälle für die Wärmeübertragungen (also bei Dampfsättigung, Kondensation und Kondensatunterkühlung). Für die Exergieabnahme des Arbeitsfluids gilt somit gemäss Gl. (26):

$$\dot{E}_2 - \dot{E}_3 = \dot{m}_f \cdot [h_2 - h_3 - T_U \cdot (s_2 - s_3)] \quad (60)$$

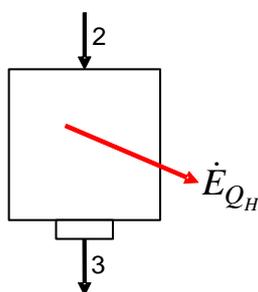
Die beiden Enthalpien ( $h_2$  und  $h_3$ ) und Entropien ( $s_2$  und  $s_3$ ) des Arbeitsfluids sind als Zustandsgrössen durch  $T$  und  $p$  jeweils bestimmt. Die Exergiezunahme des Heizwassers (mit Vernachlässigung des Druckverlustes) kann direkt aus der Rücklauf- und der *erzeugten* Vorlauftemperatur mit Gl. (28) berechnet werden.

$$\dot{E}_{VL} - \dot{E}_{RL} = \dot{m}_{HW} \cdot c_{pHW} \left[ T_{VL} - T_{RL} - T_U \cdot \ln \frac{T_{VL}}{T_{RL}} \right] \quad (61)$$

Diese zwei letzten Gleichungen werden für die numerische Berechnung (Auswertung von Messdaten) benutzt.

### Diabater Kontrollraum des Arbeitsfluids

Im Kondensator wird die *Exergie der Heizwärme*  $\dot{E}_{Q_H}$  bei der *erzeugten* Heiztemperatur  $T_H$  abgegeben:



$$\dot{E}_{Q_H} = \dot{Q}_H \cdot \frac{T_H - T_U}{T_H} \quad (62)$$

Abb. 3-11: Kondensator mit diabatem Kontrollraum

Zur Berechnung der *erzeugten* Heiztemperatur  $T_H$  genügt es, den arithmetischen Mittelwert der *erzeugten* Rücklauf- und Vorlauftemperatur zu verwenden:

$$T_H = \frac{1}{2} \cdot (T_{VL} + T_{RL}) \quad (63)$$

Aus der Exergiebilanz dieses Kontrollraums lässt sich nun der Exergieverlust im Kondensator auch berechnen aus:

$$\dot{E}_{VK} = \dot{E}_2 - \dot{E}_3 - \dot{E}_{q_H} \quad (64)$$

und spezifisch

$$e_{VK} = e_2 - e_3 - e_{q_H} = h_2 - h_3 - T_U \cdot (s_2 - s_3) - q_H \cdot \left(1 + \frac{T_U}{T_H}\right) \quad (65)$$

Da  $h_2 - h_3 = q_H$  (vgl. Abb. 3-6) folgt:

$$e_{VK} = q_H \cdot \frac{T_U}{T_H} - T_U \cdot (s_2 - s_3) \quad (66)$$

In Abb. 3-8 ist der *spezifische Exergieverlust im Kondensator*  $e_{VK}$  im T,s-Diagramm (gemäss Gl. (66)) als Fläche dargestellt. Die spezifische Heizwärme  $q_H$  im T,s-Diagramm (vgl. Abb. 3-6) ist dabei mit dem Faktor  $T_U/T_H$  korrigiert und  $T_U(s_2 - s_3)$  davon subtrahiert worden.

### Kondensatorfläche als Kontrollraum

Eine einfache analytische Interpretation des Exergieverlustes im Kondensator ist möglich, ohne die Dampfüberhitzung und die Kondensatunterkühlung einzubeziehen (Der Fehler ist hier nicht von Belang und wird später behoben). Das Arbeitsfluid kondensiert als reiner Stoff bei der Temperatur  $T_K$  oder es erfahre eine Temperaturabnahme um  $\Delta T_{GK}$  (Temperaturgleit im Kondensator) bei Stoffgemischen wie z.B. R407C.

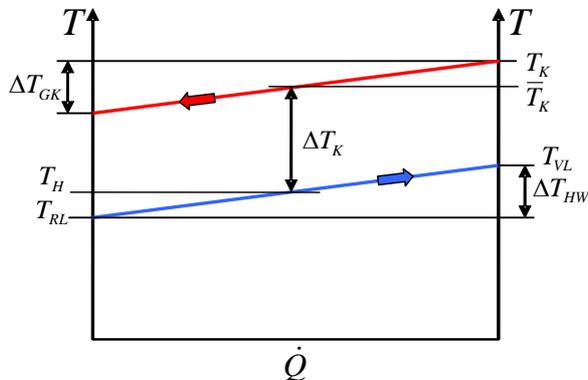


Abb. 3-12:  $T, \dot{Q}$ -Diagramm des Kondensators

Im Gegenstrom (oder Kreuzgegenstrom) erwärmt sich das Heizwasser von der Rücklauftemperatur  $T_{RL}$  auf die *erzeugte* Vorlauftemperatur  $T_{VL}$ . Eine mittlere Kondensationstemperatur  $\bar{T}_K$ , eine *erzeugte* Heiztemperatur  $T_H$  und somit das *mittlere Temperaturgefälle*  $\Delta T_K = \bar{T}_K - T_H$  sind in Abb. 3-12 dargestellt. Der Exergieverlust im Kondensator beträgt somit gemäss der Gl. (22):

$$\dot{E}_{VK} = \dot{Q}_H \cdot T_U \cdot \frac{\Delta T_K}{T_H \cdot \bar{T}_K} = \dot{Q}_H \cdot T_U \cdot \frac{\Delta T_K}{T_H \cdot (T_H + \Delta T_K)} \approx \dot{Q}_H \cdot T_U \cdot \frac{\Delta T_K}{T_H^2} \quad (67)$$

Also ist der Exergieverluststrom im Kondensator bei einem *erzeugten* Heizwärmestrom  $\dot{Q}_H$  genähert proportional zum Temperaturgefälle  $\Delta T_K$ . Wenn aber bei Teillast mit herkömmlichen Ein/Aus-Wärmepumpen das Temperaturgefälle  $\Delta T_K$  und der Heizwärmestrom  $\dot{Q}_H$  gemäss Wärmepumpen-

Charakteristik sich selbst einregulieren, erhält man mit Gl. (23) im Kondensator mit der Fläche  $A_K$  und dem Wärmedurchgangskoeffizienten  $k_K$  :

$$\dot{E}_{VK} \approx T_U \cdot k_K \cdot A_K \cdot \frac{\Delta T_K^2}{T_H^2} \quad (68)$$

Bezüglich dieses Standpunktes ist der *Exergieverlust im Kondensator* proportional zum Quadrat des Temperaturgefälles  $\Delta T_K$ . Im 5. Kapitel wird gezeigt, dass  $\Delta T_K$  bei herkömmlichen Ein/Aus-Wärmepumpen mit höher werdender Umgebungstemperatur zunimmt. ( $A_K$  bleibt natürlich konstant, und  $k_K$  variiert verhältnismässig wenig – vgl. Abschnitt 5.1).

### 3.2.3 Bilanzen am Expansionsventil

Die Drosselung von  $p_3 = p_K$  auf  $p_4 = p_V$  erfolgt quasi adiabat und somit isenthalp.



$$\dot{H}_4 = \dot{H}_3 \quad (69)$$

und

$$h_4 = h_3 \quad (70)$$

Abb. 3-13: Prinzipskizze  
Expansionsventil

Der *Exergieverlust im Expansionsventil* wird mit Gl. (31) berechnet:

$$\dot{E}_{VEX} = \dot{E}_3 - \dot{E}_4 = \dot{m}_f \cdot T_U \cdot (s_4 - s_3) \quad (71)$$

$$e_{VEX} = T_U \cdot (s_4 - s_3) \quad (72)$$

Im  $T,s$ -Diagramm in Abb. 3-8 ist der *spezifische Exergieverlust* im Expansionsventil  $e_{VEX}$  als Fläche interpretiert; es zeigt, dass durch die Unterkühlung des Kondensats der Exergieverlust über das Expansionsventil etwas verkleinert werden kann. Die quantitative Auswirkung wird in Abschnitt 4.2 untersucht.

### 3.2.4 Bilanzen am Verdampfer

#### a) bei reiner Wärmeübertragung seitens der Quellenwärme

Die folgenden Betrachtungen gelten für Wärmepumpen, welche ihre *Quellenwärme* bei Umgebungstemperatur  $T_U$  aufnehmen. Das trifft für Luft/Wasser-Wärmepumpen ohne Luftvorwärmung zu. Im Lamellenluftkühler wird die Umgebungsluft von  $T_U = T_{LE}$  auf  $T_{LA}$  abgekühlt. Hier wird zusätzlich vorausgesetzt, dass der Feuchtegehalt der Luft sich nicht ändere, also keine Partialkondensation oder Partialdesublimation stattfindet, sondern nur reine Wärmeübertragung (z.B. im Betrieb mit trockener Luft). Somit gilt für den von der Umgebungsluft an das Arbeitsfluid übertragene Wärmestrom:

$$\dot{Q}_U = \dot{Q}_V = \dot{m}_L \cdot c_{pL} \cdot (T_{LE} - T_{LA}) = \dot{m}_f \cdot (h_1 - h_4) \quad (73)$$

Die im Verdampfer auftretenden Exergieverluste werden wie beim Kondensator aus verschiedenen Kontrollräumen hergeleitet.

### Adiabater Kontrollraum

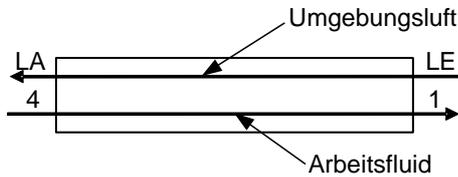


Abb. 3-14: Verdampfer mit adiabatem Kontrollraum

Im Verdampfer treten Exergieverluste wegen des Temperaturgefälles für die Wärmeübertragung auf. Die unter Umgebungstemperatur abgekühlte Luft beinhaltet *Exergie der Kälte*  $\dot{E}_{LA}$  (mit positivem Vorzeichen) und geht ungenutzt in die Umgebung. Die Exergie des eintretenden Luftstromes  $\dot{E}_{LE}$  ist definitionsgemäss null. Somit ergibt sich der Exergieverlust im Verdampfer:

$$\dot{E}_{VV} = (\dot{E}_4 + \dot{E}_{LE}) - (\dot{E}_1 + \dot{E}_{LA}) = \dot{E}_4 - \dot{E}_1 - \dot{E}_{LA} \quad (74)$$

Der Exergiestrom der austretenden Luft wird gemäss Gl. (28) berechnet:

$$\dot{E} = \dot{m}_L \cdot \left( c_{pL} \cdot (T - T_U) - T_U \cdot \left( c_{pL} \cdot \ln \frac{T}{T_U} - R_L \cdot \ln \frac{p}{p_U} \right) \right) \quad (75)$$

Für eine einfache Interpretation des Exergieverlustes im Verdampfer wird die Exergie der austretenden, abgekühlten Luft vernachlässigt. Somit folgt für den spezifischen Exergieverlust im Verdampfer:

$$e_{VV} = e_1 - e_4 = h_1 - h_4 - T_U \cdot (s_1 - s_4) \quad (76)$$

Die obige Gleichung für  $e_{VV}$  ist im  $T,s$ -Diagramm in Abb. 3-8 wiederum als Fläche eingezeichnet.

### Verdampferfläche als Kontrollraum

Analog zum Kondensator wird für eine einfache analytische Interpretation der Exergieverluste ohne Dampfüberhitzung im Verdampfer ermittelt. Das Arbeitsfluid sei entweder ein reiner Stoff und verdampfe bei der Temperatur  $T_V$  oder sei ein Stoffgemisch und erfahre folglich eine Zunahme der Verdampfungstemperatur um den so genannten Temperaturgleit  $\Delta T_{GV}$ .

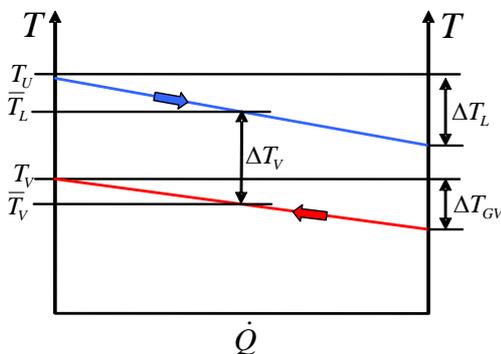


Abb. 3-15:  $T, \dot{Q}$ -Diagramm des Verdampfers

In Abb. 3-15 ist angenommen, dass das Arbeitsfluid im Kreuzgegenstrom verdampfe und die Umgebungsluft sich von  $T_U$  um  $\Delta T_L$  abkühle. Es sei  $\bar{T}_V$  die mittlere Verdampfungstemperatur,  $\bar{T}_L$  die

mittlere Lufttemperatur sowie  $\Delta T_V = \bar{T}_L - \bar{T}_V$  das *mittlere Temperaturgefälle* für die Wärmeübertragung. Gemäss der Gl. (22) ergibt sich für den Exergieverlust im Verdampfer:

$$\dot{E}_{VV} = \dot{Q}_V \cdot T_U \cdot \frac{\Delta T_V}{\bar{T}_V \cdot (\bar{T}_V + \Delta T_V)} \approx \dot{Q}_V \cdot T_U \cdot \frac{\Delta T_V}{\bar{T}_V^2} \approx \dot{Q}_V \cdot \frac{\Delta T_V}{T_U} \quad (77)$$

Und für die Interpretation bei Teillast:

$$\dot{E}_{VV} \approx k_V \cdot A_V \cdot \frac{\Delta T_V^2}{T_U} \quad (78)$$

Gemäss dem Standpunkt der Gl. (77) ist der Exergieverlust im Verdampfer bei einem Wärmestrom  $\dot{Q}_V$  proportional zum Temperaturgefälle  $\Delta T_V$  für die Wärmeübertragung. Gemäss Gl. (78) ist der Exergieverlust im Verdampfer jedoch proportional zum Quadrat des Temperaturgefälles  $\Delta T_V$ . Weitere Interpretationen dazu werden in Kapitel 5 diskutiert.

Um den Exergieverlust im Verdampfer durch die Wärmeübertragung genauer zu bestimmen, z.B. wenn Temperaturleit des Arbeitsfluids und Überhitzung miteinzubeziehen sind, muss vom differentiellen Exergieverlust ausgegangen werden. Somit folgt:

$$\dot{E}_{VV} = \int d\dot{E}_{VV} = T_U \cdot \int \frac{T_L - T_V}{T_L \cdot T_V} \cdot d\dot{Q} \approx T_U \cdot \sum_{i=1}^n \frac{T_{Li} - T_{Vi}}{T_{Li} \cdot T_{Vi}} \cdot \Delta\dot{Q}_i \quad (79)$$

### b) bei Wärme- und Stoffübertragung seitens der Wärmequelle

Mit Aussenluft als Wärmequelle, vor allem, wenn sie nicht vorgewärmt wird, gibt die Luft nicht nur durch Abkühlung Wärme ab, sondern auch bei Abnahme ihrer Feuchtigkeit durch Partialkondensation oder Partialdesublimation.

Wenn bei der Abkühlung der Luft Sättigung erreicht ist, erfolgt fortan die Ausscheidung von Wasserdampf, entweder als Kondensat oder als Frost oder Eis. Entlang des Lamellenluftkühlers nimmt die Lufttemperatur von  $T_U = T_{LE}$  auf  $T_{LA}$  ab und ihr Feuchtegehalt von  $x_U = x_{LE}$  auf  $x_{LA}$  (vgl. LOREF [5]). Im Falle der Partialkondensation (also bei Kondensatbildung) gilt für den Wärmestrom  $\dot{Q}_U$ :

$$\dot{Q}_U = \dot{Q}_V = \dot{m}_L \cdot \left( c_{pL} \cdot (T_{LE} - T_{LA}) + (x_{LE} - x_{LA}) \cdot [r_{Vw} + c_{pD} \cdot (T_{LE} - T_{LA}) - c_{pKD} (T_{KD} - 273.15)] \right) \quad (80)$$

In Gl. (80) stehen  $r_{Vw}$  für die Verdampfungsenthalpie von Wasser,  $c_{pL}$  für die spezifische Wärmekapazität der trockenen Luft,  $c_{pD}$  für die spezifische Wärmekapazität von Wasserdampf (bei Lufttemperatur),  $c_{pKD}$  für die spezifische Wärmekapazität des Kondensates (also von Wasser) und  $T_{KD}$  für die Temperatur des sich ausscheidenden Kondensates. Die zwei letzten Terme in der eckigen Klammer (Gl. (80)) sind gegenüber  $r_{Vw}$  vernachlässigbar klein. Somit gilt im Falle der Partialkondensation approximativ:

$$\dot{Q}_U = \dot{Q}_V = \dot{m}_L \cdot \left( c_{pL} \cdot (T_{LE} - T_{LA}) + r_{Vw} (x_{LE} - x_{LA}) \right) \quad (81)$$

Im Falle der Partialdesublimation (also bei Frostbildung) gilt analog:

$$\dot{Q}_U = \dot{Q}_V = \dot{m}_L \cdot \left( c_{pL} \cdot (T_{LE} - T_{LA}) + r_{Sw} (x_{LE} - x_{LA}) \right) \quad (82)$$

Dabei steht  $r_{Sw}$  für die Sublimationsenthalpie von Wasser, also die Summe aus der Verdampfungsenthalpie  $r_{Vw}$  und der Erstarrungsenthalpie  $r_{Ew}$ . Fortan wird für  $r_{Sw}$  bzw.  $r_{Vw}$  nur noch  $r_i$  geschrieben.

Der Wärmestrom  $\dot{Q}_U$  wird in einen sensiblen Anteil und einen latenten Anteil unterteilt. Für den sensiblen Wärmestrom  $\dot{Q}_{Us}$  gilt:

$$\dot{Q}_{Us} = \dot{m}_L \cdot c_{pL} \cdot (T_{LE} - T_{LA}) \quad (83)$$

Analog dazu gilt für den latenten Wärmestrom  $\dot{Q}_{UI}$ :

$$\dot{Q}_{UI} = \dot{m}_L \cdot r_i \cdot (x_{LE} - x_{LA}) \quad (84)$$

Und damit folgt für den totalen Wärmestrom  $\dot{Q}_U$ :

$$\dot{Q}_U = \dot{Q}_{Us} + \dot{Q}_{UI} \quad (85)$$

Der sensible Wärmestrom wird von der Umgebungsluft an die luftseitige Verdampferfläche durch das mittlere Temperaturgefälle  $\Delta T_V$  und der latente Wärmestrom durch das mittlere Feuchtigkeitsgefälle  $\Delta x_V$  übertragen.

Aus der Energiebilanz auf der Seite des Arbeitsfluids folgt:

$$\dot{Q}_U = \dot{Q}_V = \dot{m}_f \cdot (h_1 - h_4) \quad (86)$$

Nachfolgend werden für eine einfache Auswertung gegebener Messdaten die zur Berechnung der Exergieverluste notwendigen Gleichungen am adiabaten Kontrollraum angegeben. Kommt es im Lamellenluftkühler zu Partialkondensation bzw. -desublimation muss mit der Exergie von feuchter Luft gerechnet werden.

### Adiabater Kontrollraum

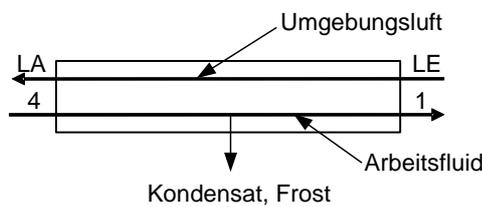


Abb. 3-16: Verdampfer mit adiabatem Kontrollraum

Der Exergieverluststrom kann wiederum über die ein- und austretenden Exergieströme des Arbeitsfluids und der feuchten Luft berechnet werden und somit gilt:

$$\dot{E}_{VV} = (\dot{E}_4 + \dot{E}_{LE}) - (\dot{E}_1 + \dot{E}_{LA}) = \dot{E}_4 - \dot{E}_1 - \dot{E}_{LA} \quad (74)$$

Dabei beträgt der Exergiestrom der feuchten Luft mit Gl. (30):

$$\dot{E} = \dot{m}_L \cdot \left[ (c_{pL} + c_{pD} \cdot x) \cdot \left( T - T_U - T_U \cdot \ln \frac{T}{T_U} + (R_L + R_D \cdot x) \cdot T_U \cdot \ln \frac{p \cdot (0.622 + x_U)}{p_U \cdot (0.622 + x)} + \left( R_D \cdot x \cdot T_U \cdot \ln \frac{x}{x_U} \right) \right) \right] \quad (87)$$

### 3.3 Bilanzen an der Wärmepumpe inklusive Heizwasserkreislauf

Wird zusätzlich zu den Exergieverlusten der vier elementaren Teilprozesse der Kompressionswärmepumpe der Heizwasserkreislauf (Heizwärme-Abgabesystem und -Verteilsystem) berücksichtigt, treten zwei weitere Exergieverluste auf. Damit werden dann  $\eta_{\text{exa}}^*$  und  $\eta_{\text{exHS}}$  formuliert.

#### 3.3.1 Exergieverlust im Heizwärme-Verteilsystem

Die instationären Verläufe im Heizwärme-Verteilsystem sind bereits in Abschnitt 1.5 erläutert und begrifflich erfasst mit dem *Wärmestromverhältnis* bezüglich der *erforderlichen* Heizleistung

$$\upsilon = \frac{\dot{Q}_H}{\dot{Q}_H^*} \geq 1 \tag{88}$$

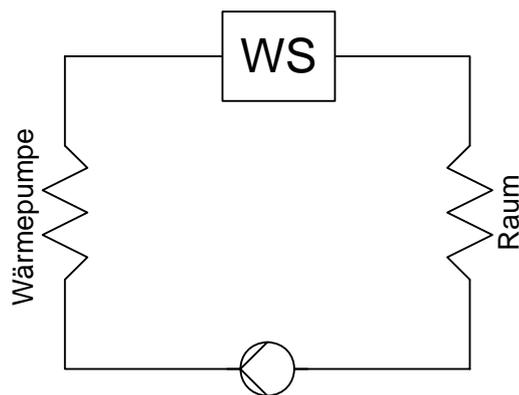
und dem Wärmepumpenbetriebsverhältnis:

$$f = \frac{t_1 - t_0}{t_2 - t_0} = \frac{1}{\upsilon} \leq 1 \tag{89}$$

Es soll jetzt ein mittlerer Exergieverluststrom  $\dot{E}_{VHS}$  in diesem Heizwärme-Verteilssystem hergeleitet werden, und zwar für den intermittierenden *erzeugten* Heizwärmestrom  $\dot{Q}_H$ . Der Grund,  $\dot{E}_{VHS}$  auf  $\dot{Q}_H$  und nicht auf  $\dot{Q}_H^*$  zu beziehen, liegt darin, dass die exergetischen Wirkungsgrade zweckmässig auf die innere Kompressorleistung  $P_i$  bezogen werden.

Zur Herleitung wird von der Bilanz der übertragenen Energie- und Exergiemenge am Heizsystem während eines ganzen Heizzyklus ( $t_2 - t_0$ ) ausgegangen. Während der Zeit ( $t_1 - t_0$ ) werde stationär der *erzeugte* Wärmestrom  $\dot{Q}_H$  dem Heizwasserkreislauf mit der (mittleren) *erzeugten* Heiztemperatur  $T_H$  zugeführt und während der Zeit ( $t_2 - t_0$ ) der *erforderliche* Wärmestrom  $\dot{Q}_H^*$  vom Heizwasserkreislauf mit der (mittleren) *erforderlichen* Heiztemperatur  $T_H^*$  abgeführt. Im Modell ist somit ein fiktiver Wärmespeicher (WS) enthalten (vgl. Abb. 3-17).

a) Schema des Heizwasserkreislaufs mit fiktivem Wärmespeicher WS



b) Herleitung des Exergieverlustes

Es gilt für die Wärmestöme

$$\dot{Q}_H^* = \frac{1}{\upsilon} \cdot \dot{Q}_H \tag{90}$$

und für die Wärmemenge während eines Heizzyklus

$$Q_H = f \cdot (t_2 - t_0) \cdot \dot{Q}_H = \dot{Q}_H \frac{t_2 - t_0}{\upsilon} \tag{91}$$

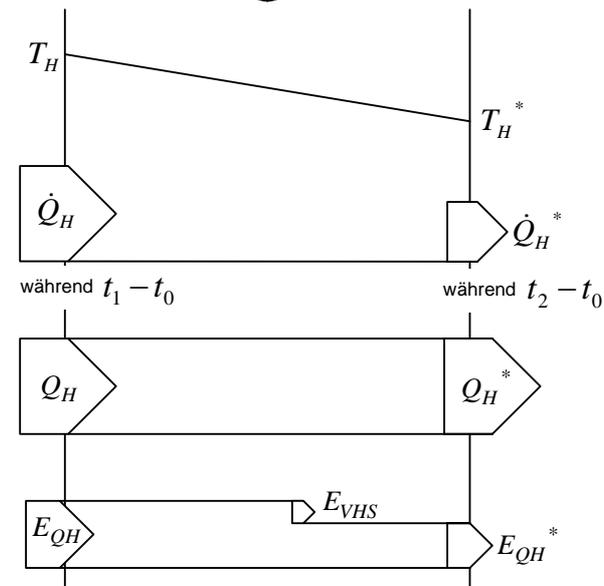


Abb. 3-17: Herleitung der Exergieverluste im Heizwärme-Verteilssystem

Aus Abb. 3-17 folgt für die Exergieverlustmenge  $E_{VHS}$  während eines Heizzyklus:

$$E_{VHS} = E_{Q_H} - E_{Q_H}^* = f \cdot (t_2 - t_0) \cdot \dot{Q}_H \left(1 - \frac{T}{T_H}\right) - f \cdot (t_2 - t_0) \cdot \dot{Q}_H \left(1 - \frac{T}{T_H^*}\right) \quad (92)$$

$$E_{VHS} = \dot{Q}_H \cdot \frac{t_2 - t_0}{\nu} \cdot T_U \cdot \left( \frac{1}{T_H^*} - \frac{1}{T_H} \right) \quad (93)$$

Wird Gl. (93) mit  $(t_2 - t_0)$  dividiert, so erhält man den während des Heizzyklus kontinuierlich entstehenden Exergieverluststrom im Heizwärme-Verteilsystem.

$$\dot{E}_{VHS}^* = \dot{Q}_H^* \cdot T_U \cdot \frac{T_H - T_H^*}{T_H \cdot T_H^*} = \dot{Q}_H^* \cdot T_U \cdot \frac{\Delta T_H}{T_H \cdot T_H^*} \quad (94)$$

Und schliesslich dividieren wir Gl. (94) mit  $(t_1 - t_0)$ , um für die Wärmepumpen-Bewertung den geeigneten Exergieverluststrom des Heizwärme-Verteilsystems zu erhalten:

$$\dot{E}_{VHS} = \dot{Q}_H \cdot T_U \cdot \frac{T_H - T_H^*}{T_H \cdot T_H^*} = \dot{Q}_H \cdot T_U \cdot \frac{\Delta T_H}{T_H \cdot T_H^*} = \nu \cdot \dot{E}_{VHS}^* \quad (95)$$

Die Berechnung des äusseren exergetischen Wirkungsgrades der erforderlichen Heiztemperatur erfolgt jetzt gemäss Gl. (45) mit:

$$\eta_{\text{exa}}^* = \frac{1}{1 + \frac{\dot{E}_{VKp} + \dot{E}_{VEx} + \dot{E}_{VV} + \dot{E}_{VK} + \nu \cdot \dot{E}_{VHS}^*}{\dot{E}_{Q_H}}} = 1 - \frac{\dot{E}_{VKp} + \dot{E}_{VEx} + \dot{E}_{VV} + \dot{E}_{VK} + \nu \cdot \dot{E}_{VHS}^*}{P_i} \quad (96)$$

oder mit

$$\eta_{\text{exa}}^* = \frac{1}{1 + \frac{\dot{E}_{VKp} + \dot{E}_{VEx} + \dot{E}_{VV} + \dot{E}_{VK} + \dot{E}_{VHS}}{\dot{E}_{Q_H}}} = 1 - \frac{\dot{E}_{VKp} + \dot{E}_{VEx} + \dot{E}_{VV} + \dot{E}_{VK} + \dot{E}_{VHS}}{P_i} \quad (97)$$

### 3.3.2 Exergieverlust im Heizwärme-Abgabesystem

Bei dieser Wärmeübertragung mit dem mittleren Temperaturgefälle  $\Delta T_R = T_H^* - T_R$  entsteht während des Heizzyklus der kontinuierliche Exergieverluststrom  $\dot{E}_{VR}^*$ .

$$\dot{E}_{VR}^* = \dot{Q}_H^* \cdot T_U \cdot \frac{T_H^* - T_R}{T_H^* \cdot T_R} \quad (98)$$

Und bezüglich des intermittierenden Heizwärmestromes  $\dot{Q}_H$  während der Betriebszeit  $(t_1 - t_0)$  gilt:

$$\dot{E}_{VR} = \dot{Q}_H \cdot T_U \cdot \frac{T_H^* - T_R}{T_H^* \cdot T_R} = \nu \cdot \dot{E}_{VR}^* \quad (99)$$

Für den äusseren exergetischen Wirkungsgrad des Heizsystems mit Wärmepumpen (exergetischer Wirkungsgrad des beheizten Gebäudes) gilt jetzt gemäss Gl. (46):

$$\eta_{\text{exHS}} = \frac{1}{1 + \frac{\dot{E}_{\text{VKp}} + \dot{E}_{\text{VEx}} + \dot{E}_{\text{VV}} + \dot{E}_{\text{VK}} + \upsilon \cdot \dot{E}_{\text{VHS}} + \upsilon \cdot \dot{E}_{\text{VR}}}{\dot{E}_{\text{QH}}}}$$

$$= 1 - \frac{\dot{E}_{\text{VKp}} + \dot{E}_{\text{VEx}} + \dot{E}_{\text{VV}} + \dot{E}_{\text{VK}} + \upsilon \cdot \dot{E}_{\text{VHS}} + \upsilon \cdot \dot{E}_{\text{VR}}}{P_i}$$
(100)

oder:

$$\eta_{\text{exHS}} = \frac{1}{1 + \frac{\dot{E}_{\text{VKp}} + \dot{E}_{\text{VEx}} + \dot{E}_{\text{VV}} + \dot{E}_{\text{VK}} + \dot{E}_{\text{VHS}} + \dot{E}_{\text{VR}}}{\dot{E}_{\text{QH}}}}$$

$$= 1 - \frac{\dot{E}_{\text{VKp}} + \dot{E}_{\text{VEx}} + \dot{E}_{\text{VV}} + \dot{E}_{\text{VK}} + \dot{E}_{\text{VHS}} + \dot{E}_{\text{VR}}}{P_i}$$
(101)

### 3.4 Energie- und Exergieflussbild der Wärmepumpe mit den Teilprozessen

Eine Gegenüberstellung des Energie- und Exergieflussbildes der Wärmepumpe inklusiv deren Teilprozesse unterstreicht den Nutzen und die Bedeutung einer exergetischen Analyse zur thermodynamisch einwandfreien Bewertung der Luft/Wasser-Wärmepumpe.

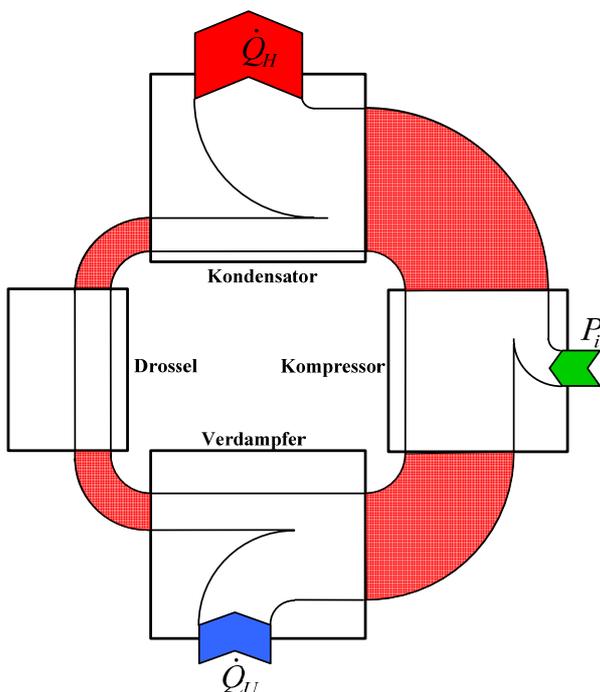


Abb. 3-18: Energieflussbild der Wärmepumpe mit Teilprozessen

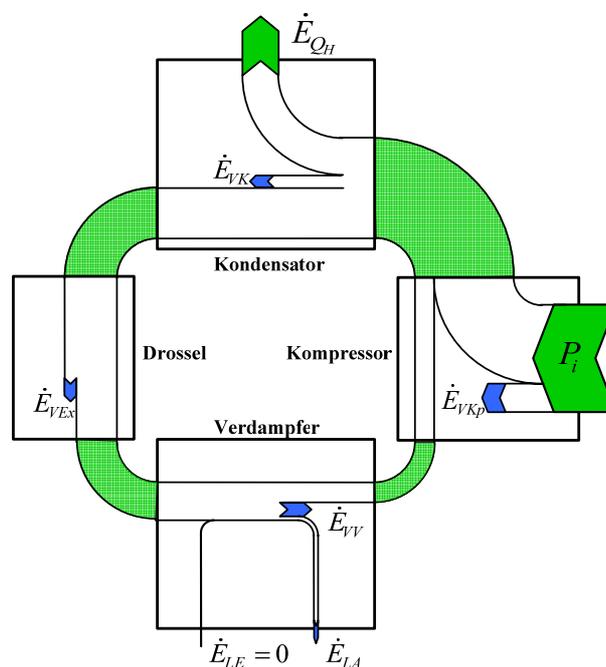


Abb. 3-19: Exergieflussbild der Wärmepumpe mit Teilprozessen

Damit die einzelnen Exergieströme und besonders die Exergieverlustströme darstellbar sind, ist im Exergieflussbild gegenüber dem Energieflussbild eine Vergrößerung um den Faktor drei gemacht worden.

Im *Energieflussbild* der Wärmepumpe treten lediglich die drei Energieströme (Heizleistung, Kompressorleistung und Wärmestrom im Verdampfer) auf. Es gibt keinerlei *Energieverluste* im Wärmepumpen-Prozess (das würde dem 1. Hauptsatz widersprechen).

Demgegenüber gibt das *Exergieflussbild* Aufschluss über die Verlustquellen: nämlich als auftretende *Exergieverluste* im Kompressor, im Expansionsventil, im Kondensator und im Verdampfer.

Bei gegebenem Exergiestrom der *erzeugten* Heizleistung  $\dot{E}_{Q_H}$  wird die aufzuwendende, innere Antriebsleistung  $P_i$  gegenüber der theoretisch minimalen (reversiblen) Antriebsleistung  $P_{rev} = \dot{E}_{Q_H}$  um die Summe der einzelnen Exergieverluste vergrößert (vgl. Gl. (47)).

Die grössten Exergieverluste entstehen im Kompressor und im Verdampfer. Der an die Umgebung abgeführte Exergiestrom  $\dot{E}_{LA} = \dot{E}_U$  der abgekühlten Aussenluft ist klein und wird nicht mehr einzeln quantifiziert, sondern dem Exergieverlust im Verdampfer  $\dot{E}_{VV}$  zugeschlagen.

Zur Vervollständigung zeigen die Abb. 3-20 und Abb. 3-21 die Gegenüberstellung des Energie- und Exergieflussbildes des gesamten Heizsystems mit Wärmepumpe. Hier dargestellt sind auch die im Heizwärme-Abgabesystem und -Verteilssystem auftretenden Exergieverluste.

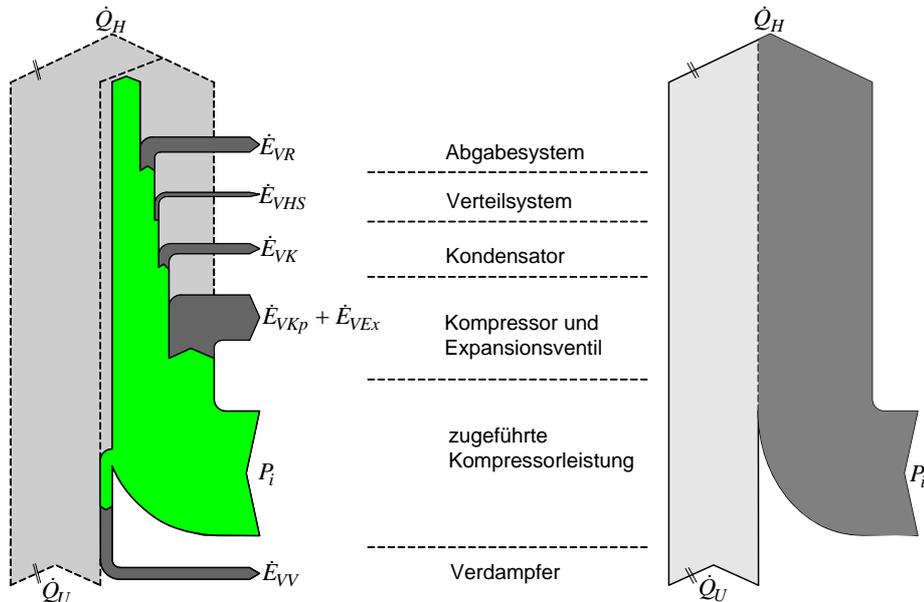


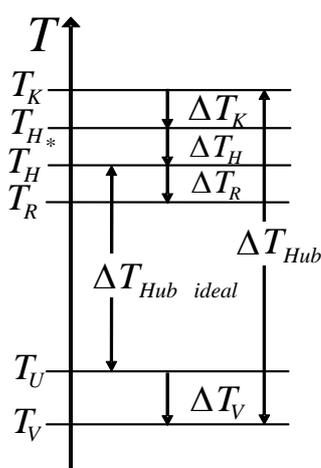
Abb. 3-20: Exergieflussbild des gesamten Heizsystems mit Wärmepumpe

Abb. 3-21: Energieflussbild des gesamten Heizsystems mit Wärmepumpe

## 4 Exergieverluste der Teilprozesse und deren relevanten Einflussgrößen

Die ursächlichen Einflussgrößen der Exergieverluste der vier Teilprozesse von Wärmepumpen sind die Temperaturgefälle zur Wärmeübertragung im Verdampfer  $\Delta T_V$  und Kondensator  $\Delta T_K$  sowie der isentrope Kompressorwirkungsgrad  $\eta_s$ . Diese wirken sich gegenseitig aufeinander aus und vermindern so mehrfach den exergetischen Wirkungsgrad der Wärmepumpe. Zudem sind alle Exergieverluste vom Temperaturhub abhängig. Der Temperaturhub wird zusätzlich durch die Diskrepanz zwischen erforderlicher und erzeugter Heiztemperatur  $\Delta T_H = T_H - T_H^*$  vergrößert.

$$\Delta T_{Hub} = T_K - T_V = (T_H^* - T_U) + \Delta T_H + \Delta T_V + \Delta T_K = \Delta T_{Hub\ ideal} + \Delta T_H + \Delta T_V + \Delta T_K \quad (102)$$



Übersicht über die Temperaturen und Temperaturgefälle im Heizsystem mit Wärmepumpen gibt Abb. 4-1.

Es werden nun physikalische Gleichungen entwickelt, um die quantitative Auswirkung dieser vier relevanten Einflussgrößen auf die Exergieverluste und die exergetischen Wirkungsgrade aufzuzeigen. Mittels Approximationen gelangen meist übersichtlich diskutierbare Gleichungen, ohne dass die Genauigkeit leidet. Diese Ergebnisse sollen dem Entwicklungsingenieur von Wärmepumpen dazu dienen, mit innovativen Massnahmen künftige Wärmepumpen energetisch und wirtschaftlich weiter zu verbessern.

Der in dieser Studie betrachtete Wärmepumpen-Prozess ist in Abb. 3-5 im T,s-Diagramm dargestellt und kurz erklärt.

Abb. 4-1: Temperaturen und Temperaturgefälle im Wärmepumpen-Prozess

### 4.1 Exergieverluste im Kompressor

Wir beziehen uns wieder auf den adiabaten Kompressor. Besonders massgebend für den Exergieverlust im Kompressor ist der *isentrope Kompressorwirkungsgrad*  $\eta_s$ .

Die Funktion des Kompressors ist es, den Druck des Arbeitsfluids von  $p_V$  (Verdampfungsdruck) auf  $p_K$  (Kondensationsdruck) zu erhöhen, und zwar gemäss dem erforderlichen Temperaturhub von  $T_V$  auf  $T_K$ . Im adiabaten einstufigen Kompressor entsteht jedoch eine höhere Austrittstemperatur  $T_2$  als die Kondensationstemperatur  $T_K$  (vgl. Darstellung im  $\log p, h$ -Diagramm, Abb. 4-2 und im T,s-Diagramm, Abb. 4-3). Daher tritt das Arbeitsfluid um  $\Delta T_{Dü} = T_2 - T_K$  überhitzt in den Kondensator ein und enthält entsprechend *Überhitzungs-Exergie*, die aber üblicherweise kaum genutzt wird, ausser wenn zusätzlich Brauchwarmwasser erzeugt wird. Ist diese Exergie des überhitzten Dampfes dem Verdichter oder dem Kondensator als Verlust anzurechnen? - Der Standpunkt entscheidet darüber! Wir schlagen diese Exergieverluste hier dem Kondensator zu, weisen sie dort aber separat aus. Damit gelingt eine übersichtliche Interpretation.

Somit gilt für den Exergieverlust im Kompressor gemäss Gl. (56):

$$e_{VKp} = T_U \cdot (s_2 - s_1) \quad (103)$$

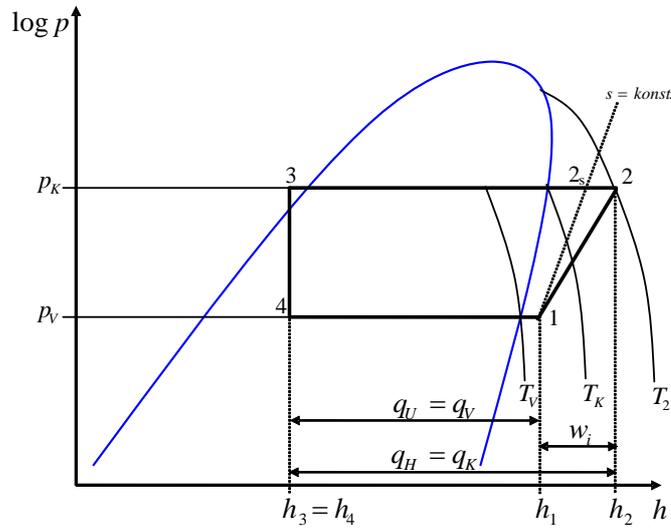


Abb. 4-2:  $\log p, h$ -Diagramm des Wärmepumpen-Prozess

Wir behandeln jetzt den Dampf im Kompressor als *perfektes Gas* mit entsprechend *gemittelten Stoffwerten*  $c_p$ ,  $R$  und  $\kappa$ . Somit gilt für die Entropiezunahme im Kompressor

$$s_2 - s_1 = \left[ c_{pg} \cdot \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) - R \cdot \ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right) \right] \quad (104)$$

und den daraus folgenden Exergieverlust im Kompressor:

$$e_{vKp} = T_U \cdot \left[ c_{pg} \cdot \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) - R \cdot \ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right) \right] \quad (105)$$

Die Kompressor-Austrittstemperatur  $T_2$  hängt ausser vom Druckverhältnis  $\varphi = p_2/p_1$  auch vom *Isentropenwirkungsgrad*  $\eta_s$  des Kompressors ab (Anhang A1):

$$T_2 = T_1 \cdot \left[ \frac{1}{\eta_s} \cdot (\varphi^K - 1) + 1 \right] \quad (106)$$

wobei  $K$  definiert ist als:

$$K = \frac{\kappa - 1}{\kappa} \quad (107)$$

Es gelte  $p_1 = p_V$  und  $p_2 = p_K$ . Damit ist das Druckverhältnis:

$$\varphi = \frac{p_2}{p_1} = \frac{p_K}{p_V} \quad (108)$$

Da für die Auslegung des Wärmepumpen-Prozesses primär die Temperaturen  $T_V$  und  $T_K$  und nicht die Drücke  $p_V$  und  $p_K$  massgebend sind, ist es für diese Analysen sinnvoll die Dampfdrücke durch ihre Siedetemperaturen zu formulieren. Um die Ergebnisse analytisch diskutieren zu können, mathematisieren wir die Dampfdruckkurve mit der Gleichung von *Clausius-Clapeyron*. Damit ergibt sich für das Druckverhältnis (Anhang A2):

$$\varphi = \frac{p_K}{p_V} = e^{\frac{r}{R} \left( \frac{1}{T_V} - \frac{1}{T_K} \right)} = e^{\frac{r}{R} \left( \frac{T_K - T_V}{T_V \cdot T_K} \right)} \approx e^{\frac{r}{R} \frac{\Delta T_{Hub}}{T_U^2}} \quad (109)$$

Mit Gl. (106) und (109) in (105) eingesetzt, folgt nun für den Exergieverlust im Kompressor:

$$e_{VKp} = T_U \cdot \left( c_{pg} \cdot \ln \left[ \frac{1}{\eta_s} \cdot e^{\frac{K \cdot r}{R} \frac{T_K - T_V}{T_K \cdot T_V}} - \frac{1}{\eta_s} + 1 \right] - r \cdot \frac{T_K - T_V}{T_K \cdot T_V} \right) \quad (110)$$

Mit der Vereinfachung des Arbeitsfluids im Kompressor als *perfektes Gas* und mit der Idealisierung der Dampfdruckkurve nach *Clausius-Clapeyron* ergeben sich zuverlässige Resultate. Für eine überschaubare Interpretation approximieren wir die Logarithmus- sowie die Exponential-Funktion durch Reihenentwicklungen (Anhang A3). Zudem wird die folgende Identität verwendet.

$$\frac{c_p}{R} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} = \frac{1}{K} \Rightarrow \frac{c_p \cdot K}{R} = 1 \quad (111)$$

Damit ergibt sich übersichtlich der wesentliche Zusammenhang für den Exergieverlust im (adiabaten, einstufigen) Kompressor.

$$e_{VKp} = T_U \cdot r \cdot \frac{\Delta T_{Hub}}{T_V \cdot (T_V + \Delta T_{Hub})} \cdot \left[ \frac{1}{\eta_s} - 1 \right] \quad (112)$$

Der Exergieverlust im Kompressor ist approximativ proportional zum Temperaturhub  $\Delta T_{Hub}$ . In diesem sind additiv  $\Delta T_V$ ,  $\Delta T_K$  und  $\Delta T_H$  enthalten (vgl. Gl. (102)).

Auch die Auswirkung von  $\eta_s$  ist unmittelbar durch die eckige Klammer in Gl. (112) ersichtlich. – Mit  $T_V \approx T_U$  folgt schliesslich:

$$e_{VKp} \approx r \cdot \frac{\Delta T_{Hub}}{T_V + \Delta T_{Hub}} \cdot \left( \frac{1}{\eta_s} - 1 \right) \approx r \cdot \frac{1}{\varepsilon_{revi}} \cdot \left( \frac{1}{\eta_s} - 1 \right) \quad (113)$$

Die durch die Vereinfachungen entstandenen Fehler sind gering. Der relative Fehler der Gl. (113) gegenüber der Gl. (110) bei rund 50 K Temperaturhub beträgt knapp 4% (Anhang A3).

Wird nun für eine einfache Interpretation noch der Exergieverluststrom im Kompressor  $\dot{E}_{VKp}$  auf den im Verdampfer übertragenen Wärmestrom  $\dot{Q}_V$  bezogen und die Approximation (Dampfgehalt am Eintritt in den Verdampfer wird vernachlässigt) gemacht

$$\dot{Q}_V \approx \dot{m}_f \cdot r \quad (114)$$

erhalten wir:

$$\frac{\dot{E}_{VKp}}{\dot{Q}_V} \approx \frac{\Delta T_{Hub}}{T_V + \Delta T_{Hub}} \cdot \left( \frac{1}{\eta_s} - 1 \right) \approx \frac{1}{\varepsilon_{revi}} \cdot \left( \frac{1}{\eta_s} - 1 \right) \quad (115)$$

Der Exergieverlust im Kompressor ist somit primär durch  $\eta_s$  und dann zusätzlich zum idealen Temperaturhub durch  $\Delta T_V$ ,  $\Delta T_K$  und  $\Delta T_H$  bestimmt (vgl. Gl. (102)).

## 4.2 Exergieverluste im Expansionsventil

Die Drosselung verläuft von Zustandspunkt 3 auf 4. Indem der Druck von  $p_K$  auf  $p_V$  reduziert wird, fällt die Temperatur des Arbeitsfluids von  $T_3$  auf  $T_4$  und die Entropie vermehrt sich von  $s_3$  auf  $s_4$ . Abb. 4-3 enthält die zur Herleitung verwendeten Bezeichnungen. Der Exergieverlust soll wieder analytisch mit Hilfe der relevanten Temperaturen und Temperaturdifferenzen formuliert werden. Das Kondensat (Punkt 3) sei um  $\Delta T_{Uk}$  unterkühlt.

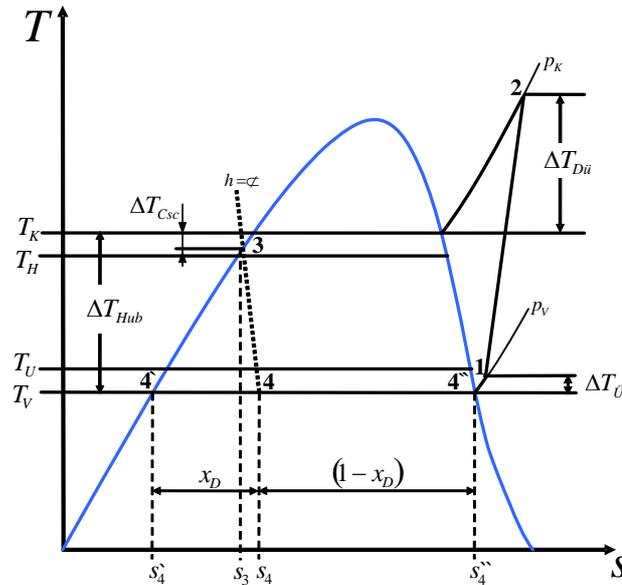


Abb. 4-3:  $T,s$ -Diagramm mit spezifischen Entropien

Durch die Drosselung des unterkühlten Kondensats (Punkt 3) entsteht *Nassdampf* (Punkt 4) mit dem Dampfgehalt  $x_4 = x_D$ . Damit ergibt sich die *spezifische Enthalpie*  $h_4$  (Anhang A4):

$$h_4 = h'_4 + x_D \cdot (h''_4 - h'_4) = h'_4 + x_D \cdot r_V \quad (116)$$

und die spezifische Entropie (Anhang A4):

$$s_4 = s'_4 + x_D \cdot (s''_4 - s'_4) = s'_4 + x_D \cdot \frac{r_V}{T_V} \quad (117)$$

Die Drosselung erfolgt *isenthalp*:

$$h_4 = h_3 \quad (118)$$

Aus Gl. (116) berechnet sich der Dampfgehalt nach dem Expansionsventil wie folgt:

$$x_D = x_4 = \frac{h_3 - h'_4}{r_V} \quad (119)$$

Für die Enthalpiedifferenz (entlang der Siedelinie) gilt:

$$h_3 - h'_4 \approx c_{pl} \cdot (T_3 - T_4) \quad (120)$$

Dabei ist  $c_{pl}$  die spezifische Wärmekapazität des siedenden, flüssigen Arbeitsfluids (gemittelt zwischen  $T_3$  und  $T_4$ ).

Nun gilt für den Dampfgehalt nach dem Expansionsventil:

$$x_D = x_4 \approx \frac{c_{pl} \cdot (T_3 - T_4)}{r_V} \approx \frac{c_{pl} \cdot (\Delta T_{Hub} - \Delta T_{Uk})}{r_V} \quad (121)$$

Aus Gl. (121) zeigt sich, dass die Kondensatunterkühlung  $\Delta T_{Uk}$  die Dampfbildung im Expansionsventil verkleinert und damit ebenfalls die Entropiezunahme und der Exergieverlust kleiner werden.

Nach Gl. (72) gilt für den *Exergieverlust im Expansionsventil*:

$$e_{VEX} = T_U \cdot (s_4 - s_3) \quad (72)$$

und mit Gl. (117) folgt:

$$e_{VEX} = T_U \cdot \left[ (s'_4 - s_3) + x_D \cdot \frac{r_V}{T_V} \right] \quad (122)$$

Da die Entropiedifferenz zwischen 3 und 4' sich auf den Flüssigkeitszustand bezieht, kann das Differenzial der Entropie approximiert werden:

$$ds = \frac{dh - v \cdot dp}{T} \approx \frac{c_{pl} \cdot dT}{T} \quad (123)$$

und es folgt:

$$s'_4 - s_3 = c_{pl} \int_{T_3}^{T'_4} \frac{dT}{T} = c_{pl} \cdot \ln \frac{T_V}{T_V + \Delta T_{Hub} - \Delta T_{Uk}} \quad (124)$$

Damit erhalten wir mit Gl. (121) und (123) in (72) für den *spezifischen Exergieverlust im Expansionsventil*:

$$e_{VEX} = T_U \cdot c_{pl} \cdot \left[ \ln \left( \frac{T_V}{T_V + \Delta T_{Hub} - \Delta T_{Uk}} \right) + \frac{\Delta T_{Hub} - \Delta T_{Uk}}{T_V} \right] \quad (125)$$

Auch hier wird der Logarithmus durch eine Reihenentwicklung weiter approximiert, um eine übersichtliche Interpretation zu erhalten (Anhang A5).

$$e_{VEX} \approx T_U \cdot c_{pl} \cdot \frac{1}{2} \cdot \left( \frac{\Delta T_{Hub}^2}{T_V^2 + T_V \cdot \Delta T_{Hub}} \right) \quad (126)$$

$$\dot{E}_{VEX} \approx \dot{m}_f \cdot T_U \cdot c_{pl} \cdot \frac{1}{2} \cdot \left( \frac{\Delta T_{Hub}^2}{T_V^2 + T_V \cdot \Delta T_{Hub}} \right) \quad (127)$$

Mit  $T_V \approx T_U$  folgt schliesslich:

$$\dot{E}_{VEX} \approx \dot{m}_f \cdot c_{pl} \cdot \frac{1}{2} \cdot \left( \frac{\Delta T_{Hub}^2}{T_V + \Delta T_{Hub}} \right) \approx \dot{m}_f \cdot c_{pl} \cdot \frac{\Delta T_{Hub}}{2 \cdot \varepsilon_{revi}} \quad (128)$$

Der Exergieverlust im Expansionsventil ist somit proportional zu  $c_{pl}$  und proportional zum Temperaturhub. Praktisch beeinflussbar ist  $\Delta T_{Hub}$  durch  $\Delta T_V$ ,  $\Delta T_K$  und  $\Delta T_H$ . Zum Vergleich: der Exergieverlust im Kompressor (nach Gl. (113)) ist proportional zu  $r$  und proportional zur ersten Potenz des Temperaturhubs.



wovon für die reine Verdampfung

$$\dot{Q}_{V1} = \dot{m}_f \cdot r_v \cdot (1 - x_D) \quad (132)$$

übertragen wird und für die Dampfüberhitzung

$$\dot{Q}_{V2} = \dot{m}_f \cdot c_{pg} \cdot \Delta T_{\bar{U}} \quad (133)$$

Es ist:

$$\dot{Q}_V = \dot{Q}_{V1} + \dot{Q}_{V2} \quad (134)$$

### Exergieverluste der reinen Verdampfung

Für den Abschnitt 1 (reine Verdampfung) wird der Exergieverlust analog zur Gl. (23) berechnet:

$$\dot{E}_{VV1} = T_U \cdot \dot{Q}_{V1} \cdot \frac{\Delta T_{V1}}{T_{V1}^2} \quad (135)$$

Das mittlere Temperaturgefälle wird mit Abb. 4-4 approximiert:

$$\Delta T_{V1} = T_U - \frac{1}{2} \cdot \Delta T_L - \left( T_V - \frac{1}{2} \cdot \Delta T_{ev} \right) \quad (136)$$

Für das mittlere Temperaturniveau der Wärmeübertragung gilt:

$$T_{V1} = \left( T_U - \frac{1}{2} \cdot \Delta T_L \right) - \frac{1}{2} \cdot \Delta T_{V1} \quad (137)$$

### Exergieverluste der Dampfüberhitzung im Verdampfer

Die Differenz zwischen der Verdampferaustrittstemperatur und der Verdampfungstemperatur  $T_V$  wird als *Dampfüberhitzung im Verdampfer*  $\Delta T_{\bar{U}}$  bezeichnet. Da die Temperaturabnahme der Umgebungsluft für die Erzeugung der Dampfüberhitzung klein ist, können die dabei auftretenden Exergieverluste wiederum mit Gl. (23) berechnet werden:

$$\dot{E}_{VV2} = T_U \cdot \dot{Q}_{V2} \cdot \frac{\Delta T_{V2}}{T_{V2}^2} \quad (138)$$

mit dem mittleren Temperaturgefälle für die Wärmeübertragung

$$\Delta T_{V2} = T_U - \left( T_V + \frac{1}{2} \cdot \Delta T_{\bar{U}} \right) \quad (139)$$

und dem mittleren Temperaturniveau der Wärmeübertragung

$$T_{V2} = T_U - \frac{1}{2} \cdot \Delta T_{V2} \quad (140)$$

Es soll hier darauf hingewiesen werden, dass in dieser Studie die meisten Exergieverluste von Wärmeübertragungen mit Gl. (23) für die Analyse genügend genau ermittelt werden. Dies gilt sowohl für eine pauschale Analyse von Verdampfer und Kondensator, sowie auch für deren Abschnitte für eine präzisere Untersuchung. Für hohe Genauigkeitsansprüche muss der differentielle Exergieverlust gemäss Gl. (79) herangezogen werden.

### Totale Exergieverluste im Verdampfer

Der totale Exergieverlust im Verdampfer ist:

$$\dot{E}_{VV} = \dot{E}_{VV1} + \dot{E}_{VV2} \quad (141)$$

Die Dampfüberhitzung  $\Delta T_{\dot{U}}$  verursacht in gewissen Situationen einen stark negativen Einfluss auf den Exergieverlust im Verdampfer und damit auch auf den exergetischen Wirkungsgrad der Wärmepumpe. Dieser Fall tritt ein, wenn bei der Drosselung mit thermostatischen Expansionsventilen eine Dampfüberhitzung von etwa 7 K oder sogar 10 K erforderlich ist und damit auch keine kleineren Temperaturgefälle  $\Delta T_V$  möglich sind. Erst elektronisch geregelte Expansionsventile ermöglichen kleinere Temperaturgefälle im Verdampferapparat. – Diese Problematik muss später aufgenommen werden.

Bei einer Umgebungstemperatur von  $\vartheta_{\dot{U}} = 0^\circ\text{C}$  und einer Dampfüberhitzung im Verdampferapparat von  $\Delta T_{\dot{U}} = 5\text{K}$  ergeben sich die folgenden Exergieverlust-Anteile im Verdampfer.

$$\frac{\dot{E}_{VV2}}{\dot{E}_{VV}} = \frac{3.9\text{W}}{154.9\text{W}} = 0.025 = 2.5\% \quad (142)$$

und

$$\frac{\dot{E}_{VV1}}{\dot{E}_{VV}} = \frac{151\text{W}}{154.9\text{W}} = 0.975 = 97.5\% \quad (143)$$

Damit ist gezeigt, dass die Approximation mit Gl. (78) meistens genügt!

### 4.4 Exergieverluste im Kondensator

Eine einfache Beurteilung der Exergieverluste im Kondensator gelingt bereits mit Gl. (68) mit einem gemittelten Temperaturgefälle  $\Delta T_K$ . Diese Betrachtung wird jetzt verfeinert gemäss dem  $T, \dot{Q}$ -Diagramm in Abb. 4-5, wo drei Abschnitte für die Wärmeübertragung unterschieden werden.

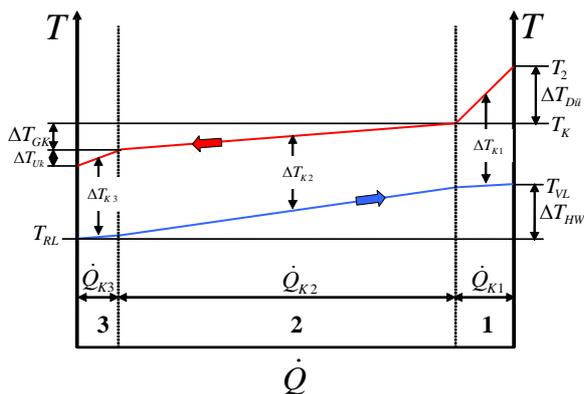


Abb. 4-5:  $T, \dot{Q}$ -Diagramm Kondensator

Im ersten Abschnitt wird der überhitzte Dampf von der Verdichteraustrittstemperatur  $T_2$  auf die Kondensationstemperatur  $T_K$  abgekühlt. Anschliessend folgt die eigentliche Kondensation. Bei Arbeitsfluiden aus Stoffgemischen tritt ein Temperaturgleit  $\Delta T_{GK}$  auf (vgl. Anhang A8). Im dritten Abschnitt findet dann noch eine Kondensatunterkühlung statt. Dieser Exergieverlust-Anteil ist vernachlässigbar klein. Ob die Dampfsättigung an der Aussenseite des Kondensatfilms oder getrennt an „trockener“ Wärmeübertragungsfläche stattfindet, hat auf  $\dot{E}_{VK}$  keinen Einfluss.

Im Kondensator wird gesamthaft der Wärmestrom

$$\dot{Q}_K = \dot{m}_f \cdot (h_2 - h_3) \quad (144)$$

abgegeben. Er setzt sich zusammen aus der Dampfsättigung

$$\dot{Q}_{K1} = \dot{m}_f \cdot c_{pg} \cdot \Delta T_{Dü} \quad (145)$$

der eigentlichen Kondensation

$$\dot{Q}_{K2} = \dot{m}_f \cdot r_K \quad (146)$$

und der Kondensatunterkühlung.

$$\dot{Q}_{K3} = \dot{m}_f \cdot c_{pl} \cdot \Delta T_{Uk} \quad (147)$$

Es gilt:

$$\dot{Q}_K = \dot{Q}_{K1} + \dot{Q}_{K2} + \dot{Q}_{K3} \quad (148)$$

Der Verlauf der Heizwassertemperatur von  $T_{RL}$  auf  $T_{VL}$  ist im  $T, \dot{Q}$ -Diagramm linear.

Für die Berechnung der Dampfüberhitzung

$$\Delta T_{Dü} = T_2 - T_K \quad (149)$$

wird ein algebraisch interpretierbarer Ausdruck der Kompressoraustrittstemperatur  $T_2$  entwickelt. Aus den Gl. (106) und Gl. (109) folgt (Anhang A2):

$$T_2 = \left[ \frac{1}{\eta_s} \cdot \frac{1}{c_{pg}} \cdot r \cdot \left( \frac{\Delta T_{Hub}}{T_V \cdot (T_V + \Delta T_{Hub})} \right) + 1 \right] \cdot (T_V + \Delta T_U) \quad (150)$$

Daraus folgt, dass  $\Delta T_{Dü}$  klein ist, wenn  $\eta_s$  hoch und  $\Delta T_{Hub}$  klein ist. Günstig ist auch ein kleiner Isentropenexponent.

### Exergieverluste der Dampfüberhitzung im Kondensator

Der Exergieverlust im Abschnitt 1 wird weiterhin mit der Gl. (23) und zusätzlich mit dem Wärmestrom nach Gl. (145) berechnet:

$$\dot{E}_{VK1} = T_U \cdot \dot{m}_f \cdot c_{pg} \cdot \Delta T_{Dü} \cdot \frac{\Delta T_{K1}}{T_{K1}^2} \quad (151)$$

Mit dem mittleren Temperaturgefälle

$$\Delta T_{K1} = \frac{T_2 + T_K}{2} - T_{VL} \quad (152)$$

und dem mittleren Temperaturniveau der Wärmeübertragung

$$T_{K1} = \frac{T_2 + T_K}{2} - \frac{\Delta T_{K1}}{2} \quad (153)$$

Der *Exergieverlust der Dampfüberhitzung* ist somit direkt proportional zum Betrag der Dampfüberhitzung  $\Delta T_{Dü}$ . Dieser wird massgeblich durch den isentropen Kompressorwirkungsgrad, den Betriebszustand und die thermischen Eigenschaften des Arbeitsfluids bestimmt.

### Exergieverluste der Kondensation

Die *Exergieverluste der reinen Kondensation* (Abschnitt 2), d.h. der Aggregatzustandsänderung von Sattdampf zu siedender Flüssigkeit, werden ebenfalls mit Gl. (23) und zusätzlich mit dem Wärmestrom gemäss Gl. (146) berechnet:

$$\dot{E}_{VK2} = \dot{m}_f \cdot T_U \cdot r_K \cdot \frac{\Delta T_{K2}}{T_{K2}} \quad (154)$$

Mit dem mittleren Temperaturgefälle

$$\Delta T_{K2} = T_K - \frac{\Delta T_{GK}}{2} - \frac{T_{VL} + T_{RL}}{2} \quad (155)$$

und dem mittleren Temperaturniveau der Wärmeübertragung

$$T_{K2} = T_K - \frac{1}{2} \cdot \Delta T_{GK} - \frac{1}{2} \cdot \Delta T_{K2} \quad (156)$$

### Exergieverluste der Kondensatunterkühlung

Der Exergieverlust im 3. Abschnitt wird analog zum 1. Abschnitt erfasst:

$$\dot{E}_{VK3} = T_U \cdot \dot{m}_f \cdot c_{pl} \cdot \Delta T_{UK} \cdot \frac{\Delta T_{K3}}{T_{K3}} \quad (157)$$

Mit dem mittleren Temperaturgefälle

$$\Delta T_{K3} = T_K - \Delta T_{GK} - \frac{\Delta T_{UK}}{2} - T_{RL} \quad (158)$$

und dem mittleren Temperaturniveau der Wärmeübertragung

$$T_{K3} = T_{RL} + \frac{1}{2} \cdot \Delta T_{K3} \quad (159)$$

Analog zur Dampfüberhitzung im Kondensator ist der Exergieverlust der Kondensatunterkühlung direkt proportional zum Betrag der Kondensatunterkühlung  $\Delta T_{UK}$ .

### Totale Exergieverluste im Kondensator

Der gesamte Exergieverlust im Kondensator berechnet sich aus den Exergieverlust-Anteilen: Dampfüberhitzung im Kondensator (Gl. (151)), Kondensation (Gl. (154)) und Kondensatunterkühlung (Gl. (157)).

$$\dot{E}_{VK} = \dot{E}_{VK1} + \dot{E}_{VK2} + \dot{E}_{VK3} \quad (160)$$

Bei einer Umgebungstemperatur von  $\vartheta_U = 0^\circ\text{C}$ , dem resultierenden Temperaturhub  $\Delta T_{Hub} = 50\text{K}$  und einer Kondensatunterkühlung von  $\Delta T_{UK} = 5\text{K}$  ergeben sich die folgenden Exergieverlust-Anteile im Kondensator:

$$\frac{\dot{E}_{VK1}}{\dot{E}_{VK}} = \frac{14.56\text{ W}}{141.34\text{ W}} = 0.103 = 10.3\% \quad (161)$$

und

$$\frac{\dot{E}_{VK2}}{\dot{E}_{VK}} = \frac{124.36\text{ W}}{141.34\text{ W}} = 0.88 = 88\% \quad (162)$$

und

$$\frac{\dot{E}_{\text{VK3}}}{\dot{E}_{\text{VK}}} = \frac{2.41 \text{ W}}{141.34 \text{ W}} = 0.017 = 1.7\% \quad (163)$$

Der Exergieverlust-Anteil der Kondensatunterkühlung ist klein, nicht aber jener der Dampfüberhitzung. Einige Potenziale sind da offen: Brauchwarmwasseraufbereitung, diabate Kompressoren einsetzen.



## 5 Betriebscharakteristik von Luft/Wasser-Wärmepumpen mit Ein/Aus-Regelung

Wenn die Aussentemperatur steigt, fällt die *erforderliche Heizleistung* des Gebäudes. Aber konventionelle Luft/Wasser-Wärmepumpen erhöhen dabei die *erzeugte Heizleistung*. Die Anpassung erfolgt dann durch Ein/Aus-Regelung. Eine Konsequenz dieser beiden divergierenden Wärmeströme ist eine Verminderung der thermischen Effizienz: Leistungszahl, Jahresarbeitszahl und entsprechend die exergetischen Wirkungsgrade sind nicht optimal. Diese werden im nächsten Kapitel analysiert.

Zunächst ist die *Betriebscharakteristik* von Luft/Wasser-Wärmepumpen mit Ein/Aus-Regelung zu ermitteln, nämlich die Abhängigkeit der wichtigen physikalischen Größen von der Umgebungstemperatur, die sich im Betrieb (von selbst) einstellen. Dies sind:

$$T_V(T_U); T_K(T_U); T_H(T_U); \Delta T_V(T_U); \Delta T_K(T_U); \Delta T_H(T_U)$$

$$\dot{m}_f = \dot{m}_f(T_U)$$

$$\dot{Q}_V = \dot{Q}_V(T_U); \dot{Q}_K = \dot{Q}_H = \dot{Q}_H(T_U); P_i = P_i(T_U)$$

Um die Wärmepumpen-Betriebscharakteristik zu ermitteln, werden zunächst die erforderlichen Prozessgleichungen zusammengestellt.

### 5.1 Prozessgleichungen

Der sich einstellende Betriebspunkt kann bei gegebener Umgebungstemperatur mit den folgenden Prozessgleichungen berechnet werden. Die Berechnungen müssen numerisch durchgeführt werden und benötigen einige Iterationen.

Die folgenden Prozessgleichungen gelten auch, wenn im Lamellenluftkühler Partialkondensation oder Partialdesublimation entsteht. Lediglich die zeitliche Entwicklung der Betriebscharakteristik infolge Frostbildung wird hier nicht berücksichtigt.

#### 5.1.1 Arbeitsfluid-Massenstrom

Der vom Kompressor geförderte Arbeitsfluid-Massenstrom ist abhängig vom verwendeten Kompressortyp (Normvolumenstrom  $\dot{V}_N$ , Nutzlieferrgrad  $\lambda$ : siehe Anhang A1) und vom thermischen Zustand des Arbeitsfluids auf der Saug- und Druckseite des Kompressors:

$$\dot{m}_f(T_V, T_K) = \frac{p_V(T_V) \cdot \dot{V}_N \cdot \lambda(T_V, T_K)}{R \cdot Z \cdot T_1} \quad (164)$$

mit:

$$T_1 = T_V(T_U) + \Delta T_{\dot{U}} \quad (165)$$

#### 5.1.2 Wärmestrom im Verdampfer

Der vom Arbeitsfluid im Verdampfer aufgenommene Wärmestrom  $\dot{Q}_V$  mit dem Dampfgehalt  $x_D$  am Eintritt in den Verdampfer (also nach dem Expansionsventil) beträgt:

$$\dot{Q}_V(T_V, T_K) = \dot{Q}_U = \dot{m}_f(T_V, T_K) \cdot [r_V(T_V) \cdot (1 - x_D(T_V, T_K)) + c_{pg} \cdot \Delta T_{\dot{U}}] \quad (166)$$

Mit dem Dampfgehalt  $x_D$  nach Gl. (121) folgt:

$$\dot{Q}_V(T_V, T_K) = \dot{m}_f(T_V, T_K) \cdot \left[ r_v(T_V) \cdot \left( 1 - \frac{c_{pl} \cdot (T_K - T_V - \Delta T_{uk})}{r_v(T_V)} \right) + c_{pg} \cdot \Delta T_U \right] \quad (167)$$

Der letzte Term der Dampfüberhitzung ist gegenüber der reinen Verdampfung vernachlässigbar klein.

### 5.1.3 Abkühlung der Umgebungsluft im Verdampfer

Die von aussen angesaugte Umgebungsluft wird im Lamellenluftkühler um  $\Delta T_L$  abgekühlt. Wenn kein Wasserdampf auskondensiert oder desublimiert, wird sie bestimmt aus:

$$\Delta T_L(T_V, T_K) = \frac{\dot{Q}_V(T_V, T_K)}{\dot{V}_L \cdot \rho_L \cdot c_{pL}} \quad (168)$$

Kommt es im Verdampfer jedoch luftseitig zu *Wärme- und Stoffübertragung* (mit Kondensat- oder Frostbildung), wird die Abkühlung der Luft  $\Delta T_L$  lediglich mit dem *sensiblen Wärmestrom*  $\dot{Q}_{Us}$  berechnet (vgl. Abschnitt 3.2.4):

$$\Delta T_L(T_V, T_K) = \frac{\dot{Q}_{Us}}{\dot{V}_L \cdot \rho_L \cdot c_{pL}} \quad (169)$$

Es ist jetzt eine Beziehung erforderlich für das Verhältnis zwischen dem *totalen Wärmestrom*  $\dot{Q}_U$  und dem *sensiblen Wärmestrom*  $\dot{Q}_{Us}$ .

$$\xi = \frac{\dot{Q}_U}{\dot{Q}_{Us}} = \frac{(h_{LE} - h_{LA})}{c_{pL} \cdot (T_{LE} - T_{LA})} \quad (170)$$

Im Weiteren folgen wir einem Ansatz, der im Forschungsprojekt LOREF [5] erfolgreich erarbeitet und verwendet wurde. Die Enthalpieabnahme der feuchten Umgebungsluft wird proportional zur Temperaturabnahme (zwischen Ein- und Austritt des Lamellenluftkühlers) angesetzt, und zwar auch wenn Feuchtigkeit als Kondensat oder Frost ausgeschieden wird:

$$h_{LE} - h_{LA} = b_0 \cdot (T_{LE} - T_{LA}) \quad (171)$$

Hierbei wird der Faktor  $b_0$  in Abhängigkeit der Taupunkttemperatur der feuchten Luft berechnet. Im Anwendungsbereich von Luft/Wasser-Wärmepumpen ergibt sich aus Regressionsrechnungen (LOREF [5]):

$$\frac{b_0}{[\text{J/kgK}]} = 0.039 \cdot \frac{\vartheta_{TPE}}{[^\circ\text{C}]} + 1.6368 \quad (172)$$

Dabei steht  $\vartheta_{TPE}$  für die Taupunkttemperatur der feuchten Luft am Eintritt in den Lamellenluftkühler.

Aus den Gl. (169), (170) und (171) lässt sich nun die Abkühlung der feuchten Umgebungsluft bei simultaner Wärme- und Stoffübertragung im Lamellenluftkühler unmittelbar aus dem totalen Wärmestrom  $\dot{Q}_U$  mit Hilfe des Faktors  $b_0$  berechnen:

$$\Delta T_L(T_V, T_K) = \frac{\dot{Q}_U(T_V, T_K)}{\dot{V}_L \cdot \rho_L \cdot b_0} \quad (173)$$

Der Luftvolumenstrom  $\dot{V}_L$  ergibt sich durch die Ventilator Kennlinie sowie durch die Geometrie des Lamellenluftkühlers (vgl. dazu LOREF [5]).

### 5.1.4 Temperaturgefälle und Verdampfungstemperatur

Es werden zwei verschiedene Berechnungswege aufgezeigt. Die erste Methode ist für Abschätzungen geeignet.

#### a) Für überschlägige Berechnungen

Das mittlere Temperaturgefälle im Verdampfer  $\Delta T_V$  für die Wärmeübertragung wird bestimmt mit:

$$\Delta T_V(T_V, T_K) = \frac{\dot{Q}_V(T_V, T_K)}{k_V \cdot A_V} \quad (174)$$

Der Wärmedurchgangskoeffizient  $k_V$  ist hier ein pauschaler Wert für den gesamten Lamellenluftkühler, also für Verdampfung und Dampfüberhitzung. Er wird wenn möglich aus Messungen an Test-Wärmepumpen ermittelt. Wird die instationäre Frostbildung vernachlässigt, kann der Wärmedurchgangskoeffizient als konstant eingesetzt werden, was durch Versuchsauswertungen bestätigt wird (vgl. LOREF [5]).

Die Verdampfungstemperatur  $T_V$  wird mit dem mittleren Temperaturgefälle (Gl. (174)) sowie der Abkühlung der Luft im Verdampfer (Gl. (168) bzw. (173)) berechnet.

$$T_V = \left( T_U - \frac{1}{2} \cdot \Delta T_L \right) - \Delta T_V + \frac{1}{2} \cdot \Delta T_{GV} \quad (175)$$

Für die mittlere Verdampfungstemperatur  $\bar{T}_V$  gilt:

$$\bar{T}_V = T_V - \frac{1}{2} \cdot \Delta T_{GV} \quad (176)$$

Abb. 5-1 zeigt dazu das vereinfachte  $T, \dot{Q}$ -Diagramm, wobei ein Temperaturgleit  $\Delta T_{GV}$  berücksichtigt ist.

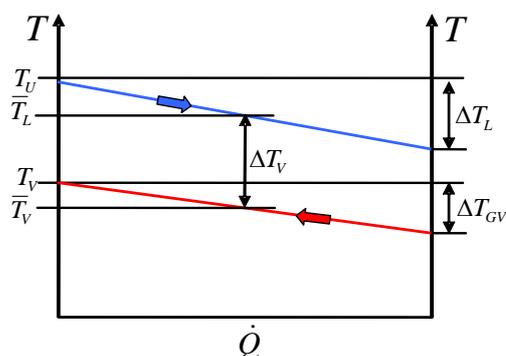


Abb. 5-1:  $T, \dot{Q}$ -Diagramm Verdampfer

### b) Für detaillierte Berechnungen

Hier wird die Dampfüberhitzung  $\Delta T_{Dü}$  im Verdampferapparat miteinbezogen. Wie im Abschnitt 4.3 ist das  $T, \dot{Q}$ -Diagramm auch in Abb. 5-2 in zwei Abschnitte unterteilt.

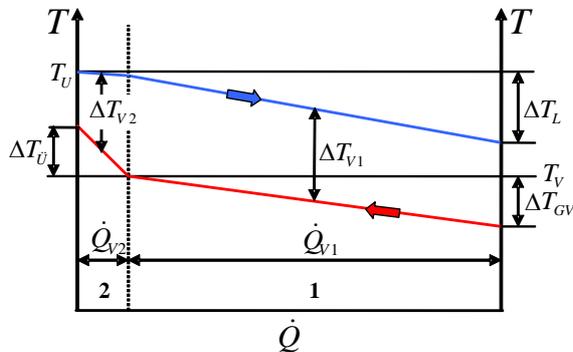


Abb. 5-2:  $T, \dot{Q}$ -Diagramm Verdampfer

Im ersten Abschnitt wird das Arbeitsfluid verdampft. Dabei trete ein Temperaturgleit  $\Delta T_{GV}$  auf. Im zweiten Abschnitt wird das gasförmige Arbeitsfluid je nach Einstellung des Expansionsventils um  $\Delta T_{Ü}$  überhitzt.

Aus Abschnitt 4.3 werden die Gl. (131) bis (134) übernommen:

$$\dot{Q}_V = \dot{m}_f \cdot (h_1 - h_4) \quad (131)$$

$$\dot{Q}_{V1} = \dot{m}_f \cdot r_v \cdot (1 - x_D) \quad (132)$$

$$\dot{Q}_{V2} = \dot{m}_f \cdot c_{pg} \cdot \Delta T_{Ü} \quad (133)$$

$$\dot{Q}_V = \dot{Q}_{V1} + \dot{Q}_{V2} \quad (134)$$

Die Temperaturgefälle  $\Delta T_{V1}$  und  $\Delta T_{V2}$  stellen sich so ein, dass für die beiden Teil-Wärmeströme  $\dot{Q}_{V1}$  und  $\dot{Q}_{V2}$  jeweils die Wärmeübertragungsgleichungen erfüllt sind:

$$\dot{Q}_{V1} = k_{V1} \cdot A_{V1} \cdot \Delta T_{V1} \Rightarrow \Delta T_{V1} = \frac{\dot{Q}_{V1}}{k_{V1} \cdot A_{V1}} \quad (177)$$

$$\dot{Q}_{V2} = k_{V2} \cdot A_{V2} \cdot \Delta T_{V2} \Rightarrow \Delta T_{V2} = \frac{\dot{Q}_{V2}}{k_{V2} \cdot A_{V2}} \quad (178)$$

Darin wiederum sind die Wärmedurchgangskoeffizienten sachgemäss zu ermitteln: Gemäss der Geometrie, der Schaltung, der Stoffwerte der Fluide, der Strömungsgeschwindigkeiten und der Phasenänderung. Hierzu ist auf die Fachliteratur zu verweisen [9].

Für Lamellenluftkühler seien z.B. die Wärmeübertragerfläche  $A$  und der Wärmedurchgangskoeffizient  $k$  jeweils auf die Aussenseite bezogen. Es betrage die Gesamtfläche des Verdampfers  $A_V$  und somit gilt als Nebenbedingung:

$$A_{V1} + A_{V2} = A_V \quad (179)$$

Meist werden  $A_{V1}$  und  $A_{V2}$  für die minimale Umgebungstemperatur  $T_{Umin}$  und die zugehörig maximal erforderliche Heizleistung  $\dot{Q}_{max}$  ausgelegt. Bei anderen Umgebungstemperaturen stellen sich selbstregelnd die Zustände so ein, dass Gl. (131) bis (134) und (177), (178) mit den jeweils

herrschenden Wärmedurchgangskoeffizienten  $k_{v1}$  und  $k_{v2}$  erfüllt sind. Weiter wirkt sich dabei die Charakteristik der ganzen Wärmepumpe aus, insbesondere durch den vom Kompressor geförderten Arbeitsfluid-Massenstrom, aber auch durch das Wärmeübertragungsverhalten im Kondensator und die Einspritzung. Hier gilt es zu unterscheiden, ob die *erzeugte* Heizleistung durch Takten (Ein/Aus-Regelung) oder kontinuierlich leistungsgeregelt der *erforderlichen* Heizleistung angepasst wird. – Eine solche Betriebsanalyse durchzuführen, erscheint wenig lohnenswert: Einige Iterationen sind erforderlich. Aber es ergeben sich dabei wertvolle Einblicke. Eine Stütze ist, wenn man über gute Messergebnisse bei verschiedenen Umgebungs- und Heiztemperaturen von realen Wärmepumpen verfügt.

### 5.1.5 Kompressorleistung

Die dem Fluid zugeführte Kompressorleistung berechnet sich mit dem Arbeitsfluid-Massenstrom nach Gl. (164) aus:

$$P_i(T_V, T_K) = \dot{m}_f(T_V, T_K) \cdot (T_V + \Delta T_U) \cdot c_{pg} \cdot \frac{1}{\eta_s(T_V, T_K)} \cdot \left( \left( \frac{p_K(T_K)}{p_V(T_V)} \right)^K - 1 \right) \quad (180)$$

Die Gl. (180) wird zugunsten eines hohen Genauigkeitsanspruchs vorteilhaft nicht weiter vereinfacht.

### 5.1.6 Erzeugte Heizleistung

Die *erzeugte* Heizleistung  $\dot{Q}_H$  ist, unter Voraussetzung vernachlässigbarer Wärmeverluste an der Wärmepumpe, die Summe aus dem im Verdampfer übertragenen Wärmestrom (Gl. (167)) und der inneren Kompressorleistung nach Gl. (180):

$$\dot{Q}_H(T_V, T_K) = \dot{Q}_V(T_V, T_K) + P_i(T_V, T_K) \quad (181)$$

### 5.1.7 Heizwassererwärmung und resultierende Vorlauftemperatur

Mit der intermittierend *erzeugten* Heizleistung von Wärmepumpen mit Ein/Aus-Regelung nach Gl. (181) beträgt die Erwärmung des Heizwassers:

$$\Delta T_{HW}(T_V, T_K) = \frac{\dot{Q}_H(T_V, T_K)}{\dot{m}_{HW} \cdot c_{pHW}} \quad (182)$$

Im Rahmen dieser Studie wird angenommen, dass die Rücklauftemperatur des Heizwassers stets der in der Heizkurve angegebenen Rücklauftemperatur entspreche (vgl. Abb. 1-9). Die Rücklauftemperatur  $T_{RL}$  ist somit in Abhängigkeit der Aussentemperatur durch die Heizkurve gegeben. Mit der *erzeugten* Heizwassererwärmung  $\Delta T_{HW}$  nach Gl. (182) ergibt sich die *erzeugte* Vorlauftemperatur  $T_{VL}$  des Heizwassers:

$$T_{VL}(T_V, T_K, T_U) = T_{RL}(T_U) + \Delta T_{HW}(T_V, T_K) \quad (183)$$

Daraus ergibt sich die *erzeugte* Heiztemperatur  $T_H$  mit:

$$T_H(T_V, T_K, T_U) = \frac{1}{2} \cdot (T_{RL}(T_U) + T_{VL}(T_V, T_K, T_U)) \quad (184)$$

### 5.1.8 Temperaturgefälle und Kondensationstemperatur

#### a) Für überschlägige Berechnungen

Zur Ermittlung der Kondensationstemperatur werden die Dampfüberhitzung und die Kondensatunterkühlung vernachlässigt. Das Temperaturgefälle im Kondensator  $\Delta T_K$  wird berechnet aus:

$$\Delta T_K(T_V, T_K) = \frac{\dot{Q}_H(T_V, T_K)}{A_K \cdot k_K} \quad (185)$$

Der Wärmedurchgangskoeffizient  $k_K$  wird als eine Pauschale eingesetzt, wenn vorhanden wiederum aus Versuchsreihen. Er beinhaltet Dampfsättigung, Kondensation und Unterkühlung.

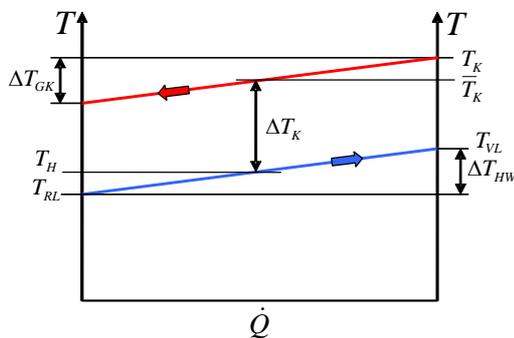


Abb. 5-3:  $T, \dot{Q}$ -Diagramm Kondensator

Die Kondensationstemperatur  $T_K$  wird mit Abb. 5-3 im  $T, \dot{Q}$ -Diagramm bestimmt.

$$T_K = \left( T_{RL} + \frac{1}{2} \cdot \Delta T_{HW} \right) + \Delta T_K + \frac{1}{2} \cdot \Delta T_{GK} \quad (186)$$

Weiter gilt für die mittlere Kondensationstemperatur  $\bar{T}_K$ :

$$\bar{T}_K = T_K - \frac{1}{2} \Delta T_{GK} \quad (187)$$

Falls das Arbeitsfluid während der Kondensation einen Temperaturgleit aufweist, bezieht sich die Kondensationstemperatur analog zur Verdampfung immer auf die Taupunkttemperatur des Gemisches (vgl. Anhang A8).

### b) Für detaillierte Berechnungen

Um die Dampfüberhitzung und die Kondensatunterkühlung einzubeziehen, sind im  $T, \dot{Q}$ -Diagramm (Abb. 5-4) drei Abschnitte aufgeführt: Überhitzten Dampf sättigen (Abschnitt 1), kondensieren (Abschnitt 2) und Kondensat unterkühlen (Abschnitt 3).

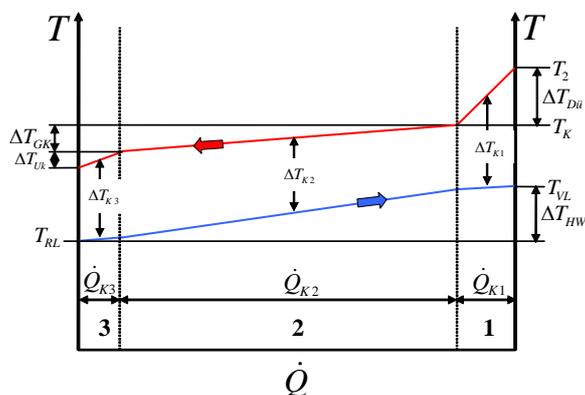


Abb. 5-4:  $T, \dot{Q}$ -Diagramm Kondensator

Aus Abschnitt 4.4 werden die Gl. (144) bis (148) übernommen:

$$\dot{Q}_K = \dot{m}_f \cdot (h_2 - h_3) \quad (144)$$

$$\dot{Q}_{K1} = \dot{m}_f \cdot c_{pg} \cdot \Delta T_{Dü} \quad (145)$$

$$\dot{Q}_{K2} = \dot{m}_f \cdot r_K \quad (146)$$

$$\dot{Q}_{K3} = \dot{m}_f \cdot c_{pl} \cdot \Delta T_{Uk} \quad (147)$$

$$\dot{Q}_K = \dot{Q}_{K1} + \dot{Q}_{K2} + \dot{Q}_{K3} \quad (148)$$

Wie beim Verdampfer müssen für diese drei Wärmeströme  $\dot{Q}_{K1}$ ,  $\dot{Q}_{K2}$  und  $\dot{Q}_{K3}$  die Wärmeübertragungsgleichungen jeweils erfüllt sein.

$$\dot{Q}_{K1} = k_{K1} \cdot A_{K1} \cdot \Delta T_{K1} \Rightarrow \Delta T_{K1} = \frac{\dot{Q}_{K1}}{k_{K1} \cdot A_{K1}} \quad (188)$$

$$\dot{Q}_{K2} = k_{K2} \cdot A_{K2} \cdot \Delta T_{K2} \Rightarrow \Delta T_{K2} = \frac{\dot{Q}_{K2}}{k_{K2} \cdot A_{K2}} \quad (189)$$

$$\dot{Q}_{K3} = k_{K3} \cdot A_{K3} \cdot \Delta T_{K3} \Rightarrow \Delta T_{K3} = \frac{\dot{Q}_{K3}}{k_{K3} \cdot A_{K3}} \quad (190)$$

Auch darin sind wiederum die Wärmedurchgangskoeffizienten entsprechend den Anforderungen zu ermitteln: Gemäss der Geometrie, der Schaltung, der Stoffwerte der Fluide, der Strömungsgeschwindigkeiten und unter Einbezug einer eventuellen Phasenänderung. Hierzu wird wiederum auf die Fachliteratur [9] verwiesen.

Zur Übertragung der drei Teil-Wärmeströme steht im Kondensator die totale Wärmeübertragerfläche  $A_K$  zur Verfügung:

$$A_{K1} + A_{K2} + A_{K3} = A_K \quad (191)$$

Die Berechnung der sich einstellenden Kondensationstemperatur erweist sich hier als schwierig. Bei Teillast verändern sich im Kondensator jeweils die Grössen  $\dot{Q}_{K_i}$ ,  $T_{K_i}$  und  $\Delta T_{K_i}$  für die Abschnitte  $i=1, 2$  und  $3$ , wiederum wegen des Arbeitsfluidstroms  $\dot{m}_f$  und der Wärmedurchgangskoeffizienten  $k_{K_i}$ . Diese Analyse kann hier etwas aufwändiger sein als im Verdampfer, denn die Wärmeströme  $\dot{Q}_{K_1}$  und  $\dot{Q}_{K_3}$  werden nicht oder eventuell nur teilweise an getrennten Wärmeübertragerflächen übertragen. In älteren Lehrbüchern ist dargestellt, dass an „trockenen Flächen“ die Überhitzung abgebaut wird und sodann die Kondensation erfolgt. Heute ist jedoch bekannt, dass ein grosser Anteil der Dampfüberhitzung oder sogar die ganze Überhitzung auf der Kondensatfilm-Aussenfläche abgebaut werden kann, abhängig vom Wärmeübergangskoeffizienten des Dampfes, welcher durch die Strömungsführung beeinflusst werden kann. Abb. 5-5 zeigt das Temperaturprofil im Kondensator quer zur Strömung. Die Kondensatunterkühlung erfolgt meist nur innerhalb des Kondensatfilms und ist daher gering.

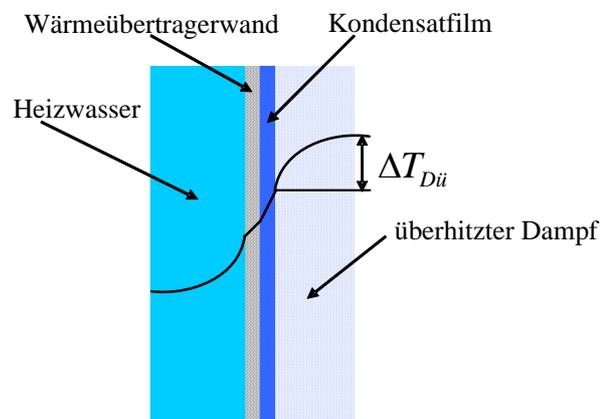


Abb. 5-5: Temperaturprofil im Kondensator quer zur Strömung (schematisch)

## 5.2 Erforderliche und erzeugte Heizleistung

### 5.2.1 Erforderliche Heizleistung

Die vom Gebäude *erforderliche* Heizleistung ist im Wesentlichen abhängig von der Umgebungstemperatur  $T_U$ , der geforderten mittleren Raumtemperatur  $T_R$  und der Wärmedämmung. Die Differenz dieser Temperaturen  $T_R - T_U$  stellt das treibende Gefälle über die Gebäudehülle dar. Der Wärmestrom fließt damit an die Umgebung. Die *erforderliche* Heizleistung  $\dot{Q}_H^*$  ist somit (wenn stationäre Verhältnisse vorherrschen) proportional zu diesem Temperaturgefälle (vgl. auch Abschnitt. 1.4):

$$\dot{Q}_H^* = A_R \cdot k_R \cdot (T_R - T_U) \quad (192)$$

Entsprechend der Wärmedämmung und des Heizwärme-Abgabesystems kann für das Gebäude die *Heizkurve* berechnet werden. Die Heizkurve bestimmt die *erforderliche* Rücklauf- und Vorlauf-temperatur des Heizwassers, also die *erforderliche* Heiztemperatur, in Funktion der Umgebungstemperatur bei einem Heizwasser-Massenstrom  $\dot{m}_{HW}$ , so dass die *erforderliche* Heizleistung in Funktion der Umgebungstemperatur stets gewährleistet wird (vgl. Abb. 5-6):

$$\dot{Q}_H^*(T_U) = \dot{m}_{HW} \cdot c_{pHW} \cdot (T_{VL}^*(T_U) - T_{RL}^*(T_U)) \quad (193)$$

Dabei gilt für die vom Gebäude kontinuierlich *erforderliche* Heiztemperatur  $T_H^*$ :

$$T_H^*(T_U) = \frac{1}{2} \cdot (T_{RL}^*(T_U) + T_{VL}^*(T_U)) \quad (194)$$

Die resultierende, *erzeugte* Vorlauf- und Heiztemperatur  $T_{VL}$  und  $T_H$  stellt sich gemäss dem Betriebspunkt entsprechend ein.

Abb. 5-6 zeigt die Heizkurve eines Einfamilienhauses im schweizerischen Mittelland. Die aus der folgenden Heizkurve resultierende *erforderliche* Heizleistung ist in Abb. 5-9 dargestellt. Bei Umgebungstemperaturen oberhalb der vorgegebenen *Heizgrenze* wird die Wärmepumpe ausgeschaltet.

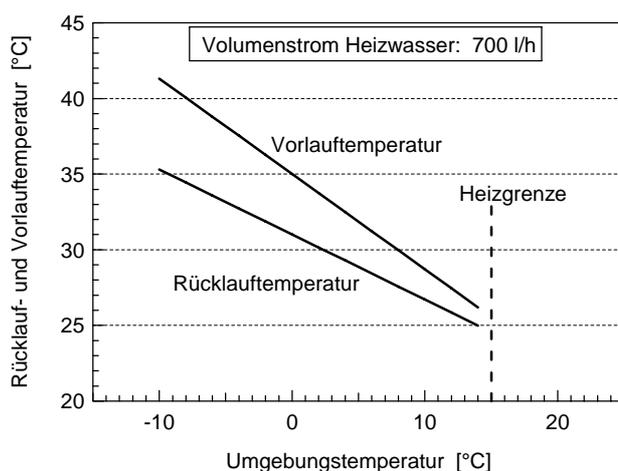


Abb. 5-6: Heizkurve Einfamilienhaus schweizerisches Mittelland

Die nachfolgend dargestellten Simulationen der Betriebscharakteristik gelten für eine Luft/Wasser-Wärmepumpe mit 5.4 kW Nominal-Heizleistung bei  $\vartheta_{Umin} = -10^\circ\text{C}$  mit Ein/Aus-Regelung. Detaillierte Spezifikationen zu dieser Wärmepumpe finden sich in Anhang A7. Die Simulationen können vereinfacht gemäss dem in Anhang A6 dargestellten Ablaufschema durchgeführt werden. Die in dieser

Studie dargestellten Simulationen wurden jedoch mit einem sehr detaillierten Simulationsprogramm der Luft/Wasser-Wärmepumpe durchgeführt, welches in LOREF [5] erstellt und dokumentiert wurde.

### 5.2.2 Erzeugte Heizleistung

Mit den in Abschnitt 5.1 aufgeführten Prozessgleichungen ist die von der oben spezifizierten Luft/Wasser-Wärmepumpe *erzeugte* Heizleistung in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur berechnet und in Abb. 5-7 dargestellt.

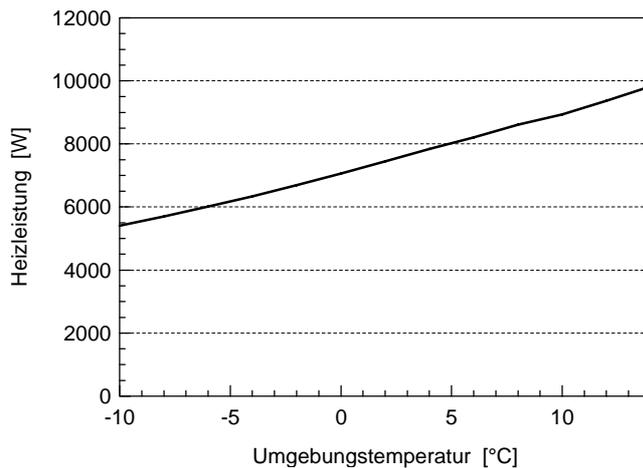


Abb. 5-7: Erzeugte Heizleistung in Funktion der Umgebungstemperatur

Zunächst soll nochmals darauf hingewiesen werden, dass die *erzeugte* Heizleistung mit höherer Umgebungstemperatur zunimmt. Grund dafür ist die ungünstige Charakteristik des drehzahlkonstanten Kompressors: Der geförderte *Arbeitsfluid-Massenstrom* (Gl. (164)) nimmt mit steigender Umgebungstemperatur zu und deshalb auch die *erzeugte* Heizleistung. Abb. 5-8 zeigt den Verlauf des geförderten *Arbeitsfluid-Massenstromes* in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur.

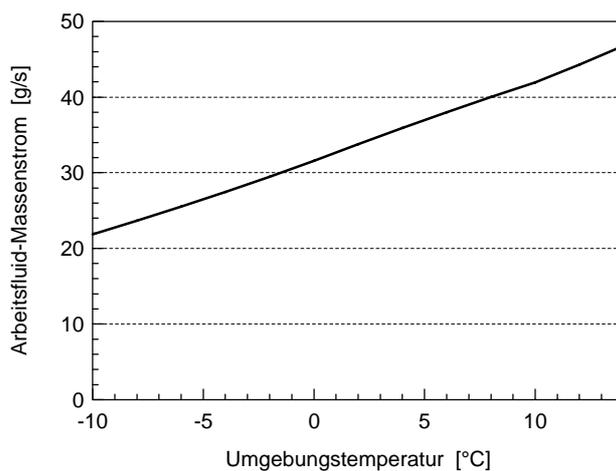


Abb. 5-8: Arbeitsfluid-Massenstrom in Funktion der Umgebungstemperatur

Damit ist die *erzeugte* Heizleistung ungefähr proportional zum geförderten *Arbeitsfluid-Massenstrom*.

### 5.2.3 Diskrepanz zwischen erforderlicher und erzeugter Heizleistung

Abb. 5-9 zeigt die Verläufe der *erzeugten* und der *erforderlichen* Heizleistung in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur.

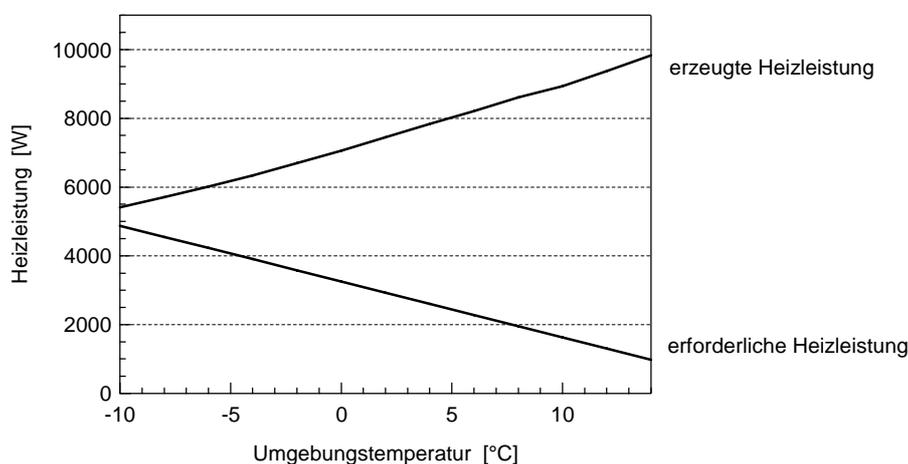


Abb. 5-9: Erzeugte und erforderliche Heizleistung in Funktion der Umgebungstemperatur

Die Diskrepanz der beiden Verläufe hat zur Folge, dass herkömmliche Luft/Wasser-Wärmepumpen im Taktbetrieb arbeiten, woraus sich schlechte Teillast-Wirkungsgrade, geringe Jahresarbeitszahlen und exergetische Jahreswirkungsgrade ergeben.

Zudem resultieren infolge dieser Diskrepanz mit steigender Aussentemperatur höhere *erzeugte* Heiztemperaturen als *erforderlich*, woraus zusätzliche Exergieverluste entstehen. Auch der Temperaturhub wird infolge der zu hohen erzeugten Heiztemperatur nachteilig beeinflusst – vgl. Gl. (102). Abb. 5-10 zeigt die kontinuierlich *erforderlichen* und die mit der in Anhang A7 spezifizierten Luft/Wasser-Wärmepumpe mit Ein/Aus-Regelung intermittierend *erzeugten* Heiztemperaturen in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur.

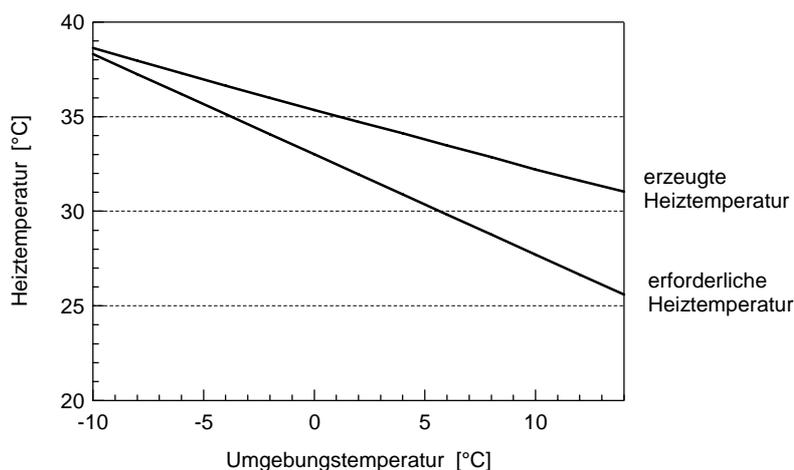


Abb. 5-10: Erzeugte und erforderliche Heiztemperatur der Luft/Wasser-Wärmepumpe mit Ein/Aus-Regelung

### 5.3 Resultierende Betriebscharakteristik

Als Folge der in Abb. 5-9 dargestellten *erzeugten* Heizleistung der Luft/Wasser-Wärmepumpe mit Ein/Aus-Regelung stellen sich mit steigender Umgebungstemperatur stets grösser werdende Temperaturgefälle in den Wärmeübertragern ein.

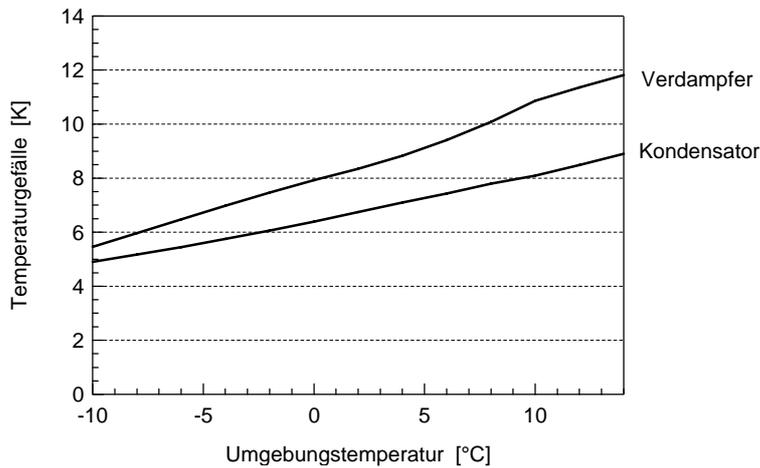


Abb. 5-11: Resultierende mittlere Temperaturgefälle in Verdampfer und Kondensator der Luft/Wasser-Wärmepumpe mit Ein/Aus-Regelung

Die zunehmenden Temperaturgefälle in Verdampfer und Kondensator bewirken eine Erhöhung des Temperaturhubs  $\Delta T_{\text{Hub}}$ . Das hat weitere nachteilige Einflüsse auf den Wärmepumpen-Prozess.

Der vom Kompressor erzeugte Temperaturhub, aus welchem sich das zu überwindende Druckverhältnis  $p_K / p_V$  ergibt, ist in Abb. 5-12 in Funktion der Umgebungstemperatur dargestellt.

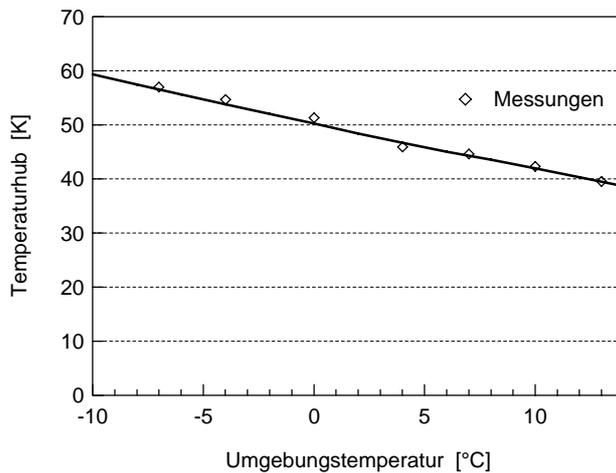


Abb. 5-12: Resultierender Temperaturhub der Luft/Wasser-Wärmepumpe mit Ein/Aus-Regelung

Die sich einstellenden Verdampfungs- und Kondensationstemperaturen in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur sind in Abb. 5-13 dargestellt. Zusätzlich zu den simulierten Temperaturen werden in Abb. 5-13 die an der Versuchs-Wärmepumpe gemessenen Kondensations- und Verdampfungstemperaturen dargestellt.

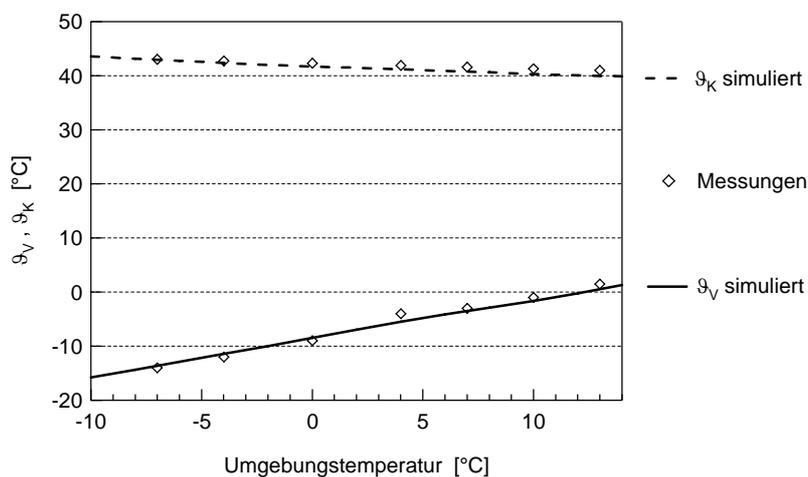


Abb. 5-13: Resultierende Verdampfungs- und Kondensationstemperatur der Luft/Wasser-Wärmepumpe mit Ein/Aus-Regelung

Die Differenz zwischen Kondensations- und Verdampfungstemperatur stellt den von der Wärmepumpe zu erzeugenden Temperaturhub dar (vgl. Abb. 5-12).



## 6 Exergie-Analyse für Luft/Wasser-Wärmepumpen mit Ein/Aus-Regelung – ohne Antriebsverluste

In den vorstehenden Kapiteln sind allgemeine Grundlagen zur exergetischen Bewertung erarbeitet und analytische Interpretationen bezüglich der Exergieverluste der verschiedenen Teilprozesse gemacht worden. Hier folgen nun die Darstellung und Diskussion von numerisch ermittelten Ergebnissen. Diese gelten für die in Anhang A7 spezifizierte Luft/Wasser-Wärmepumpe mit 5.4 kW Nominal-Heizleistung bei einer Umgebungstemperatur von  $-10^{\circ}\text{C}$ . Diese Wärmepumpe wurde zudem experimentell analysiert. Auf die zeitliche Entwicklung der Betriebscharakteristik bei Frostbildung und die Auswirkungen auf den exergetischen Wirkungsgrad wird nicht eingegangen. Wichtige Erkenntnisse können bereits so gewonnen werden.

### 6.1 Interpretation der Exergieverluste der Teilprozesse

Die Exergieverluste der Teilprozesse, welche in Kapitel 4 hergeleitet wurden, werden nachfolgend jeweils grafisch dargestellt und interpretiert. Die wichtigsten Erkenntnisse daraus werden in Abschnitt 6.4 zusammengefasst.

Die Exergieverluste im Kompressor und in der Drossel werden durch Strömungsdruckverluste im Arbeitsfluid verursacht. Dagegen entstehen die Exergieverluste bei der Wärmeübertragung in Verdampfer und Kondensator nicht im Arbeitsfluid, sondern aufgrund der für die Wärmeübertragung benötigten Temperaturgefälle  $\Delta T_V$  und  $\Delta T_K$ . Strömungsdruckverluste in Rohrleitungen und Armaturen sowie auf der Seite des Arbeitsfluids im Verdampfer und Kondensator sind nicht berücksichtigt. Auch die Antriebsverluste des Kompressors sowie die aufzuwendende Ventilatorleistung bei erzwungener Konvektion im Verdampfer werden in diesem Kapitel noch nicht berücksichtigt.

#### 6.1.1 Exergieverluststrom und Exergieverlust-Verhältnis

Den Entwicklungsingenieur interessieren einerseits die Beträge der einzelnen Exergieverlustströme und andererseits diese im Vergleich zueinander. Die *Beträge der Exergieverlustströme* in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur werden für die vier Teilprozesse der spezifizierten Luft/Wasser-Wärmepumpe aus Simulationen berechnet und in Diagrammen einzeln dargestellt. Zudem wird jeweils ein *Exergieverlust-Verhältnis* im selben Diagramm dargestellt, und zwar bezogen auf die *innere Kompressorleistung*  $P_i$ . Der Grund dafür ist, dass man so unmittelbar die subtraktive Auswirkung auf den exergetischen Wirkungsgrad verfolgen kann. Dieser lässt sich nämlich aus diesen Exergieverlust-Verhältnissen berechnen:

$$\eta_{\text{exa}} = 1 - \frac{\dot{E}_{\text{VKp}}}{P_i} - \frac{\dot{E}_{\text{VK}}}{P_i} - \frac{\dot{E}_{\text{VEx}}}{P_i} - \frac{\dot{E}_{\text{VV}}}{P_i} \quad (195)$$

#### 6.1.2 Exergieverlust im Kompressor

Die Berechnung Exergieverlustes im adiabaten Kompressor erfolgt mit Gl. (115):

$$\dot{E}_{\text{VKp}} \approx \dot{Q}_V \cdot \frac{\Delta T_{\text{Hub}}}{T_V + \Delta T_{\text{Hub}}} \cdot \left( \frac{1}{\eta_s} - 1 \right) \approx \dot{Q}_V \cdot \frac{1}{\varepsilon_{\text{revi}}} \cdot \left( \frac{1}{\eta_s} - 1 \right) \quad (115)$$

Er ist selbstverständlich proportional zum Wärmestrom  $\dot{Q}_V$ , welcher im Verdampfer von der Umgebung an das Arbeitsfluid übertragen wird. Dieser nimmt wie die *erzeugte* Heizleistung (vgl. Abb. 5-7 mit steigender Umgebungstemperatur zu. Weiter ist der Exergieverluststrom im Kompressor approximativ proportional zum Temperaturhub der Wärmepumpe.

Für den Temperaturhub gilt nach Gl. (102):

$$\Delta T_{\text{Hub}} = T_K - T_V = (T_H^* - T_U) + \Delta T_H + \Delta T_V + \Delta T_K = \Delta T_{\text{Hubideal}} + \Delta T_H + \Delta T_V + \Delta T_K \quad (102)$$

In Abb. 6-1 a) sind die Verläufe des Exergieverluststromes angegeben, und zwar für die in Anhang A1 spezifizierten Scroll- und Hubkolbenkompressoren. Mit steigender Umgebungstemperatur wird der Hubkolbenkompressor im Gegensatz zum Scrollkompressor zunehmend ungünstiger. Das hängt mit  $\eta_s$  und  $\lambda$  zusammen. Interessant ist der Vergleich des Exergieverlust-Verhältnisses in Abb. 6-1 b): Jenes des Hubkolbenkompressors sinkt leicht mit steigender Umgebungstemperatur von 0.28 auf 0.27, beim Scrollkompressor ist es bei niedrigen Lufttemperaturen höher, fällt aber von 0.38 auf 0.21 ab.

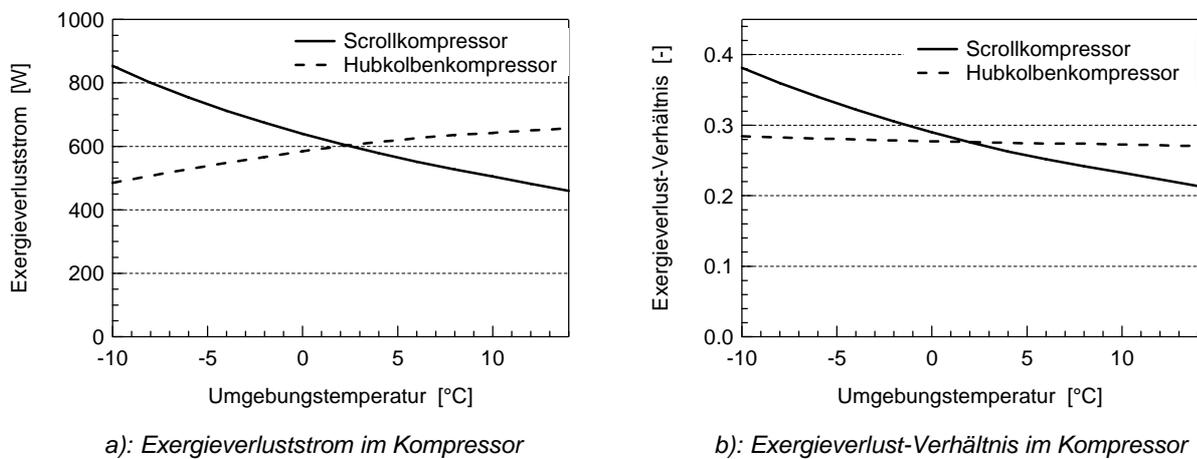


Abb. 6-1: Exergieverluststrom und Exergieverlust-Verhältnis im Kompressor mit Scroll- und Hubkolbenkompressor der Luft/Wasser-Wärmepumpe mit Ein/Aus-Regelung

Genauere Angaben zu den verwendeten Kompressortypen und deren Charakteristiken sind im Anhang A1 aufgeführt.

### 6.1.3 Exergieverlust im Expansionsventil

Der Exergieverlust im Expansionsventil wird mit Gl. (128) erfasst:

$$\dot{E}_{\text{VEx}} \approx \dot{m}_f \cdot c_{\text{pl}} \cdot \frac{1}{2} \cdot \left( \frac{\Delta T_{\text{Hub}}^2}{T_V + \Delta T_{\text{Hub}}} \right) \approx \dot{m}_f \cdot c_{\text{pl}} \cdot \frac{\Delta T_{\text{Hub}}}{2 \cdot \varepsilon_{\text{revi}}} \quad (128)$$

Er ist ungefähr proportional zum Temperaturhub. Die exaktere Gleichung (Gl. (125)) zeigt, dass durch eine Vergrößerung der Kondensatunterkühlung  $\Delta T_{\text{Uk}}$  die Exergieverluste im Expansionsventil reduziert werden können:

$$e_{\text{VEx}} = T_U \cdot c_{\text{pl}} \cdot \left[ \ln \left( \frac{T_V}{T_V + \Delta T_{\text{Hub}} - \Delta T_{\text{Uk}}} \right) + \frac{\Delta T_{\text{Hub}} - \Delta T_{\text{Uk}}}{T_V} \right] \quad (125)$$

Auch bei der Drosselung erhöhen die Temperaturgefälle für die Wärmeübertragung  $\Delta T_V$ ,  $\Delta T_K$  und  $\Delta T_H$  den Temperaturhub (vgl. Gl. (102)) und somit auch den Exergieverlust. Abb. 6-2 zeigt die Verläufe des Exergieverluststromes und des Exergieverlust-Verhältnisses im Expansionsventil.

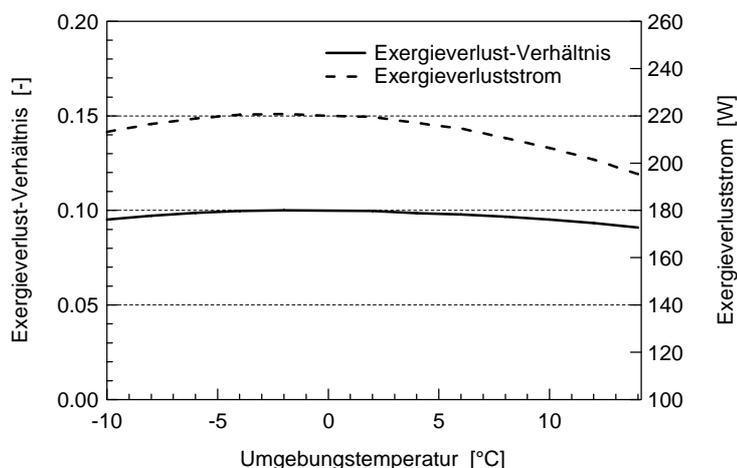


Abb. 6-2: Exergieverluststrom und Exergieverlust-Verhältnis im Expansionsventil der Luft/Wasser-Wärmepumpe mit Ein/Aus-Regelung

Der Exergieverluststrom steigt von  $-15^{\circ}\text{C}$  bis  $0^{\circ}\text{C}$  leicht an und fällt danach bis  $15^{\circ}\text{C}$  schneller ab. Das erklärt sich aus dem Zusammenwirken von fallendem Temperaturhub (vgl. Abb. 5-12) und steigendem Arbeitsfluid-Massenstrom bei Zunahme der Aussenlufttemperatur (vgl. Abb. 5-8).

Das Exergieverlust-Verhältnis ist hier und im folgenden auf den Scrollkompressor bezogen. Über den ganzen Temperaturbereich ist es nahezu konstant und mit rund 10% von gewisser Relevanz.

#### 6.1.4 Exergieverlust im Verdampfer

Zwei Exergieverlust-Anteile im Verdampfer werden in Kapitel 4 dargestellt und anhand eines numerischen Beispiels wird aufgezeigt, dass jener der Dampfüberhitzung klein ist. Es genügt bei weitem, den Exergieverlust im Verdampfer mit der Gl. (77) zu analysieren:

$$\dot{E}_{\text{VV}} = \dot{Q}_{\text{V}} \cdot T_{\text{U}} \cdot \frac{\Delta T_{\text{V}}}{\bar{T}_{\text{V}} \cdot (\bar{T}_{\text{V}} + \Delta T_{\text{V}})} \approx \dot{Q}_{\text{V}} \cdot T_{\text{U}} \cdot \frac{\Delta T_{\text{V}}}{\bar{T}_{\text{V}}^2} \approx \dot{Q}_{\text{V}} \cdot \frac{\Delta T_{\text{V}}}{T_{\text{U}}} \quad (77)$$

Das Ergebnis ist klar, der Exergieverlust im Verdampfer ist proportional zum Wärmestrom  $\dot{Q}_{\text{V}}$  sowie genähert proportional zum Temperaturgefälle  $\Delta T_{\text{V}}$  für die Wärmeübertragung.

Der Verlauf des Exergieverluststromes und des Exergieverlust-Verhältnisses ist in Abb. 6-3 dargestellt. Beide nehmen mit steigender Umgebungstemperatur recht progressiv zu. Während die *inneren Exergieverluste* (Kompressor und Expansionsventil) mit zunehmender Aussentemperatur deutlich abfallen, nimmt der Exergieverlust durch die Wärmeübertragung im Verdampfer stark zu. Die Konsequenz daraus wird in Abschnitt 6.3 behandelt. Die Ursache dieses Verhaltens ist wiederum die ungünstige Charakteristik des drehzahlkonstanten Kompressors mit Ein/Aus-Regelung der Wärmepumpe (vgl. Abschnitt 5.2). Da der Exergieverlust der Dampfüberhitzung sehr klein ist, wird er nicht separat aufgezeigt.

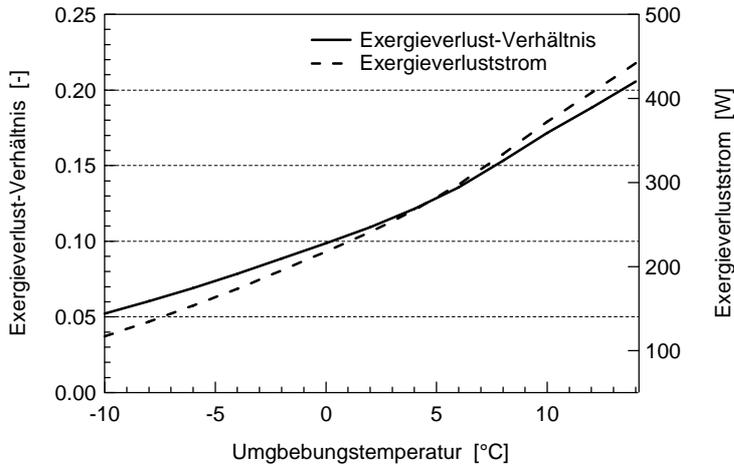


Abb. 6-3: Exergieverluststrom und Exergieverlust-Verhältnis im Verdampfer der Luft/Wasser-Wärmepumpe mit Ein/Aus-Regelung

### 6.1.5 Exergieverlust im Kondensator

Für die Diskussion des Exergieverlustes im Kondensator genügt auch hier die einfache Gl. (67), also ohne Unterteilung in Dampfsättigung, Kondensation und Kondensatunterkühlung:

$$\dot{E}_{\text{VK}} = \dot{Q}_H \cdot T_U \cdot \frac{\Delta T_K}{T_H \cdot \bar{T}_K} = \dot{Q}_H \cdot T_U \cdot \frac{\Delta T_K}{T_H \cdot (T_H + \Delta T_K)} \approx \dot{Q}_H \cdot T_U \cdot \frac{\Delta T_K}{T_H^2} \quad (67)$$

$\dot{E}_{\text{VK}}$  ist proportional zur *erzeugten* Heizleistung  $\dot{Q}_H$  (inklusive Dampfsättigung und Kondensatunterkühlung) sowie proportional zum Temperaturgefälle  $\Delta T_K$  für die Wärmeübertragung. Weiter ist er genähert umgekehrt proportional zum Quadrat der *erzeugten* Heiztemperatur  $T_H$ . Dabei wird  $\Delta T_K$  mit Gl. (155) berechnet. Die Verläufe des Exergieverluststromes und des Exergieverlust-Verhältnisses im Kondensator sind in Abb. 6-4 wiederum in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur dargestellt. Beide verlaufen analog zu jenen im Verdampfer (vgl. Abb. 6-3), sind jedoch kleiner, dies wegen kleinerer Temperaturgefälle  $\Delta T_K$  (vgl. Abb. 5-11).

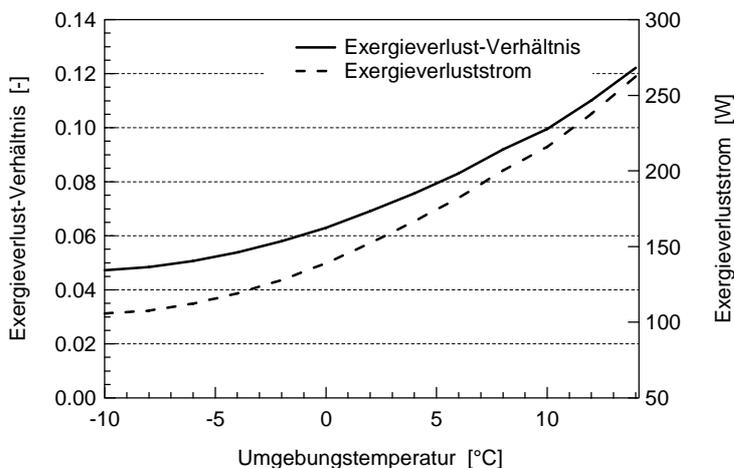


Abb. 6-4: Exergieverluststrom und Exergieverlust-Verhältnis im Kondensator der Luft/Wasser-Wärmepumpe mit Ein/Aus-Regelung

### 6.1.6 Exergieverlust im Heizwärme-Verteilssystem

Der mit Ein/Aus-geregelten Wärmepumpen durch instationäre Verläufe von *erzeugter* und *erforderlicher* Heiztemperatur,  $T_H$  und  $T_H^*$  verursachte Exergieverlust ist in Abschnitt 3.3.1 modelliert. Als gemittelter Exergieverluststrom während des Wärmepumpenbetriebs ( $t_1 - t_0$ ) wird er als  $\dot{E}_{VHS}$  mit Gl. (95) und bezüglich der kontinuierlich erforderlichen Heizleistung als  $\dot{E}_{VHS}^*$  mit Gl. (94) berechnet. In Abb. 6-5 sind die Exergieverlustströme  $\dot{E}_{VHS}^*$  und  $\dot{E}_{VHS}$  sowie das Exergieverlust-Verhältnis  $\dot{E}_{VHS}/P_i$  in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur dargestellt.

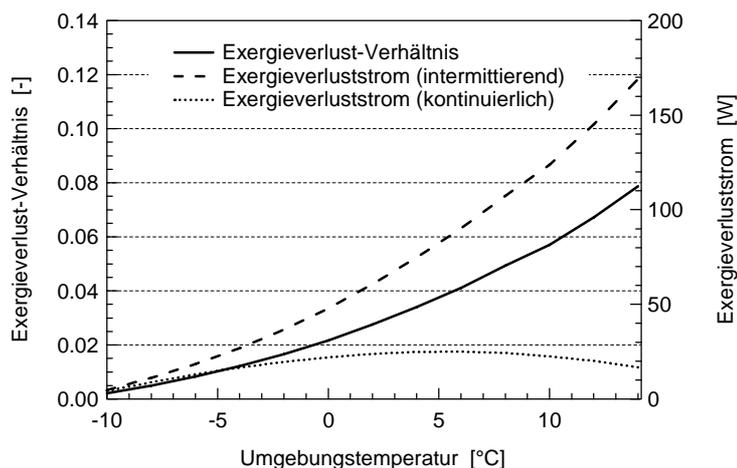


Abb. 6-5: Exergieverluststrom und Exergieverlust-Verhältnis im Heizwärme-Verteilssystem der Luft/Wasser-Wärmepumpe mit Ein/Aus-Regelung (Wärmepumpen-Spezifikationen gemäss Anhang 7)

Der kontinuierlich entstehende Exergieverluststrom  $\dot{E}_{VHS}^*$  steigt von rund 5 W bei  $-10^\circ\text{C}$  auf 25 W bei  $5^\circ\text{C}$  an und fällt anschliessend wieder auf rund 16 W ab. Das Exergieverlust-Verhältnis steigt jedoch mit zunehmender Aussentemperatur recht progressiv an: Von nahezu null im Auslegungspunkt auf rund 8% bei  $15^\circ\text{C}$ . Die Auswirkung auf den *äusseren exergetischen Wirkungsgrad* der Wärmepumpe bezüglich der erforderlichen Heiztemperatur ist damit auch aufgezeigt (vgl. Abschnitt 6.3).

### 6.1.7 Exergieverlust im Heizwärme-Abgabesystem

Der kontinuierlich entstehende Exergieverlust im Heizwärme-Abgabesystem (Wärmeübertragung an den Raum)  $\dot{E}_{VR}^*$  wird mit Gl. (98) und der intermittierend entstehende  $\dot{E}_{VR}$  bezüglich des Wärmepumpenbetriebs ( $t_1 - t_0$ ) mit Gl. (99) berechnet. In Abb. 6-6 sind die Verläufe dieser Exergieverluste sowie das Exergieverlust-Verhältnis  $\dot{E}_{VR} / P_i$  in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur dargestellt.

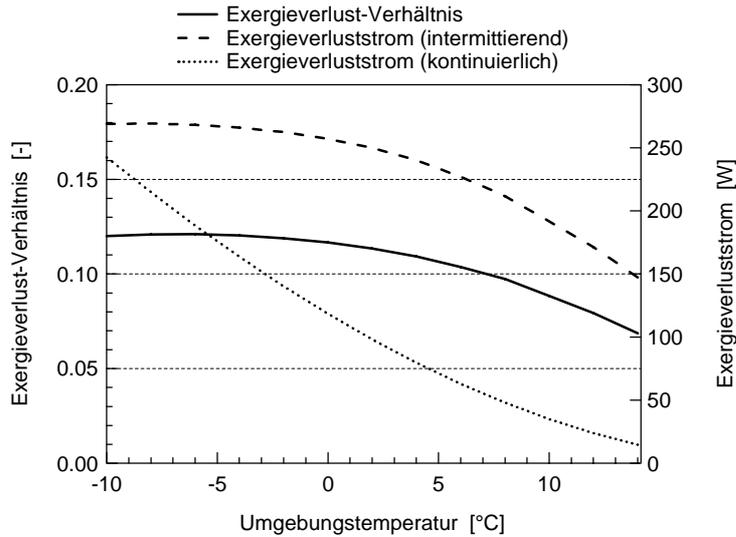


Abb. 6-6: Exergieverluststrom und Exergieverlust-Verhältnis im Heizwärme-Abgabesystem der Luft/Wasser-Wärmepumpe mit Ein/Aus-Regelung

Der kontinuierliche Exergieverluststrom im Heizwärme-Abgabesystem nimmt mit steigender Aussentemperatur von rund 240 W bei  $-10^{\circ}\text{C}$  auf 20 W bei  $14^{\circ}\text{C}$  ab. Ursache dafür sind die mit steigender Umgebungstemperatur abnehmende *erforderliche* Heiztemperatur  $T_H^*$  (vgl. Abb. 5-10) sowie der abnehmende *erforderliche* Wärmestrom  $\dot{Q}_H^*$  (vgl. Abb. 5-9). Das Exergieverlust-Verhältnis nimmt mit zunehmender Aussentemperatur von rund 12% bei  $-10^{\circ}\text{C}$  auf 7% bei  $14^{\circ}\text{C}$  ab.

### 6.1.8 Vergleich der Exergieverlust-Verhältnisse der Teilprozesse

In Abb. 6-7 werden die Verläufe der *Exergieverlust-Verhältnisse* verglichen. Sie sind auf die *innere Kompressorleistung*  $P_i$  der Wärmepumpe mit Scrollkompressor bezogen (gemäss Spezifikation in Anhang A7).

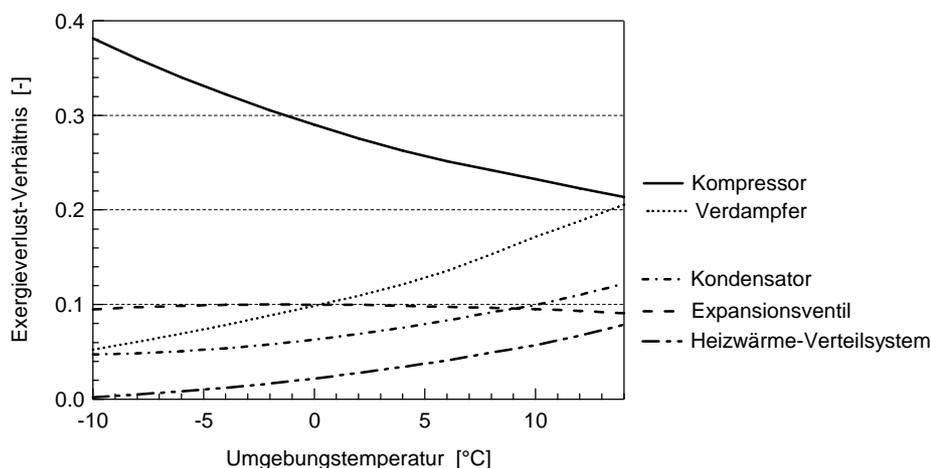


Abb. 6-7: Zusammenstellung der Exergieverlust-Verhältnisse der Luft/Wasser-Wärmepumpe mit Ein/Aus-Regelung

Das Exergieverlust-Verhältnis des Kompressors überwiegt stark. Bei Aussentemperaturen unter 0°C beträgt es das Vier- bis Achtfache der drei anderen Teilprozesse. Das Exergieverlust-Verhältnis beträgt 38% bei -10°C und nimmt dann bis 15°C auf 22% ab, überragt die anderen Verluste dann aber immer noch. Hier liegt für Hersteller von Wärmepumpen und Hersteller von Kompressoren in Zusammenarbeit noch ein bedeutendes Verbesserungspotenzial brach.

Die Exergieverlust-Verhältnisse der Wärmeübertragung in Verdampfer und Kondensator betragen bei -10°C nur 5%. Diese könnten wohl mit mehr Wärmeübertragerfläche und zusätzlich im Verdampfer mit elektronisch geregelten Expansionsventilen nochmals halbiert werden. Jedoch bedeutend einschneidender ist die Zunahme des Exergieverlust-Verhältnisses: bei 14°C im Kondensator auf 13% und im Verdampfer, noch ohne Frostbildung, sogar auf 20%. Auf diese Situation wird im 7. Kapitel separat eingegangen.

Schliesslich bleibt das Exergieverlust-Verhältnis des Expansionsventils: es verläuft durchwegs bei 10% und ist somit im Vergleich hoch. Für Wärmepumpen, die für niedrigen Temperaturhub ausgelegt sind, müssen der Exergieverluststrom und Exergieverlust-Verhältnis günstiger werden, denn es ist  $\dot{E}_{\text{VEx}} \sim \Delta T_{\text{Hub}}$ .

Auch das Exergieverlust-Verhältnis im Heizwärme-Verteilssystem nimmt mit steigender Aussentemperatur quasi progressiv zu: von 0% bei -10°C auf 8% bei 14°C.

## 6.2 Innerer exergetischer Wirkungsgrad

Der *innere exergetische Wirkungsgrad* ist in Abschnitt 3.2 definiert. Mit ihm wird die thermische Effizienz des Wärmepumpenkreislaufs beurteilt. Dieser umfasst den totalen Temperaturhub, schliesst also die Temperaturgefälle in Verdampfer und Kondensator mit ein, nicht aber deren Exergieverluste. Somit wird der *innere exergetische Wirkungsgrad* nur noch durch die Exergieverluste im Expansionsventil und im Kompressor, gemäss dem totalen Temperaturhub entsprechenden Druckverhältnis, beeinflusst. Druckverluste in Rohrleitungen und Armaturen sind hier nicht berücksichtigt worden. Der elektrische und mechanische Wirkungsgrad des Kompressors sowie die Ventilatorleistung werden in diesem Abschnitt noch nicht berücksichtigt. Somit gilt aus Gl. (50):

$$\eta_{\text{exi}} = 1 - \frac{\dot{E}_{\text{VKp}} + \dot{E}_{\text{VEx}}}{P_i} \quad (50)$$

In Abb. 6-8 wird der innere exergetische Wirkungsgrad der (in Anhang A7 spezifizierten) Luft/Wasser-Wärmepumpe im Betrieb mit Scroll- und Hubkolbenkompressor gegenübergestellt. Die Verläufe zeigen, dass mit steigender Umgebungstemperatur der innere exergetische Wirkungsgrad etwas ansteigt. Der Grund ist die Abnahme des Temperaturhubs (vgl. Abb. 5-12). Mit Scrollkompressor steigt er von 52% bei -10°C auf 70% bei 14°C an, mit Hubkolbenkompressor von 60% auf 64%.

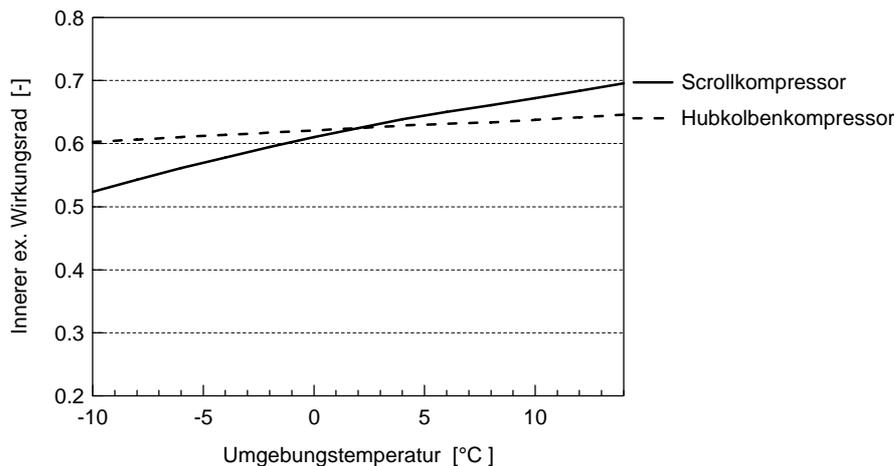


Abb. 6-8: Innerer exergetischer Wirkungsgrad der Luft/Wasser-Wärmepumpe mit Ein/Aus-Regelung mit Scroll- und Hubkolbenkompressor

### 6.3 Äusserer exergetischer Wirkungsgrad und Leistungszahl

In Abschnitt 3.1 sind drei *äussere exergetische Wirkungsgrade* für Wärmepumpen mit Ein/Aus-Regelung definiert. Diese berücksichtigen zusätzlich zum *inneren exergetischen Wirkungsgrad* die durch die Wärmeübertragungen hervorgerufenen Exergieverluste.

Der mechanische und elektrische Wirkungsgrad des Kompressors, die Ventilatorleistung und auch die Druckverluste in den Apparaturen und Rohrleitungen werden in diesem Abschnitt noch nicht mit einbezogen. Für den *äusseren exergetischen Wirkungsgrad der Wärmepumpe der erzeugten Heiztemperatur* wurde hergeleitet:

$$\eta_{\text{exa}} = 1 - \frac{\dot{E}_{\text{VKp}} + \dot{E}_{\text{VEx}} + \dot{E}_{\text{VV}} + \dot{E}_{\text{VK}}}{P_i} \quad (51)$$

Abb. 6-3 und Abb. 6-4 zeigen, dass die Exergieverluste in Verdampfer und Kondensator mit steigender Umgebungstemperatur quasi progressiv zunehmen. Wie aus Abb. 6-9 ersichtlich, resultiert ein mit steigender Umgebungstemperatur sinkender Verlauf des *äusseren exergetischen Wirkungsgrades der erzeugten Heiztemperatur*. Der Unterschied zwischen Scroll- und Hubkolbenkompressor schwindet bereits.

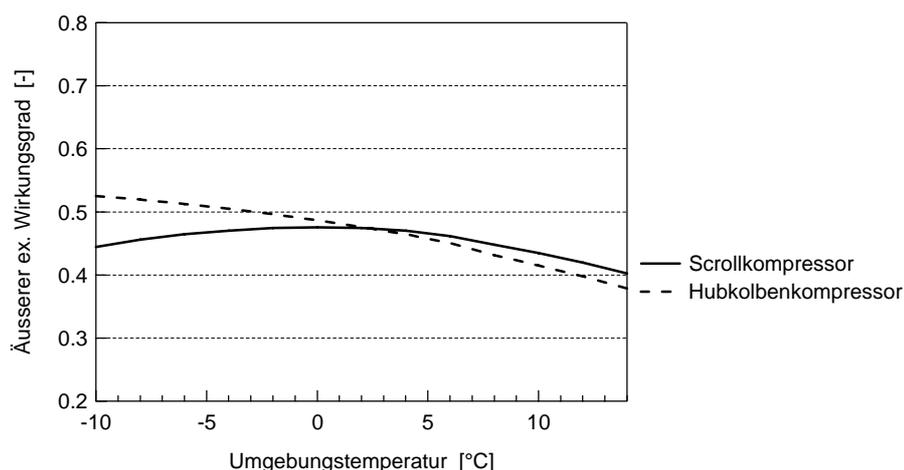


Abb. 6-9: Äusserer exergetischer Wirkungsgrad der erzeugten Heiztemperatur der Luft/Wasser-Wärmepumpe mit Ein/Aus-Regelung mit Scroll- und Hubkolbenkompressor

Als nächstes wird der mit zunehmender Aussentemperatur ansteigende Exergieverlust im Heizwärme-Verteilssystem dazu gerechnet. Dazu wurde der *äussere exergetische Wirkungsgrad der erforderlichen Heiztemperatur* definiert. Berechnet wird er mit:

$$\eta_{\text{exa}}^* = \frac{1}{1 + \frac{\dot{E}_{\text{VKp}} + \dot{E}_{\text{VEx}} + \dot{E}_{\text{VV}} + \dot{E}_{\text{VK}} + \upsilon \cdot \dot{E}_{\text{VHS}}}{\dot{E}_{\text{QH}}}} = 1 - \frac{\dot{E}_{\text{VKp}} + \dot{E}_{\text{VEx}} + \dot{E}_{\text{VV}} + \dot{E}_{\text{VK}} + \upsilon \cdot \dot{E}_{\text{VHS}}}{P_i} \quad (96)$$

Abb. 6-10 zeigt die Verläufe dazu in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur, wiederum für Scroll- und Hubkolbenkompressor.

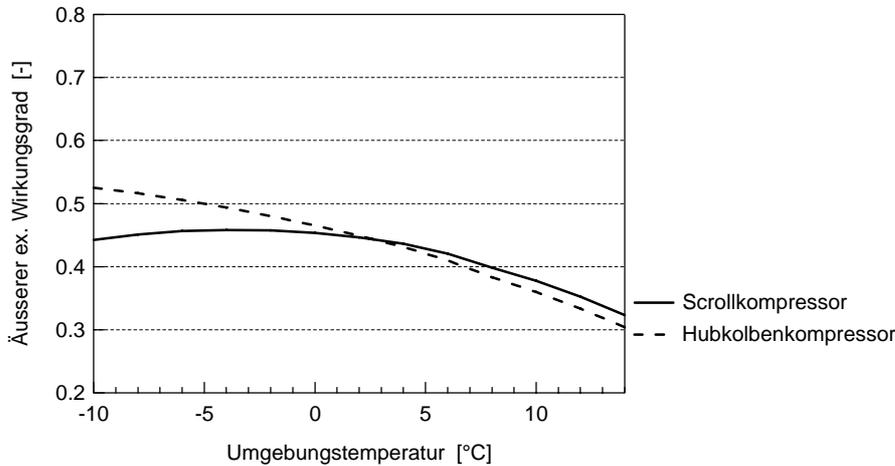


Abb. 6-10: Äusserer exergetischer Wirkungsgrad der erforderlichen Heiztemperatur der Luft/Wasser-Wärmepumpe mit Ein/Aus-Regelung mit Scroll- und Hubkolbenkompressor

Der äussere exergetische Wirkungsgrad der erforderlichen Heiztemperatur fällt mit zunehmender Aussentemperatur noch stärker als der äussere exergetische Wirkungsgrad der erzeugten Heiztemperatur.

Welcher Kompressor für den Einsatz in der (in Anhang A7) spezifizierten Luft/Wasser-Wärmepumpe mit Ein/Aus-Regelung besser geeignet ist, kann erst durch die Jahresmittelwerte, also mit der *Jahresarbeitszahl* und dem *exergetischen Jahreswirkungsgrad* beurteilt werden.

In Abb. 6-11 sind die Verläufe der *Leistungszahlen* der Luft/Wasser-Wärmepumpe mit Scroll- und Hubkolbenkompressoren in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur dargestellt, dies ohne Berücksichtigung der Antriebsverluste des Kompressor sowie ohne Berücksichtigung des Ventilators, d.h. mit:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_H}{P_i} \quad (196)$$

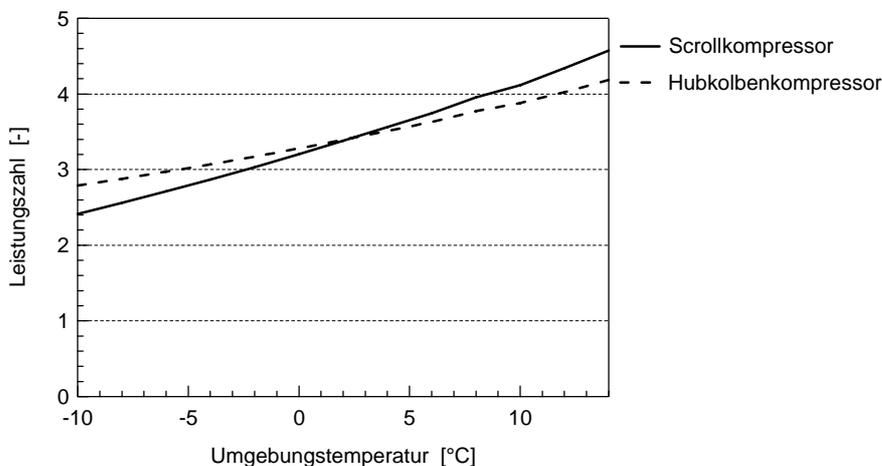


Abb. 6-11: Leistungszahl der Luft/Wasser-Wärmepumpe mit Ein/Aus-Regelung mit Scroll- und Hubkolbenkompressor

Die *Leistungszahl* mit Scrollkompressor liegt bei tiefen Aussentemperaturen unterhalb derjenigen mit Hubkolbenkompressor, wird aber mit steigender Aussentemperatur gegenüber dem Hubkolbenkompressor zunehmend besser.

Die berechneten Jahresarbeitszahlen der (in Anhang A7 spezifizierten) Luft/Wasser-Wärmepumpe mit Ein/Aus-Regelung für Scroll- und Hubkolbenkompressor zeigt Tab. 6-1, wiederum ohne Antriebsverluste des Kompressors und ohne Ventilator und auch ohne Einfluss der Frostbildung und der damit notwendigen periodischen Abtauungen. Die Berechnung der Jahresarbeitszahl sowie des exergetischen Jahreswirkungsgrades, nach der Methode von v. Böck [6], erfolgte mittels der in Abb. 1-3 dargestellten Summenhäufigkeit der Umgebungstemperaturen sowie mit dem Wärmepumpen-Betriebsverhältnis gemäss Gl. (17). Der Scrollkompressor zeigt hier leicht bessere Werte. Bei eher warmen klimatischen Verhältnissen ist er für Luft/Wasser-Wärmepumpen überlegen.

Kompressortyp	Scrollkompressor	Hubkolbenkompressor
Jahresarbeitszahl [-]	3.49	3.45

Tab. 6-1: Jahresarbeitszahl der Luft/Wasser-Wärmepumpe mit Ein/Aus-Regelung mit Scroll- und Hubkolbenkompressor ohne Antriebsverluste und Ventilatorleistung

#### 6.4 Erkenntnisse

Die wichtigsten Erkenntnisse aus den Abschnitten 6.1 bis 6.3 sind nachfolgend kurz zusammengefasst.

- Die Exergieverluste aller vier Teilprozesse der Luft/Wasser-Wärmepumpe mit Ein/Aus-Regelung werden infolge der für die Wärmeübertragungen benötigten Temperaturgefälle  $\Delta T_V$  und  $\Delta T_K$  sowie durch die Diskrepanz zwischen *erzeugter* und *erforderlicher* Heiztemperatur  $\Delta T_H$  nachteilig beeinflusst.
- Direkten Einfluss haben die Temperaturgefälle  $\Delta T_V$  und  $\Delta T_K$  auf die Exergieverluste in Verdampfer und Kondensator. Indirekt wirken sie sich aber auch auf das Expansionsventil und den Kompressor aus.
- Die mit steigender Umgebungstemperatur zunehmenden Temperaturgefälle  $\Delta T_V$  und  $\Delta T_K$  in Verdampfer und Kondensator, aber auch  $\Delta T_H$  im Heizwärme-Verteilsystem entstehen durch die Diskrepanz zwischen *erzeugter* und *erforderlicher* Heizleistung.
- Die ungünstige Betriebscharakteristik von Ein/Aus-geregelten Luft/Wasser-Wärmepumpen (die mit einem Kompressor mit konstanter Drehzahl angetrieben werden) ist die Ursache für die mit steigender Umgebungstemperatur zunehmende *erzeugte* Heizleistung sowie die zu hohe *erzeugte* Heiztemperatur.
- Durch die *Reduktion der Temperaturgefälle* in Verdampfer und Kondensator sowie durch die Anpassung der *erzeugten* an die *erforderliche* Heiztemperatur kann der Luft/Wasser-Wärmepumpen-Prozess in seiner Effizienz deutlich verbessert werden.
- Durch die Reduktion der erforderlichen Vorlauftemperatur können das Temperaturgefälle  $\Delta T_R$ , die *erforderliche* Heiztemperatur, der Temperaturhub und so die Exergieverluste im Kompressor, im Expansionsventil und im Heizwärme-Abgabesystem reduziert werden. Dadurch können der *innere exergetische Wirkungsgrad* sowie der *äussere exergetische Wirkungsgrad des Heizsystems* gesteigert werden.
- Lohnend wäre auch eine Weiterentwicklung der Kompressoren, da das Exergieverlust-Verhältnis im Kompressor gross ist.



## 7 Die Luft/Wasser-Wärmepumpe mit kontinuierlicher Leistungsregelung

In den vorstehenden Kapiteln wird öfters darauf hingewiesen, dass die Effizienz der Wärmepumpe durch *kontinuierliche Leistungsregelung* markant gesteigert werden kann: die Drehzahl des Kompressors wird vorwiegend mit der Aussentemperatur korrelieren. Die Veränderungen des Heizbedarfs und des Zustandes der Aussenluft erfolgen (meist) langsam, so dass, zumindest der Wärmepumpen-Prozess als quasi stationär bilanziert werden kann. Bei Eis- und Frostbildung an den Lamellen des Verdampfers verlaufen die Prozessänderungen rascher, aber immer noch genügt es, das Verhalten als stationär zu analysieren. Wohl werden Korrekturen für die Abtauzeit und Abtauenergie erforderlich.

### 7.1 Erzeugte Heizleistung kontinuierlich anpassen

Im 6. Kapitel wurde aufgezeigt, dass eine Verbesserung des exergetischen Wirkungsgrades durch die Reduktion der Temperaturgefälle der Wärmeübertragung in Verdampfer und Kondensator sowie durch die Vermeidung der Diskrepanz zwischen erforderlicher und erzeugter Heiztemperatur erreicht wird. Ursache für die zunehmend grossen Temperaturgefälle ist die ungünstige Betriebscharakteristik, die sich mit drehzahlkonstanten Kompressoren ergibt. Daraus resultiert mit steigender Umgebungstemperatur die Diskrepanz zwischen *erforderlicher* und *erzeugter Heizleistung* und *Heiztemperatur*.

Ziel ist es, diese Diskrepanz zwischen *erforderlicher* und *erzeugter* Heizleistung und Heiztemperatur zu vermeiden und dadurch die Temperaturgefälle der Wärmeübertragung in Verdampfer und Kondensator wirksam zu reduzieren. Die Luft/Wasser-Wärmepumpe soll nicht weiter im Ein/Aus-Taktbetrieb, sondern kontinuierlich arbeiten, so dass

$$\dot{Q}_H(T_U) \approx \dot{Q}_H^*(T_U) \quad (197)$$

Die obige Gleichung muss ergänzt werden, wenn periodische Abtauungen bei Eis- und Frostbildung erforderlich sind, um den Energieaufwand bei Betriebsunterbruch zu kompensieren.

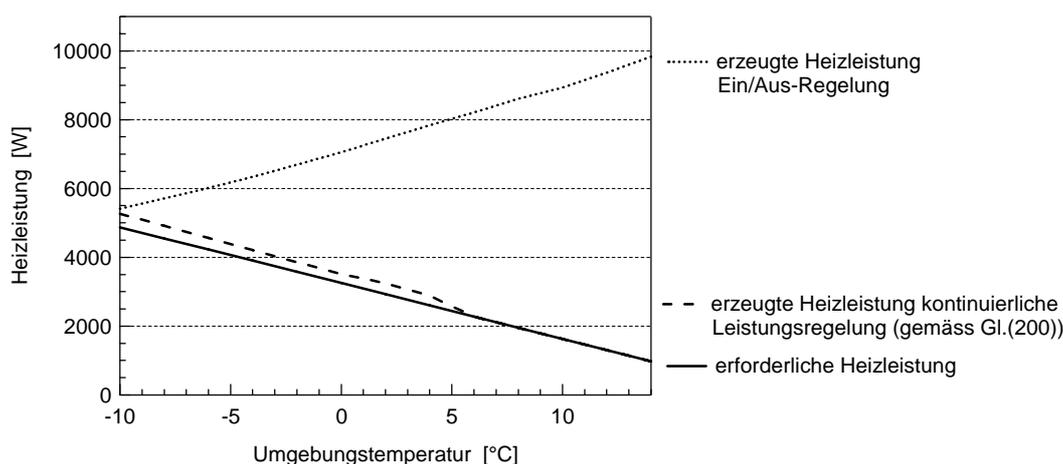


Abb. 7-1: Erforderliche Heizleistung und zwei verschiedene erzeugte Heizleistungen in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur (erzeugte Heizleistung der leistungsgeregelten L/W-WP gemäß Gl (200))

Abb. 7-1 zeigt drei Verläufe der Heizleistung abhängig von der Aussentemperatur: Die *erzeugte* Heizleistung der Luft/Wasser-Wärmepumpe mit Ein/Aus-Regelung und der kontinuierlich leistungsgeregelten Luft/Wasser-Wärmepumpe sowie die vom Gebäude *erforderliche* Heizleistung.

Für die Anpassung der *erzeugten* Heizleistung an die *erforderliche* Heizleistung soll der Kompressor mit einer Leistungsregelung ausgestattet werden (z. B. kann seine Drehzahl über einen Frequenz-

umformer eingestellt werden). Eine gute Variante kann, wie in der Kältetechnik üblich, die Installation mehrerer Kompressoren sein, die durch Zu- und Abschalten dem Heizbetrieb angepasst werden.

## 7.2 Betriebscharakteristik mit kontinuierlicher Leistungsregelung

Damit die Luft/Wasser-Wärmepumpe mit *kontinuierlicher Leistungsregelung* exergetisch bewertet werden kann, wird analog zur Ein/Aus-geregelten Luft/Wasser-Wärmepumpe wiederum die sich einstellende Betriebscharakteristik benötigt. Die relevanten physikalischen Prozessgrößen müssen wiederum in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur iterativ gefunden werden. Diese sind:

$$T_V(T_U); T_K(T_U); T_H(T_U); \Delta T_V(T_U); \Delta T_K(T_U); \Delta T_H(T_U)$$

$$\dot{m}_f = \dot{m}_f(T_U)$$

$$\dot{Q}_V = \dot{Q}_V(T_U); \quad \dot{Q}_K = \dot{Q}_H = \dot{Q}_H(T_U); \quad P_i = P_i(T_U)$$

Zur Ermittlung dieser relevanten Daten werden folgende Prozessgleichungen verwendet.

### 7.2.1 Erforderliche und erzeugte Heizleistung

Bekannt sei wiederum der Verlauf der vom Gebäude kontinuierlich erforderlichen Heizleistung

$$\dot{Q}_H^* = \dot{Q}_H^*(T_U) \quad (198)$$

für eine vorgegebene mittlere Raumtemperatur  $T_R$ . Dieser Heizleistung zugeordnet ist die mittlere *erforderliche* Heiztemperatur  $T_H^*$ , die massgeblich durch die Heizfläche im Gebäude (durch das Heizwärme-Abgabesystem) mitbestimmt wird. Zur Erreichung dieser *erforderlichen* Heiztemperatur muss der Zusammenhang zwischen *erforderlicher* Vorlauf- und -Rücklauftemperatur des Heizwassers sowie Heizwassermassenstrom erfüllt sein:

$$\dot{Q}_H^*(T_U) = \dot{m}_{HW} \cdot c_{pHW} \cdot (T_{VL}^*(T_U) - T_{RL}^*(T_U)) \quad (199)$$

Üblicherweise wird  $T_{RL}$  abhängig von  $T_U$  über die Einstellung der Heizkurve geregelt. Die *erzeugte* Vorlauftemperatur  $T_{VL}$  stellt sich entsprechend ein.

Bei Frostbildung im Lamellenluftkühler muss wegen der (periodisch erforderlichen) Abtauung die (momentane) *erzeugte* Heizleistung um einen *Kompensationsfaktor*  $C$  vergrößert werden.

$$\dot{Q}_H(T_U) = C \cdot \dot{Q}_H^*(T_U) \quad (200)$$

Der Kompensationsfaktor  $C$  richtet sich nach der ausgeschiedenen Frostmenge und diese sich wiederum nach dem Zustand der Aussenluft sowie der Auslegung des Lamellenluftkühlers und dessen Ventilator (vgl. dazu LOREF [5]). Als Richtwert dient:

$$\vartheta_U < 0^\circ\text{C} \quad \Rightarrow \quad C \approx 1.08 \quad (201)$$

$$0^\circ\text{C} < \vartheta_U < 5^\circ\text{C} \quad \Rightarrow \quad C \approx 1.11 \quad (202)$$

$$\vartheta_U > 5^\circ\text{C} \quad \Rightarrow \quad C \approx 1 \quad (203)$$

Bei Umgebungstemperaturen oberhalb von rund  $5^\circ\text{C}$  entsteht bei kontinuierlich leistungsgeregelten Luft/Wasser-Wärmepumpen kaum mehr Verfestung und darunter weniger als bei Luft/Wasser-Wärmepumpen mit Ein/Aus-Regelung. Mit dem Faktor  $C$  berechnet sich die *erzeugte* Heizwasser-Vorlauftemperatur  $T_{VL}$  infolge der Kompensation der Abtauung mit:

$$T_{VL}(T_U) = T_{RL}(T_U) + \Delta T_{HW}(T_U) = T_{RL}(T_U) + C \cdot (T_{VL}^*(T_U) - T_{RL}^*(T_U)) \quad (204)$$

Die während der Betriebszeit der Wärmepumpe *erzeugte* Vorlauftemperatur  $T_{VL}$  ist also leicht höher als die vom Heizsystem (kontinuierlich) *erforderliche* Heiztemperatur  $T_{VL}^*$ . Die *erzeugte* Heiztemperatur  $T_H$  entspricht jedoch nahezu der *erforderlichen*. Dies bedeutet bereits eine markante Verbesserung gegenüber der Luft/Wasser-Wärmepumpe mit Ein/Aus-Regelung, da die Exergieverluste im Heizwärme-Verteilssystem infolge zu hoher *erzeugter* Heiztemperaturen nahezu wegfallen.

### 7.2.2 Arbeitsfluid-Massenstrom

Der Arbeitsfluid-Massenstrom  $\dot{m}_f$  wird kontinuierlich über die Drehzahl des Kompressors so geregelt, wie es die Heizleistung erfordert. Der Arbeitsfluid-Massenstrom wird für die folgenden Berechnungen aus den nächsten drei Gleichungen ermittelt.

Gesamtenergie-Bilanz:

$$\dot{Q}_H(T_U) = \dot{Q}_V(T_V, T_U) + P_i(T_V, T_U) \quad (205)$$

Im Verdampfer übertragener Wärmestrom  $\dot{Q}_V$  ohne Dampfüberhitzung nach Gl. (167):

$$\dot{Q}_V(T_V, T_U) = \dot{m}_f(T_V, T_U) \cdot r_v(T_V) \cdot \left( 1 - \frac{c_{pl} \cdot (T_K(T_U) - T_V - \Delta T_{Uk})}{r_v(T_V)} \right) \quad (167)$$

Innere Kompressorleistung  $P_i$  nach Gl. (180):

$$P_i(T_V, T_U) = \dot{m}_f(T_V, T_U) \cdot (T_V + \Delta T_{Ü}) \cdot c_{pg} \cdot \frac{1}{\eta_s(T_V, T_U)} \cdot \left[ \left( \frac{p_K(T_U)}{p_V(T_V)} \right)^k - 1 \right] \quad (180)$$

Der Arbeitsfluid-Massenstrom beträgt damit:

$$\dot{m}_f(T_V, T_U) = \frac{\dot{Q}_H(T_U)}{r_v(T_V) \cdot \left[ 1 - \left( \frac{c_{pl} \cdot (T_K(T_U) - T_V - \Delta T_{Uk})}{r_v} \right) \right] + (T_V + \Delta T_{Ü}) \cdot c_{pg} \cdot \frac{1}{\eta_s(T_V, T_U)} \cdot \left[ \left( \frac{p_K(T_U)}{p_V(T_V)} \right)^k - 1 \right]} \quad (206)$$

Der Arbeitsfluid-Massenstrom kann somit in Funktion der Umgebungs- und der Verdampfungstemperatur iterativ berechnet werden.

### 7.2.3 Abkühlung der Aussenluft im Verdampfer

Die Berechnung der Luftabkühlung  $\Delta T_L$  im Lamellenluftkühler erfolgt mit Gl. (168) bzw. (173). Bei der kontinuierlich leistungsgeregelten Luft/Wasser-Wärmepumpe ist der Wärmestrom im Verdampfer  $\dot{Q}_V$  dabei lediglich abhängig von der Umgebungs- und Verdampfungstemperatur:  $\dot{Q}_V = \dot{Q}_V(T_V, T_U)$ .

### 7.2.4 Temperaturgefälle und Verdampfungstemperatur

Das sich im Verdampfer einstellende mittlere Temperaturgefälle für die Wärmeübertragung ergibt sich aus der Wärmeübertragungsgleichung:

$$\Delta T_V(T_V, T_K) = \frac{\dot{Q}_V(T_V, T_U)}{k_v \cdot A_v} \quad (207)$$

Der Wärmedurchgangskoeffizient  $k_v$  ist hier ein pauschaler Wert für den gesamten Lamellenluftkühler. Darin enthalten ist auch die Auswirkung der Dampfüberhitzung und luftseitig der Kondensat- bzw. Frostbildung, falls diese auftreten. Vorteilhaft wird  $k_v$  aus Messungen an einem Wärmepumpen-Prüfstand ermittelt. Praktisch wirkt sich die Änderung der Luftgeschwindigkeit im

Lamellenluftkühler aus, wenn auch die Drehzahl des Ventilators geregelt wird. Dafür dient der Ansatz (LOREF [5]):

$$\frac{k_V}{[\text{W}/\text{m}^2\text{K}]} = a + b \cdot \left( \frac{w_L}{[\text{m}/\text{s}]} \right)^{0.8} \quad (208)$$

Die Werte für a und b können über Simulationen oder Versuche bestimmt werden.

Die Verdampfungstemperatur wird mit Gl. (175) ermittelt:

$$T_V = \left( T_U - \frac{1}{2} \cdot \Delta T_L \right) - \Delta T_V + \frac{1}{2} \cdot \Delta T_{GV} \quad (175)$$

Es sei erinnert, dass bei Arbeitsfluiden mit Temperaturleit für  $T_V$  die Taupunktstemperatur einzusetzen ist (vgl. Anhang A8).

### 7.2.5 Temperaturgefälle und Kondensationstemperatur

Das Temperaturgefälle für die Wärmeübertragung im Kondensator wird bestimmt aus:

$$\Delta T_K(T_U) = \frac{\dot{Q}_H(T_U)}{A_K \cdot k_K} \quad (209)$$

Bekannt ist die Kondensatorfläche  $A_K$ . Der Wärmedurchgangskoeffizient  $k_K$  ist entweder für den jeweiligen Betriebszustand rechnerisch oder experimentell zu bestimmen und berücksichtigt die Dampfüberhitzung, die Kondensation und die Kondensatunterkühlung. Er variiert wenig, so dass ein Mittelwert für diese Analyse genügt. Wiederum gilt für die Berechnung der Kondensationstemperatur:

$$T_K = \left( T_{RL} + \frac{1}{2} \cdot \Delta T_{HW} \right) + \Delta T_K + \frac{1}{2} \cdot \Delta T_{GK} \quad (186)$$

Bei Arbeitsfluiden mit Temperaturleit ist wiederum für  $T_K$  die Taupunktstemperatur einzusetzen (vgl. Anhang A8).

### 7.3 Erzielbare Ergebnisse mit kontinuierlicher Leistungsregelung – ohne Antriebsverluste

Um die Verbesserungen mit kontinuierlich geregelten Wärmepumpen auszuweisen, werden die exergetischen Wirkungsgrade und die Leistungszahlen mit jenen der Ein/Aus-geregelten Wärmepumpe verglichen. Die Ergebnisse werden dargestellt in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur und zudem als Jahresmittelwerte gemäss der in Abb. 1-3 dargestellten Summenhäufigkeit der Aussenlufttemperatur.

Die Wärmeübertragung im Verdampfer der Luft/Wasser-Wärmepumpe erfolgt meist durch erzwungene Konvektion. Dazu werden Ventilatoren zur Durchströmung des Lamellenluftkühlers eingesetzt. Die nachfolgend aufgeführten Bewertungen erfolgen:

- ohne Berücksichtigung des Ventilators
- mit Berücksichtigung des Ventilators

Dabei sei das Produkt aus Wärmedurchgangskoeffizient und Wärmeübertragerfläche im Verdampfer ( $k_v \cdot A_v$ ) jeweils gleich gross, so dass sich die gleiche Betriebscharakteristik (Verdampfungs- und Kondensationstemperatur usw.) einstellt. Mechanische und elektrische Antriebsverluste des Kompressors und Ventilators werden in diesem Abschnitt wiederum nicht in die Berechnungen mit einbezogen, um zuerst den näheren Wärmepumpen-Prozess zu untersuchen und die Resultate nicht weiter zu verwischen.

#### 7.3.1 Ohne Berücksichtigung des Ventilators

Verglichen werden kontinuierlich geregelte Luft/Wasser-Wärmepumpen mit Ein/Aus-geregelten, wobei die aufzuwendende Ventilatorleistung jeweils nicht berücksichtigt wird. In Abb. 7-2 sind die mittleren Temperaturgefälle für die Wärmeübertragung in Verdampfer und Kondensator mit Ein/Aus-Regelung und kontinuierlicher Leistungsregelung verglichen.

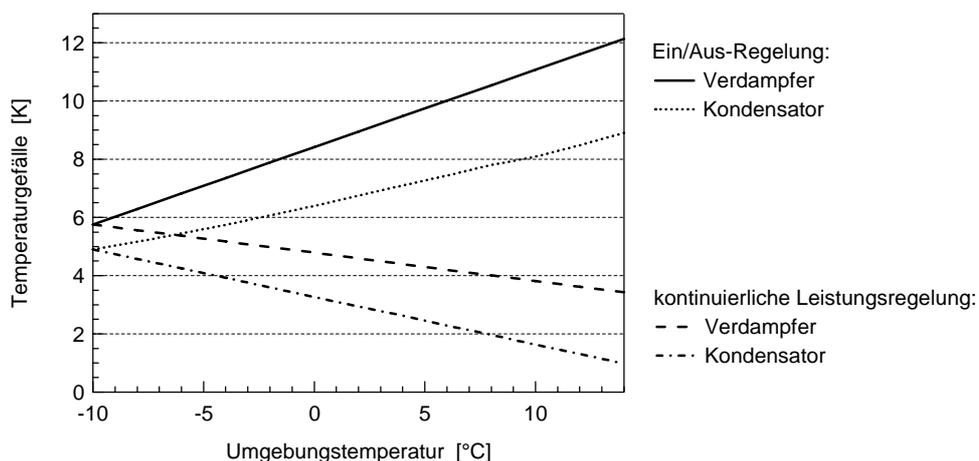


Abb. 7-2: Temperaturgefälle in Verdampfer und Kondensator mit und ohne kontinuierliche Leistungsregelung

Durch die kontinuierliche Leistungsregelung des Kompressors reduzieren sich die Temperaturgefälle für die Wärmeübertragung: Mit steigender Umgebungstemperatur sinken sie in Verdampfer und Kondensator. So wird der zu überwindende Temperaturhub der Wärmepumpe kleiner (vgl. Gl. (102)).

Im Verdampfer können solch geringe Temperaturdifferenzen jedoch mit üblichen thermostatischen Expansionsventilen nicht erreicht werden. Für eine stabil funktionierende Einspritzregelung ist eine gewisse minimale Dampfüberhitzung erforderlich. Durch diese ist das minimale Temperaturgefälle im

Verdampfer begrenzt. Dagegen gelangen heute kleine Temperaturgefälle mit elektronischen Expansionsventilen.

Der resultierende Temperaturhub  $\Delta T_{\text{Hub}}$  ist in Abb. 7-3 für die kontinuierlich leistungsgeregelte und die Ein/Aus-geregelte Luft/Wasser-Wärmepumpe in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur dargestellt.

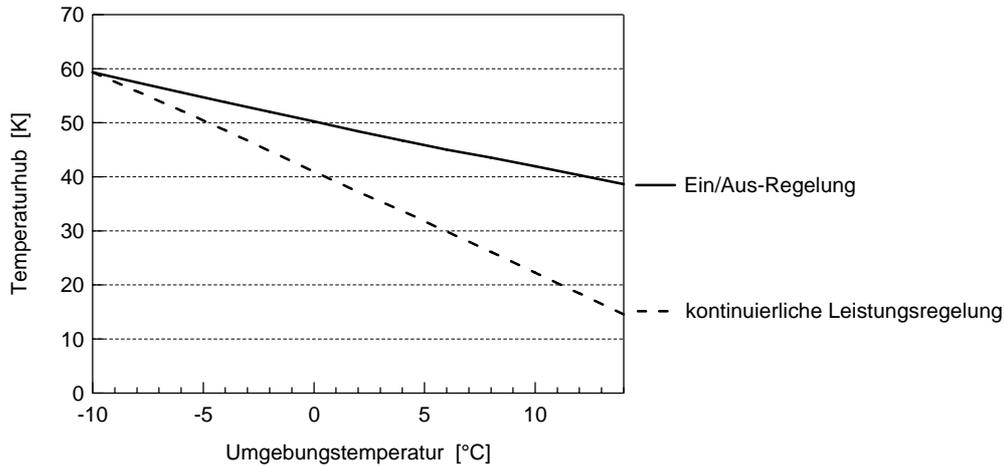


Abb. 7-3: Temperaturhub mit und ohne kontinuierliche Leistungsregelung

Hier zeigt sich der wesentliche Vorteil der kontinuierlichen Leistungsregelung: der zu überwindende Temperaturhub wird bedeutend reduziert. Auch geht aus Abb. 7-4 hervor, dass die Verdampfungs- und Kondensationstemperatur mit kontinuierlicher Leistungsregelung gegenüber der Ein/Aus-Regelung günstiger werden.

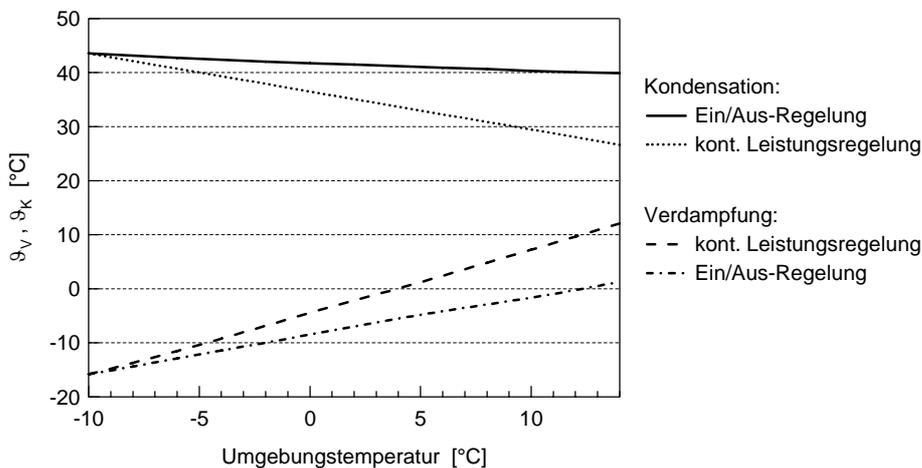


Abb. 7-4: Temperaturen der Verdampfung und Kondensation mit und ohne kontinuierliche Leistungsregelung

Von grosser Bedeutung für Luft/Wasser-Wärmepumpen ist auch der Verlauf der Verdampfungstemperatur. Bei der kontinuierlich leistungsgeregelten Wärmepumpe liegt sie näher bei der Aussenlufttemperatur, und folglich ist die Eis- und Frostbildung an den Lamellen geringer. Im so genannten neuralgischen Bereich (vgl. LOREF [5]), zwischen 4°C und 7°C, ist die Frostbildung in Ein/Aus-geregelten Wärmepumpen am höchsten. Schon nach kurzem Heizbetrieb muss der Prozess für die Abtauung unterbrochen werden. Dagegen scheint es mit der kontinuierlichen Leistungsregelung möglich, dass sogar in diesem Bereich die Abtauung überhaupt nicht mehr erforderlich ist. Das ist eine markante Effizienzsteigerung, umso mehr als im mitteleuropäischen Klima während der Heizperiode häufig Verhältnisse in diesem kritischen Bereich herrschen.

Die Bewertung der kontinuierlich leistungsgeregelten Wärmepumpe kann nun durch die zwei definierten *äusseren exergetischen Wirkungsgrade* erfolgen. Jener *bezüglich der erzeugten Heiztemperatur* berechnet sich ohne Berücksichtigung des Ventilators wiederum mit:

$$\eta_{\text{exa}} = 1 - \frac{\dot{E}_{\text{VKp}} + \dot{E}_{\text{VEx}} + \dot{E}_{\text{VV}} + \dot{E}_{\text{VK}}}{P_i} \quad (51)$$

Und jener *bezüglich der erforderlichen Heiztemperatur* wird berechnet mit:

$$\eta_{\text{exa}}^* = 1 - \frac{\dot{E}_{\text{VKp}} + \dot{E}_{\text{VEx}} + \dot{E}_{\text{VV}} + \dot{E}_{\text{VK}} + \upsilon \cdot \dot{E}_{\text{VHS}}^*}{P_i} \quad (96)$$

Die sich ergebenden Verläufe zeigt Abb. 7-5 in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur. Zum Vergleich sind auch die Verläufe der Luft/Wasser-Wärmepumpe mit Ein/Aus-Regelung gegenübergestellt.

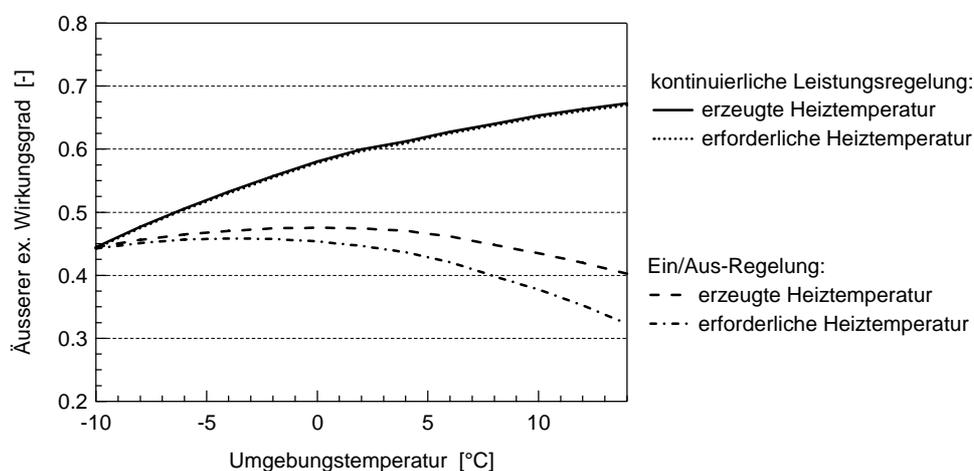


Abb. 7-5: Äusserer exergetischer Wirkungsgrad der erzeugten und erforderlichen Heiztemperatur mit und ohne kontinuierliche Leistungsregelung (ohne Berücksichtigung des Ventilators)

Mit der kontinuierlichen Leistungsregelung des Kompressors werden bedeutend höhere exergetische Wirkungsgrade erreicht.  $\eta_{\text{exa}}$  und  $\eta_{\text{exa}}^*$  fallen fast zusammen und steigen von 44% bei  $-10^\circ\text{C}$  auf 68% bei  $14^\circ\text{C}$ . Der Gewinn ist gross gegenüber der Ein/Aus-geregelten Wärmepumpe. Für diese gilt bei  $14^\circ\text{C}$ :  $\eta_{\text{exa}} = 40\%$  und  $\eta_{\text{exa}}^* = 32\%$ , also rund die Hälfte der kontinuierlich geregelten. Bei der Ein/Aus-geregelten Wärmepumpe entsteht durch die instationäre Wärmeverteilung (im Heizwärmeverteilsystem) eine Einbusse im exergetischen Wirkungsgrad von 8% bei  $14^\circ\text{C}$ .

Ohne Berücksichtigung des Ventilators ist die Effizienzsteigerung infolge kontinuierlicher Leistungsregelung des Kompressors gross. Nicht nur der *exergetische Wirkungsgrad* kann markant verbessert werden, sondern auch die Frostbildung wird deutlich reduziert, weil die Verdampfungstemperatur sich zunehmend über dem Gefrierpunkt von Wasser einstellt.

Die *Leistungszahl* ist für die beiden Regelstrategien in Abb. 7-6 in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur dargestellt und wird hier berechnet aus:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_H}{P_i} \quad (196)$$

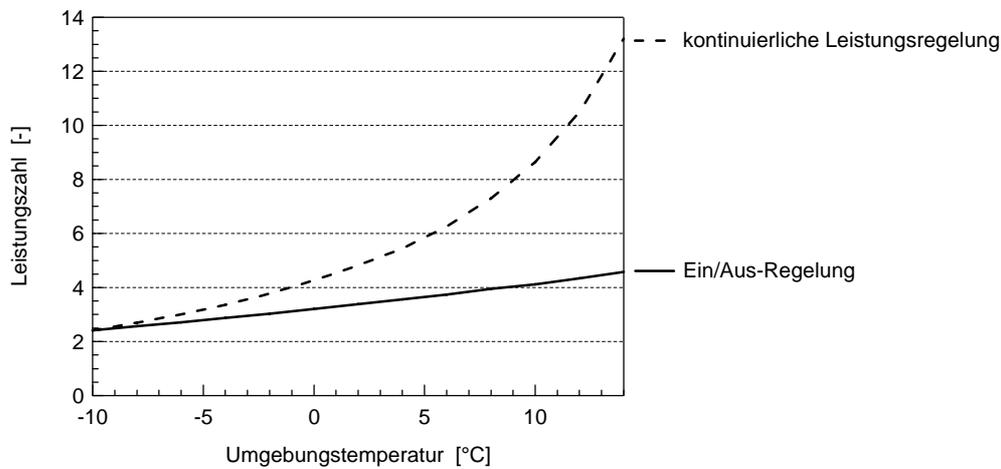


Abb. 7-6: Leistungszahl mit und ohne kontinuierliche Leistungsregelung des Kompressors (ohne Berücksichtigung des Ventilators)

Bei  $-10^{\circ}\text{C}$  betragen die Leistungszahlen unabhängig von der Regelstrategie jeweils 2.2, bei  $0^{\circ}\text{C}$  4.2 und 3.2 und bei  $12^{\circ}\text{C}$  sind sie 12 und 4.2. Die Verbesserung durch die kontinuierliche Leistungsregelung ist somit beträchtlich.

Tab. 7-1 gibt einen Überblick über die resultierende Jahresarbeitszahl und den exergetischen Jahreswirkungsgrad mit den beiden Regelstrategien der Luft/Wasser-Wärmepumpe. Die periodischen Abtauungen infolge Frostbildung wurden nicht berücksichtigt. Mit Ein/Aus-Regelung werden tendenziell mehr Abtauvorgänge benötigt.

Regelstrategie	Ein/Aus-Regelung	Kontinuierliche Drehzahlregelung des Kompressors
Jahresarbeitszahl [-]	3.49	7.57
exergetischer Jahreswirkungsgrad der erzeugten Heiztemperatur [-]	0.46	0.62
exergetischer Jahreswirkungsgrad der erforderlichen Heiztemperatur [-]	0.43	0.62

Tab. 7-1: Jahresarbeitszahl und exergetischer Jahreswirkungsgrad mit Ein/Aus- und kontinuierlicher Leistungsregelung (ohne Berücksichtigung des Ventilators)

### 7.3.2 Mit Berücksichtigung des Ventilators

#### a) Ventilator ohne Drehzahlregelung

Ohne Berücksichtigung der mechanischen und elektrischen Antriebsverluste mit der theoretischen Ventilatorleistung nach Gl. (211) gilt für die Antriebsleistung der Luft/Wasser-Wärmepumpe unter Berücksichtigung des Ventilators:

$$P \approx P_i + P_{\text{Venti}} \quad (210)$$

$P_{\text{Venti}}$  ist die aufzuwendende *innere Ventilatorleistung*. Sie berechnet sich aus:

$$P_{\text{Venti}} = \frac{1}{\eta_{\text{Venti}}} \cdot \dot{V}_L \cdot \Delta p_L \quad (211)$$

Der zu erbringende Luftvolumenstrom  $\dot{V}_L$  wird u.a. bestimmt, um im Lamellenluftkühler (Verdampfer) günstige Strömungsgeschwindigkeiten zu erreichen; dabei wird der Druckverlust  $\Delta p_L$  erzeugt. Für die im Anhang A7 spezifizierte Luft/Wasser-Wärmepumpe beträgt der Luftvolumenstrom im unverfrosteten Zustand des Lamellenluftkühlers rund 2400 m<sup>3</sup>/h und der resultierende luftseitige Druckverlust rund 30 Pa. Der innere Ventilatorwirkungsgrad  $\eta_{\text{Venti}}$  variiert in der Praxis über einen enorm grossen Bereich. In diesem Unterabschnitt wählen wir dafür  $\eta_{\text{Venti}} = 1$ . Im nächsten Kapitel werden Untersuchungen mit realen Werten durchgeführt. Die Ventilatorleistung wird dissipiert und muss als Exergieverlust gewertet werden.

$$\dot{E}_{\text{VVenti}} = P_{\text{Venti}} \quad (212)$$

Für den *äusseren exergetischen Wirkungsgrad der erzeugten Heiztemperatur* gilt somit ohne Berücksichtigung der Antriebsverluste:

$$\eta_{\text{exa}} = 1 - \frac{\dot{E}_{\text{VKp}} + \dot{E}_{\text{VEx}} + \dot{E}_{\text{VV}} + \dot{E}_{\text{VK}} + \dot{E}_{\text{VVenti}}}{P_i + P_{\text{Venti}}} \quad (213)$$

Und für den *äusseren exergetischen Wirkungsgrad der erforderlichen Heiztemperatur* ohne Berücksichtigung der Antriebsverluste gilt:

$$\eta_{\text{exa}}^* = 1 - \frac{\dot{E}_{\text{VKp}} + \dot{E}_{\text{VEx}} + \dot{E}_{\text{VV}} + \dot{E}_{\text{VK}} + \upsilon \cdot \dot{E}_{\text{VHS}}^* + \dot{E}_{\text{VVenti}}}{P_i + P_{\text{Venti}}} \quad (214)$$

Unter Berücksichtigung des Ventilators ist  $P_{\text{Venti}}$  ebenfalls in der Leistungszahl einzubeziehen:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_H}{P_i + P_{\text{Venti}}} \quad (215)$$

Auch hier wird vorausgesetzt, dass das Produkt  $(k_v \cdot A_v)$  gegenüber Abschnitt 7.3.1 unverändert und so die resultierende Betriebscharakteristik gleich bleibt. Dadurch können die Ergebnisse mit und ohne Berücksichtigung des Ventilators direkt verglichen und so der Einfluss des Ventilators quantifiziert werden. Der Ventilator arbeite drehzahlkonstant, fördere über den gesamten Bereich der Umgebungstemperaturen den gleichen Luftvolumenstrom, so dass auch die Ventilatorleistung  $P_{\text{Venti}}$  unabhängig von der Umgebungstemperatur konstant ist.

Die Auswirkungen auf den *äusseren exergetischen Wirkungsgrad der erforderlichen Heiztemperatur* und die *Leistungszahl* werden mit Abb. 7-7 und Abb. 7-8 veranschaulicht.

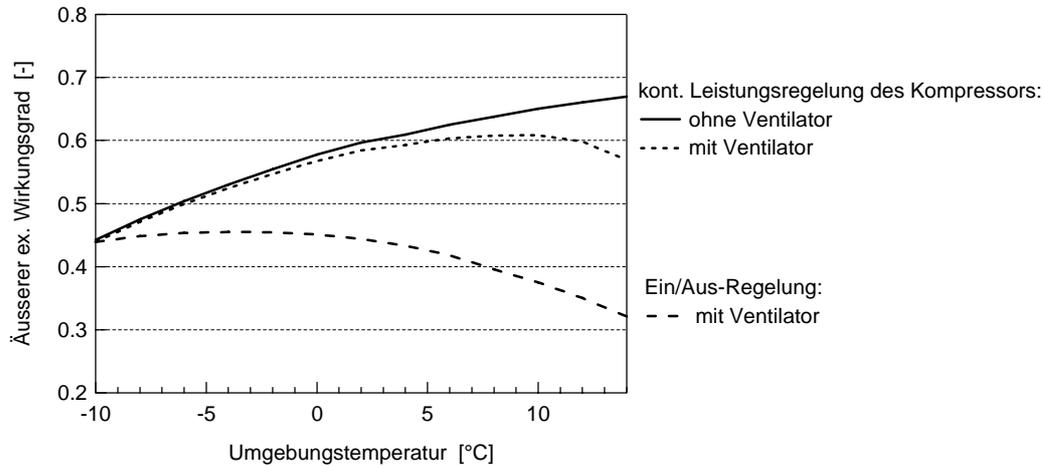


Abb. 7-7: *Äusserer exergetischer Wirkungsgrad der erforderlichen Heiztemperatur mit und ohne kontinuierliche Leistungsregelung des Kompressors (mit und ohne Berücksichtigung des Ventilators)*

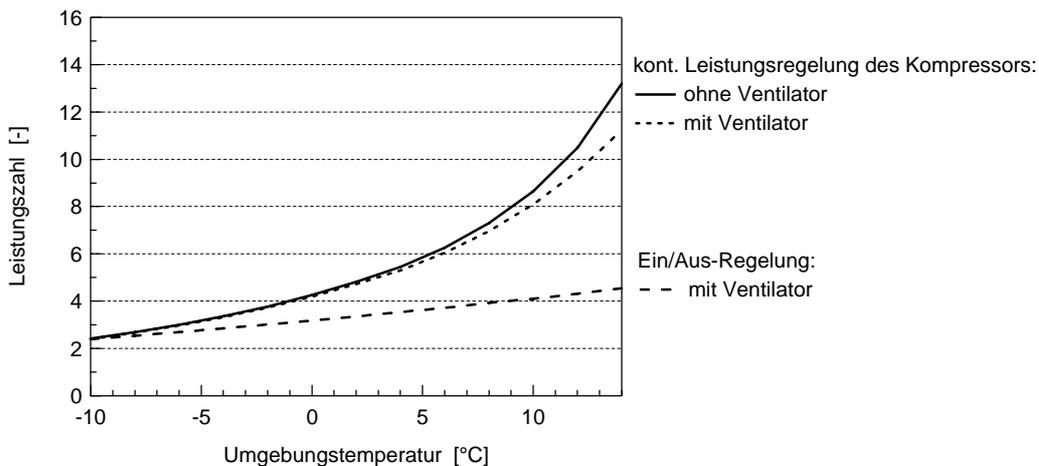


Abb. 7-8: *Leistungszahl mit und ohne kontinuierliche Leistungsregelung des Kompressors (mit und ohne Berücksichtigung des Ventilators)*

Der neue Verlauf mit Berücksichtigung des Ventilators liegt nur wenig unterhalb jenes mit der kontinuierlich leistungsgeregelten Wärmepumpe ohne Berücksichtigung des Ventilators. Jedoch zeigt sich bereits (mit  $\eta_{\text{Ventilator}} = 1$ ), dass der exergetische Wirkungsgrad bei Verwendung eines Ventilators mit konstanter Drehzahl, aber leistungsgeregeltem Kompressor, bei Aussentemperaturen oberhalb 10°C wieder abnimmt. Ursache dieses Verhaltens ist die über den gesamten Bereich der Umgebungstemperaturen konstant anfallende Ventilatorleistung  $P_{\text{Ventilator}}$ . Im Verhältnis dazu nimmt die Kompressorleistung  $P_i$  mit steigender Umgebungstemperatur stark ab.

Einen Überblick über die *Jahresarbeitszahlen* und die *exergetischen Jahreswirkungsgrade* für Ein/Aus-Regelung und kontinuierliche Leistungsregelung des Kompressors mit und ohne Berücksichtigung des Ventilators gibt Tab. 7-2. Mechanische und elektrische Antriebsverluste sowie die periodischen Abtaugungen werden dabei wiederum nicht berücksichtigt.

Regelstrategie	Ein/Aus-Regelung		Kontinuierliche Leistungsregelung des Kompressors	
	mit Ventilator	ohne Ventilator	mit Ventilator	ohne Ventilator
Jahresarbeitszahl [-]	3.47	3.49	6.94	7.57
Exergetischer Jahreswirkungsgrad der erforderlichen Heiztemperatur [-]	0.42	0.43	0.58	0.62

Tab. 7-2: *Jahresarbeitszahl und exergetischer Jahreswirkungsgrad mit und ohne kontinuierliche Leistungsregelung des Kompressors mit und ohne Berücksichtigung des Ventilators*

### b) Ventilator mit Drehzahlregelung

Können die Verläufe der Leistungszahl und des exergetischen Wirkungsgrades und so die Beträge der Jahresarbeitszahl und des exergetischen Jahreswirkungsgrades weiter verbessert werden, wenn nicht nur der Kompressor, sondern auch der Ventilator kontinuierlich leistungsgeregt wird? Zur Klärung dieser Frage wird die Betriebscharakteristik mit kontinuierlicher Leistungsregelung des Kompressors *und* Ventilators erneut ermittelt und exergetisch bewertet.

Für diese Untersuchung wird der Luftvolumenstrom über die Ventilator Drehzahl in Abhängigkeit der zunehmenden Umgebungstemperatur gemäss Abb. 7-9 linear reduziert. Die optimale Abhängigkeit soll in einer zusätzlichen Studie weiter analysiert werden. Sie ist mathematisch aufwändig zu ermitteln.

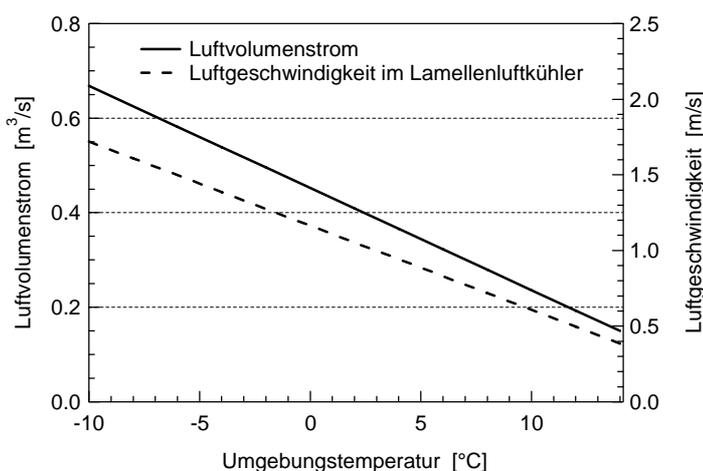


Abb. 7-9: *Luftvolumenstrom und Luftgeschwindigkeit im Lamellenluftkühler in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur*

In Abb. 7-10 werden die mittleren *Temperaturgefälle* für die Wärmeübertragung in Verdampfer und Kondensator mit Ein/Aus-Regelung und kontinuierlicher Leistungsregelung verglichen: jeweils mit konstant drehendem und mit drehzahlgeregeltem Ventilator nach Abb. 7-9. Es zeigt sich, dass bei

simultaner Regelung der Kompressor- und der Ventilatorzahl das Temperaturgefälle im Verdampfer gegenüber der alleinigen Regelung des Kompressors weniger stark reduziert wird.

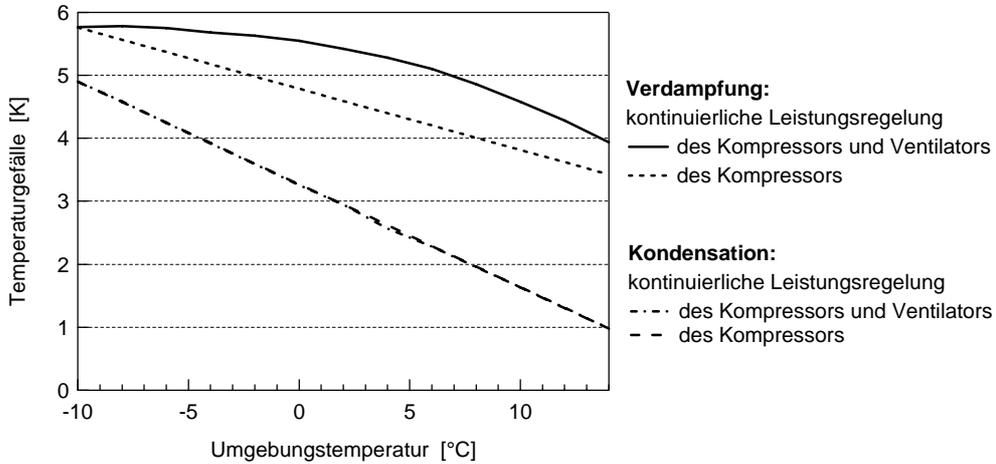


Abb. 7-10: Temperaturgefälle in Verdampfer und Kondensator mit kontinuierlicher Leistungsregelung des Kompressors und mit kontinuierlicher Leistungsregelung des Kompressors und Ventilators

Drei Verläufe des äusseren *exergetischen Wirkungsgrades* der erforderlichen Heiztemperatur und der *Leistungszahl* in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur (ohne Berücksichtigung der mechanischen und elektrischen Antriebsverluste) sind in Abb. 7-11 und Abb. 7-12 mit kontinuierlicher Leistungsregelung des Kompressors dargestellt: ohne Berücksichtigung des Ventilators und mit Berücksichtigung des Ventilators (konstant drehend und geregelt).

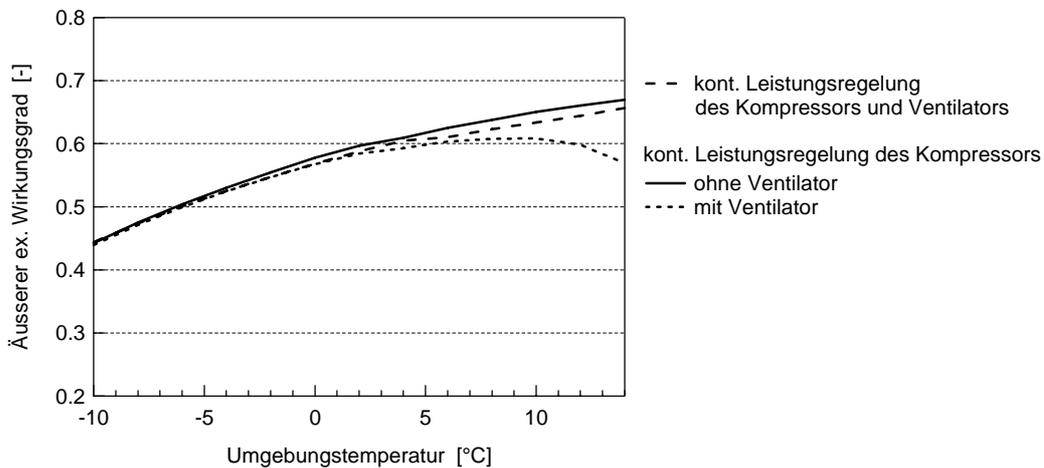


Abb. 7-11: Äusserer exergetischer Wirkungsgrad der erforderlichen Heiztemperatur mit kontinuierlicher Leistungsregelung des Kompressors mit und ohne Berücksichtigung des Ventilators sowie mit kontinuierlicher Leistungsregelung des Kompressors und Ventilators

Wird bei der Luft/Wasser-Wärmepumpe (ohne Berücksichtigung der Antriebsverluste) der Kompressor und Ventilator kontinuierlich leistungsgeregt, kann nahezu die Effizienz einer Luft/Wasser-Wärmepumpe mit kontinuierlicher Leistungsregelung des Kompressors ohne Berücksichtigung des Ventilators erreicht werden (vgl. Abb. 7-5).

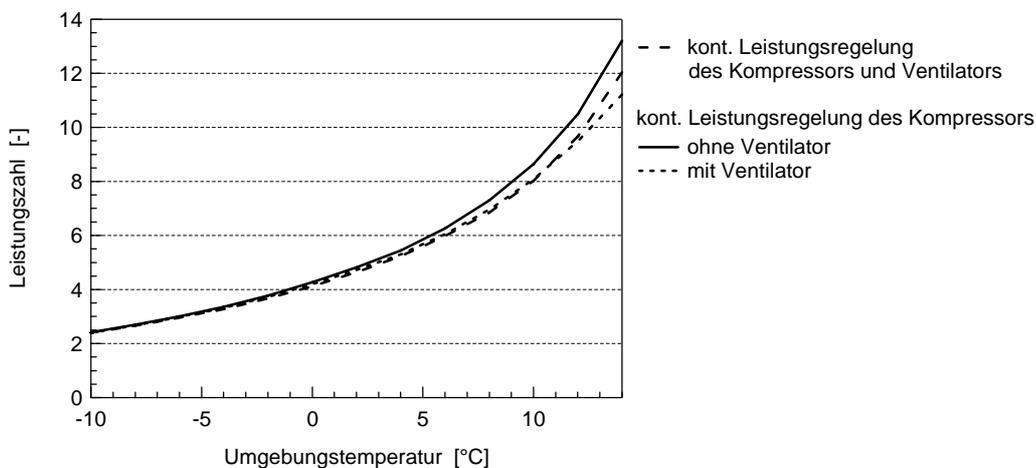


Abb. 7-12: Leistungszahl mit kontinuierlicher Leistungsregelung des Kompressors mit und ohne Berücksichtigung des Ventilators sowie mit kontinuierlicher Leistungsregelung des Kompressors und Ventilators

Die Tab. 7-3 gibt einen Überblick über die *Jahresarbeitszahlen* und die *exergetischen Jahreswirkungsgrade* mit den verschiedenen Regelstrategien bei Berücksichtigung des Ventilators (ohne Berücksichtigung der mechanischen und elektrischen Antriebsverluste sowie der Abtaugungen).

Regelstrategie	Ein/Aus	Kontinuierliche Leistungsregelung des Kompressors	Kontinuierliche Leistungsregelung des Kompressors und Ventilators
Jahresarbeitszahl [-]	3.47	6.94	7.12
Exergetischer Jahreswirkungsgrad der erforderlichen Heiztemperatur [-]	0.42	0.58	0.61

Tab. 7-3: Jahresarbeitszahl und exergetischer Jahreswirkungsgrad mit und ohne kontinuierliche Leistungsregelung des Kompressors sowie mit kontinuierlicher Leistungsregelung des Kompressors und Ventilators (mit Berücksichtigung des Ventilators)

Die Effizienz der Luft/Wasser-Wärmepumpe kann durch die kontinuierliche Leistungsregelung des Kompressors und Ventilators gegenüber der Ein/Aus-Regelung markant gesteigert werden.



## 8 Auswirkungen der Antriebsverluste auf den Wärmepumpen-Prozess

In den bisherigen Analysen wurden die Antriebsverluste des Kompressors und Ventilators nicht einbezogen, um die direkten Exergieverluste vorerst übersichtlich aufzuzeigen. Jetzt wird deren Auswirkung auf die exergetischen Wirkungsgrade und die Leistungszahl für Ein/Aus- und kontinuierlich geregelte Luft/Wasser-Wärmepumpen behandelt. Der Ventilator wird hier stets berücksichtigt.

### 8.1 Antriebsverluste von Kompressor und Ventilator

In einem ersten Schritt werden die Größenordnungen der Antriebsverluste für Kompressor und Ventilator aufgeführt und die Auswirkung dieser Verluste auf die exergetischen Wirkungsgrade und die Leistungszahl dargestellt.

#### 8.1.1 Antriebsverlust des Kompressors

Die elektrische Antriebsleistung des Kompressors wird berechnet mit:

$$P_{Kp} = P_i \cdot \frac{1}{\eta_{Kpm}} \cdot \frac{1}{\eta_{Kpel}} \quad (216)$$

$\eta_{Kpm}$  ist der mechanische Wirkungsgrad des Kompressors und  $\eta_{Kpel}$  ist bei Kompressoren mit konstanter Drehzahl der Wirkungsgrad des Elektromotors. Bei Kompressoren mit variabler Drehzahl ist  $\eta_{Kpel}$  der Wirkungsgrad des Elektromotors inklusive Frequenzumformer. In heutigen Wärmepumpen gilt bei konstanter Kompressordrehzahl:

$$\eta_{KpA} = \eta_{Kpm} \cdot \eta_{Kpel} = 0.75 \dots 0.90 \quad (217)$$

Messungen an der im Anhang A7 spezifizierten Luft/Wasser-Wärmepumpe ergeben, dass  $\eta_{KpA}$  von 81% bei  $-10^\circ\text{C}$  Aussentemperatur auf 88% bei  $14^\circ\text{C}$  ansteigt. Der Antriebswirkungsgrad des Kompressors  $\eta_{KpA}$  lässt sich (für konstante Kompressordrehzahlen) in Abhängigkeit des Druckverhältnis  $\varphi$  als Gerade approximieren (vgl. Abb. 8-1).

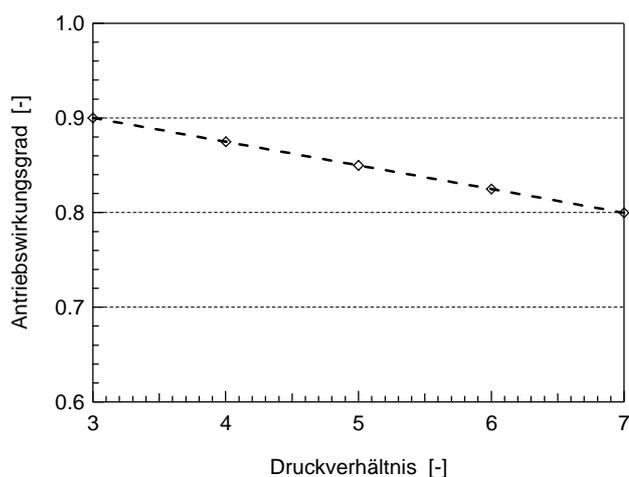


Abb. 8-1: Antriebswirkungsgrad des Kompressors (gültig bei konstanter Drehzahl des Kompressors) in Abhängigkeit des Druckverhältnisses (aus Messungen [4] ermittelt)

Wird die Drehzahl des Kompressors mittels Frequenzumformer geregelt, ist der Antriebswirkungsgrad zusätzlich abhängig von der eingestellten Drehzahl des Kompressors.

Aus Messungen an der leistungsgeregelten Luft/Wasser-Wärmepumpe „Pioneer“ [6] von Eggenberger wurde der in Abb. 8-2 dargestellte Verlauf des Antriebswirkungsgrades des Kompressors inklusive dem Elektromotor sowie des Frequenzumformers ermittelt.

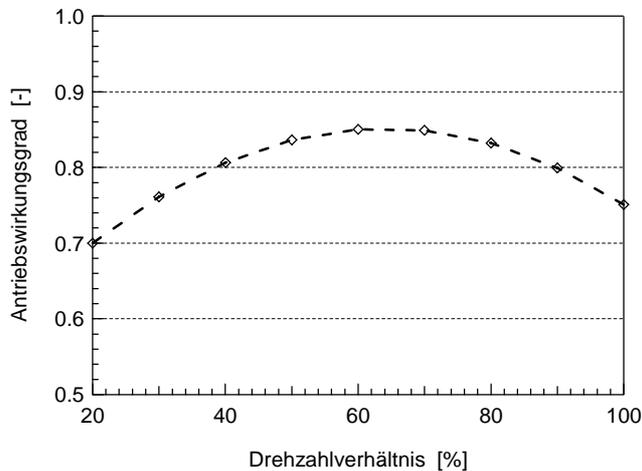


Abb. 8-2: Elektrischer Antriebswirkungsgrad bei Drehzahlvariation in Funktion des Drehzahlverhältnisses (aus Messungen „Pioneer“ Wärmepumpe von Eggenberger [6])

Der Kompressor wird bei voller Drehzahl (100%) mit rund 110 Hz betrieben. Wird die Kompressordrehzahl reduziert, nimmt der Antriebswirkungsgrad bis zu einer Frequenz von rund 50 Hz leicht zu, nimmt dann bei Frequenzen unterhalb 50 Hz markant ab. Die Entwicklung von effizienteren Elektromotoren und Frequenzumformer wird gegenwärtig intensiv vorangetrieben, so dass der Gesamtwirkungsgrad des Kompressors künftig nahezu drehzahlunabhängig sein wird.

Der Antriebsverlust im Kompressor ist:

$$\Delta P_{Kp} = P_{Kp} - P_i = P_i \cdot \left( \frac{1}{\eta_{Kpm}} \cdot \frac{1}{\eta_{Kpel}} - 1 \right) \quad (218)$$

Dieser muss vollständig als Exergieverlust gewertet werden.

### 8.1.2 Antriebsverlust des Ventilators

Die elektrische Antriebsleistung des Ventilators  $P_{Vent}$  wird berechnet mit:

$$P_{Vent} = P_{Venti} \cdot \frac{1}{\eta_{Ventm}} \cdot \frac{1}{\eta_{Ventel}} \quad (219)$$

Es ist  $\eta_{Ventm}$  der mechanische Wirkungsgrad des Ventilators und  $\eta_{Ventel}$  der Wirkungsgrad des Elektromotors und gegebenenfalls des Frequenzumformers.

Das Produkt der einzelnen Wirkungsgrade zusammen mit dem inneren Ventilatorwirkungsgrad  $\eta_{Venti}$  (aus Gl. (211)) heutiger in Wärmepumpen verwendeter Ventilatoren variiert in einem noch grösseren Bereich als bei Kompressoren:

$$\eta_{Vent0} = \eta_{Venti} \cdot \eta_{Ventm} \cdot \eta_{Ventel} = 0.03 \dots 0.30 \quad (220)$$

Dieser niedrige Gesamtwirkungsgrad  $\eta_{Vent0}$  wird massgeblich durch den inneren Ventilatorwirkungsgrad  $\eta_{Venti}$  verursacht.

Die obigen Wirkungsgrade gelten bei Nenndrehzahl des Ventilators, also im Auslegungspunkt ( $\vartheta_U = -10^\circ\text{C}$ ) von Luft/Wasser-Wärmepumpen. Bei Drehzahlreduktion (für höhere Umgebungstemperaturen) fällt der Gesamtwirkungsgrad des Ventilators weiter ab. Die Ermittlung erweist sich als schwierig. Der Hersteller Ziehl-Abegg [10] gibt den in Abb. 8-3 gezeigten Verlauf der aufgenommenen elektrischen Antriebsleistung in Funktion der Drehzahl der mit EC-Motoren angetriebenen Ventilatoren an.

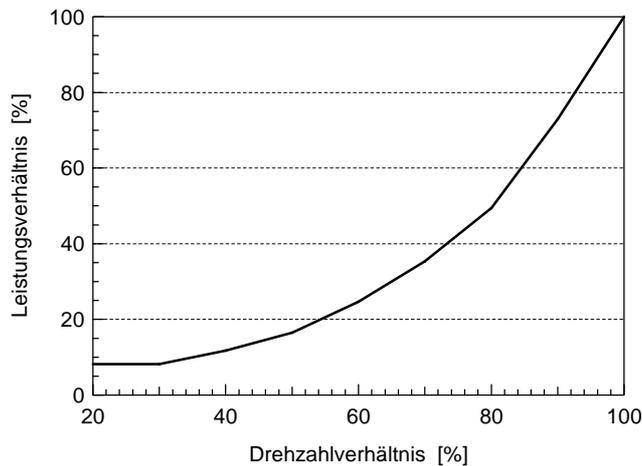


Abb. 8-3: Ventilatorleistung bei Drehzahlregelung des Ventilators mit EC-Motor (Ziehl-Abegg [10])

Unterhalb 30% der Nenndrehzahl wird die aufgenommene Antriebsleistung nicht weiter reduziert. Darüber jedoch kann die Antriebsleistung des Ventilators mit EC-Motoren reduziert werden. Auch bei den Ventilatoren kann erwartet werden, dass die Abhängigkeit des Gesamtwirkungsgrades von der Drehzahl künftig nahezu eliminiert werden kann.

Der Antriebsverlust des Ventilators wird ebenfalls als Exergieverlust gewertet:

$$\Delta P_{\text{Vent}} = P_{\text{Vent}} - P_{\text{Venti}} = P_{\text{Venti}} \cdot \left( \frac{1}{\eta_{\text{Ventm}}} \cdot \frac{1}{\eta_{\text{Ventel}}} - 1 \right) \quad (221)$$

### 8.1.3 Auswirkungen der Antriebsverluste auf den exergetischen Wirkungsgrad und die Leistungszahl

Mit Berücksichtigung der Antriebsverluste in Kompressor und Ventilator gilt nun für die Berechnung des äusseren exergetischen Wirkungsgrades der erzeugten Heiztemperatur:

$$\eta_{\text{exa}} = 1 - \frac{(\dot{E}_{\text{VKp}} + \dot{E}_{\text{VEx}} + \dot{E}_{\text{VV}} + \dot{E}_{\text{VK}}) + \dot{E}_{\text{VVenti}} + (\Delta P_{\text{Kp}} + \Delta P_{\text{Vent}})}{P_{\text{Kp}} + P_{\text{Vent}}} \quad (222)$$

Und für den äusseren exergetischen Wirkungsgrad der erforderlichen Heiztemperatur gilt:

$$\eta_{\text{exa}}^* = 1 - \frac{(\dot{E}_{\text{VKp}} + \dot{E}_{\text{VEx}} + \dot{E}_{\text{VV}} + \dot{E}_{\text{VK}} + \upsilon \cdot \dot{E}_{\text{VHS}}^*) + \dot{E}_{\text{VVenti}} + (\Delta P_{\text{Kp}} + \Delta P_{\text{Vent}})}{P_{\text{Kp}} + P_{\text{Vent}}} \quad (223)$$

Und schliesslich gilt für die Leistungszahl:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_H}{P_{\text{Kp}} + P_{\text{Vent}}} \quad (224)$$

## 8.2 Luft/Wasser-Wärmepumpe mit Ein/Aus-Regelung mit Antriebsverlusten

Die in Kapitel 6 dargestellte Exergie-Analyse der Luft/Wasser-Wärmepumpe mit Ein/Aus-Regelung wird jetzt mit den Antriebsverlusten in Kompressor und Ventilator ergänzt. Dazu kann die in Kapitel 5 ermittelte Betriebscharakteristik unverändert übernommen werden, da die Antriebsverluste keinen Einfluss auf diese haben.

Um den Einfluss der Antriebsverluste darzustellen, werden die Verläufe der *exergetischen Wirkungsgrade* und der *Leistungszahlen* mit und ohne Berücksichtigung der Antriebsverluste verglichen. Es werden folgende Annahmen getroffen:

$$\eta_{\text{Vent}0} = \eta_{\text{Venti}} \cdot \eta_{\text{Ventm}} \cdot \eta_{\text{Ventel}} = 0.25 \quad (225)$$

$$\eta_{\text{KpA}} = \eta_{\text{Kpm}} \cdot \eta_{\text{Kpel}} = 0.90 \quad (\text{unabhängig vom Druckverhältnis}) \quad (226)$$

Der gewählte Wirkungsgrad des Kompressors ist hoch, erscheint in Anbetracht der stetigen Weiterentwicklung jedoch als realistisch. (Man beachte dass der isentrope Kompressorwirkungsgrad  $\eta_s$  hier nicht enthalten ist.)

In Abb. 8-4 sind die Verläufe des *äusseren exergetischen Wirkungsgrades der erforderlichen Heiztemperatur* der Luft/Wasser-Wärmepumpe mit Ein/Aus-Regelung mit und ohne Berücksichtigung der Antriebsverluste dargestellt.

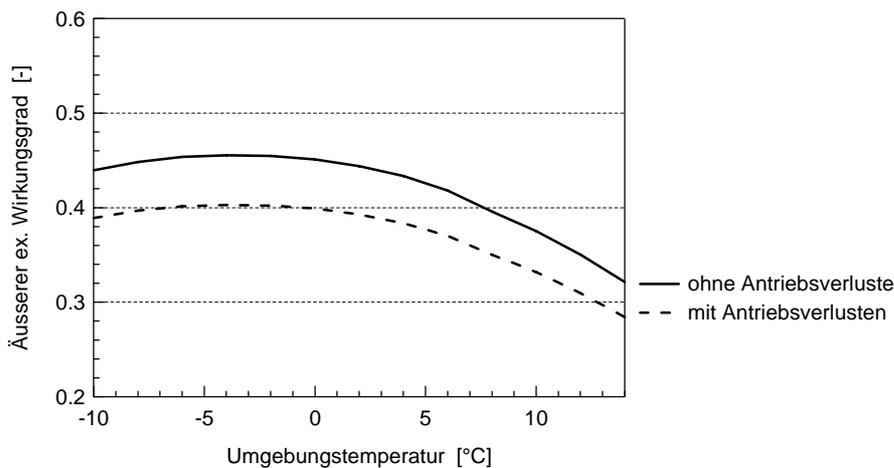


Abb. 8-4: Äusserer exergetischer Wirkungsgrad bezüglich der erforderlichen Heiztemperatur der Luft/Wasser-Wärmepumpe mit Ein/Aus-Regelung mit und ohne Antriebsverluste

Abb. 8-5 zeigt den Verlauf der Leistungszahl mit und ohne Berücksichtigung der Antriebsverluste.

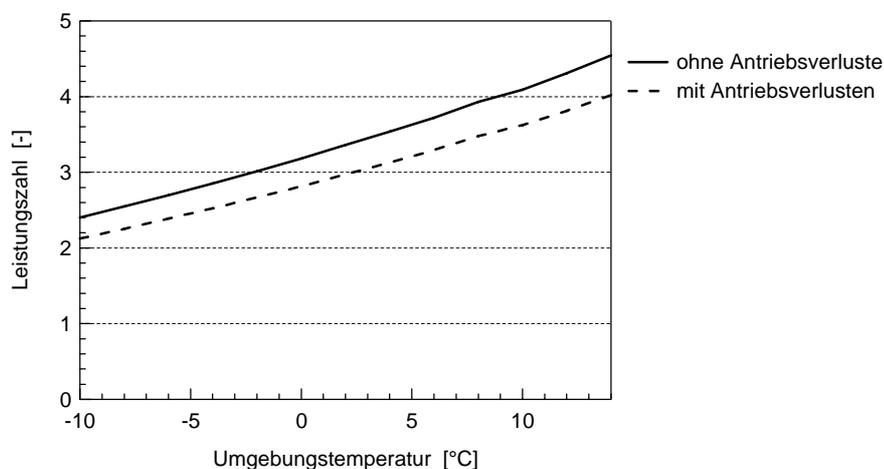


Abb. 8-5: Leistungszahl der Luft/Wasser-Wärmepumpe mit Ein/Aus-Regelung mit und ohne Antriebsverluste

Der *exergetische Wirkungsgrad* und die *Leistungszahl* werden durch die Antriebsverluste in Kompressor und Ventilator reduziert: die Leistungszahl um rund 12% und der exergetische Wirkungsgrad gar um rund 14% bei 0°C Aussentemperatur.

Tab. 8-1 gibt einen Überblick über die *Jahresarbeitszahlen* und *exergetischen Jahreswirkungsgrade* (ohne periodische Abtaungen) der Luft/Wasser-Wärmepumpe mit und ohne Berücksichtigung der Antriebsverluste.

	Ohne Antriebsverluste	Mit Antriebsverlusten
Jahresarbeitszahl [-]	3.47	3.07
Exergetischer Jahreswirkungsgrad der erforderlichen Heiztemperatur [-]	0.42	0.375

Tab. 8-1: Jahresarbeitszahlen und exergetische Jahreswirkungsgrade der Luft/Wasser-Wärmepumpe mit Ein/Aus-Regelung mit und ohne Antriebsverluste

### 8.3 Antriebsverluste bei leistungsgeregeltem Kompressor und konstanter Ventilatorumdrehzahl

Die Betriebscharakteristik aus Abschnitt 7.3 für die kontinuierlich leistungsgeregelte Wärmepumpe gilt unter Berücksichtigung der Antriebsverluste in Kompressor und Ventilator unverändert. Kann bei alleiniger Leistungsregelung des Kompressors jetzt auch noch eine Verbesserung des exergetischen Wirkungsgrades sowie der Leistungszahl erreicht werden?

Da der Ventilator bei dieser Regelstrategie mit konstanter Leistung, im Gegensatz zur Ein/Aus-Regelung, dauernd arbeitet, entscheidet jetzt der Gesamtwirkungsgrad des Ventilators, ob eine Effizienzsteigerung der Wärmepumpe gelingt. Seine Auswirkung wird mit den folgenden Parameterwerten untersucht:

$$\eta_{\text{Vent}0} = \eta_{\text{Vent}i} \cdot \eta_{\text{Vent}m} \cdot \eta_{\text{Vent}el} = 0.10, 0.25 \text{ und } 0.50 \quad (227)$$

Zur Interpretation wird auch der Antriebswirkungsgrad des Kompressors mit den folgenden Parameterwerten untersucht:

$$\eta_{\text{Kp}A} = \eta_{\text{Kp}m} \cdot \eta_{\text{Kp}el} = 0.80, 0.90 \text{ und } 0.95 \quad (228)$$

Die Abhängigkeit vom Druckverhältnis sowie von der Drehzahl wird hier vernachlässigt.

In Abb. 8-6 sind die *äusseren exergetischen Wirkungsgrade der erforderlichen Heiztemperatur* mit kontinuierlicher Leistungsregelung des Kompressors und mit Ein/Aus-Regelung in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur dargestellt. Variiert wird dabei der Gesamtwirkungsgrad des Ventilators gemäss den obigen Parameterwerten bei einem Antriebswirkungsgrad des Kompressors von 90%.

In der Praxis findet man Ventilatoren mit weniger als 5% Gesamtwirkungsgrad. In diesem Fall resultiert ein geringerer exergetischer Wirkungsgrad als bei Wärmepumpen mit Ein/Aus-Regelung. Ist aber der Gesamtwirkungsgrad des Ventilators höher als rund 10%, ergibt sich eine Steigerung des Wirkungsgrades mit kontinuierlicher Leistungsregelung des Kompressors.

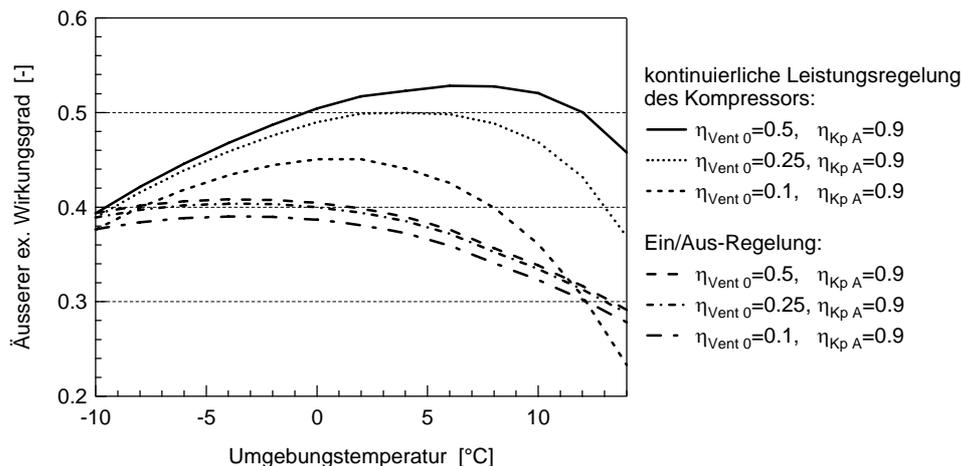


Abb. 8-6: Äusserer exergetischer Wirkungsgrad der erforderlichen Heiztemperatur der Luft/Wasser-Wärmepumpe mit kontinuierlicher Leistungsregelung und mit Ein/Aus-Regelung des Kompressors in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur (Gesamtwirkungsgrad des Ventilators als Parameter)

In Abb. 8-7 sind wiederum die *äusseren exergetischen Wirkungsgrade der erforderlichen Heiztemperatur* mit kontinuierlicher Leistungsregelung und Ein/Aus-Regelung des Kompressors in Abhängigkeit der Aussentemperatur dargestellt. Diesmal wird jedoch der Antriebswirkungsgrad des Kompressors variiert. Der Gesamtwirkungsgrad des Ventilators beträgt 25%.

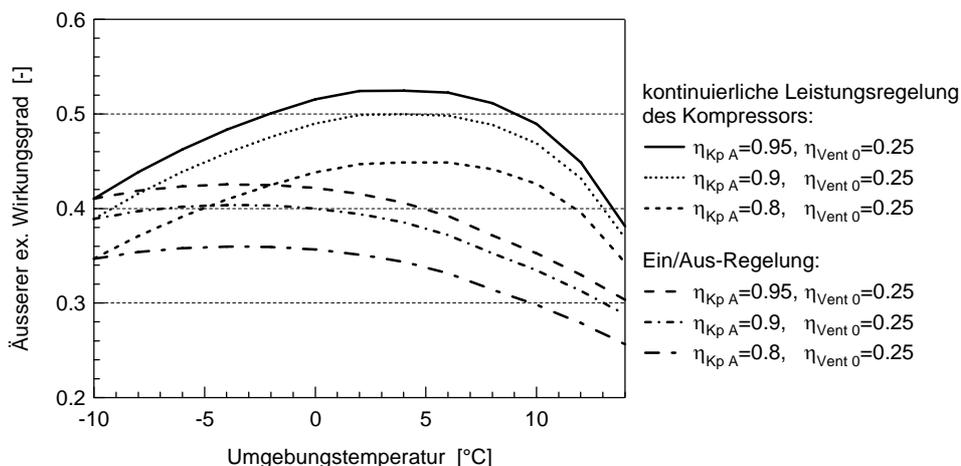


Abb. 8-7: Äusserer exergetischer Wirkungsgrad der erforderlichen Heiztemperatur der Luft/Wasser-Wärmepumpe mit kontinuierlicher Leistungsregelung und mit Ein/Aus-Regelung des Kompressors in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur (Antriebswirkungsgrad des Kompressors als Parameter)

Die Abb. 8-6 und Abb. 8-7 zeigen, dass bei der kontinuierlichen Leistungsregelung des Kompressors der Gesamtwirkungsgrad des Ventilators einen erheblichen Einfluss auf den Verlauf des exergetischen Wirkungsgrades hat. Ist der Gesamtwirkungsgrad des Ventilators klein, wird der exergetische Wirkungsgrad bei höheren Umgebungstemperaturen stark reduziert. Der Antriebswirkungsgrad des Kompressors hat dagegen einen geringen Einfluss auf den Verlauf des exergetischen Wirkungsgrades (gleichmässige Reduktion des Verlaufs über den gesamten Bereich der Umgebungstemperaturen).

Die Verläufe der *Leistungszahlen* mit kontinuierlicher Leistungsregelung und mit Ein/Aus-Regelung des Kompressors in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur sind in Abb. 8-8 und Abb. 8-9 dargestellt. In Abb. 8-8 wird dabei der Gesamtwirkungsgrad des Ventilators und in Abb. 8-9 der Antriebswirkungsgrad des Kompressors als Parameter verwendet.

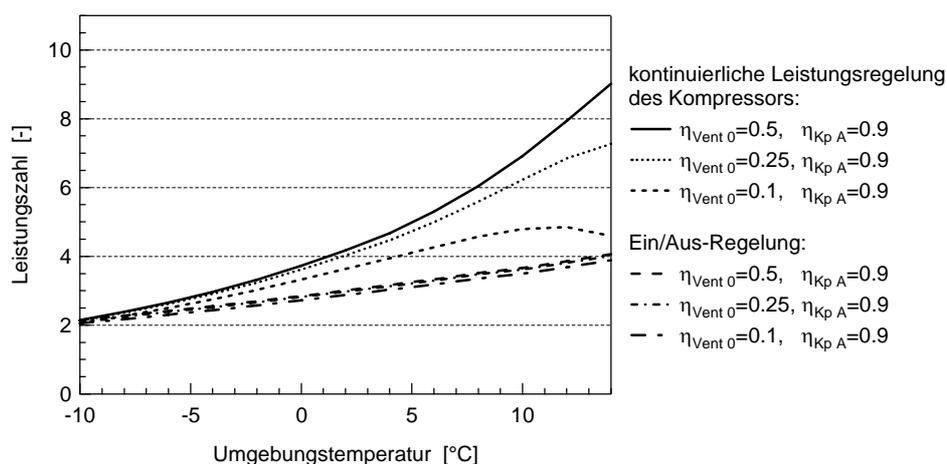


Abb. 8-8: Leistungszahl der Luft/Wasser-Wärmepumpe mit kontinuierlicher Leistungsregelung und mit Ein/Aus-Regelung des Kompressors in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur (Gesamtwirkungsgrad des Ventilators als Parameter)

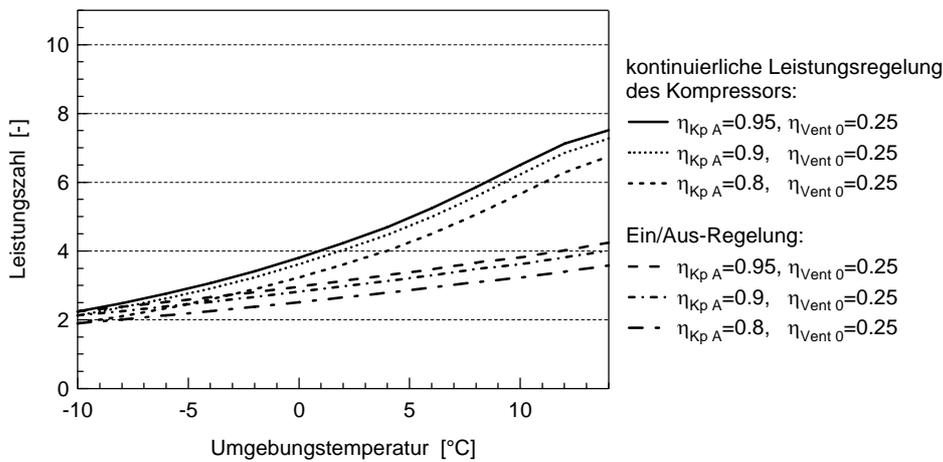


Abb. 8-9: Leistungszahl der Luft/Wasser-Wärmepumpe mit kontinuierlicher Leistungsregelung und mit Ein/Aus-Regelung des Kompressors in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur (Antriebswirkungsgrad des Kompressors als Parameter)

Auch hier wirkt sich der Gesamtwirkungsgrad des Ventilators deutlich stärker auf den Verlauf der Leistungszahl aus als der Antriebswirkungsgrad des Kompressors.

Der Einfluss des Gesamtwirkungsgrades des Ventilators auf die Leistungszahl bei Wärmepumpen mit kontinuierlicher Leistungsregelung des Kompressors und konstanter Ventilatorumdrehzahl ist bei Aussentemperaturen oberhalb 0°C gross, ganz im Gegensatz zu Wärmepumpen mit Ein/Aus-Regelung (vgl. Abb. 8-8). Die Leistungszahlen von Wärmepumpen mit kontinuierlicher Leistungsregelung des Kompressors können bei 14°C Umgebungstemperatur von rund 4.6 bis 9 variieren, abhängig vom Gesamtwirkungsgrad des Ventilators.

Die *Jahresarbeitszahlen* und *exergetischen Jahreswirkungsgrade* (ohne periodische Abtauungen) der Luft/Wasser-Wärmepumpe mit kontinuierlicher Leistungsregelung und mit Ein/Aus-Regelung des Kompressors sind in Tab. 8-2 zusammengestellt. Der dabei verwendete Antriebswirkungsgrad des Kompressors beträgt 90%.

Regelstrategie	Ein/Aus-Regelung			Kontinuierliche Leistungsregelung des Kompressors		
	0.10	0.25	0.50	0.10	0.25	0.50
Ventilatorwirkungsgrad	0.10	0.25	0.50	0.10	0.25	0.50
Jahresarbeitszahl [-]	2.97	3.07	3.11	4.09	5.24	5.88
Exergetischer Jahreswirkungsgrad bezüglich erforderlicher Heiztemperatur [-]	0.36	0.375	0.38	0.38	0.46	0.50

Tab. 8-2: Jahresarbeitszahlen und exergetische Jahreswirkungsgrade der Luft/Wasser-Wärmepumpe mit Ein/Aus-Regelung mit und ohne Antriebsverluste

Mit Ventilatorwirkungsgraden grösser als rund 10% steigt der exergetische Jahreswirkungsgrad und somit auch die Jahresarbeitszahl bei kontinuierlicher Leistungsregelung des Kompressors und konstanter Ventilatorumdrehzahl stark an. Die Effizienz der Luft/Wasser-Wärmepumpe mit Ein/Aus-Regelung wird bei weitem übertroffen. Der Gesamtwirkungsgrad des Ventilators hat bei dieser Regelstrategie einen erheblichen Einfluss auf die Gesamteffizienz.

#### 8.4 Kontinuierliche Leistungsregelung des Kompressors und Ventilators mit Antriebsverlusten

Es stellt sich die Frage, ob die Effizienz der Luft/Wasser-Wärmepumpe gegenüber Abschnitt 8.3 weiter verbessert werden kann, wenn der Kompressor und der Ventilator kontinuierlich leistungs-geregelt werden. Die Betriebscharakteristik bleibt durch die Antriebsverluste weiterhin unverändert und wird aus Abschnitt 7.3.2 übernommen. Der Luftvolumenstrom werde wiederum gemäss Abb. 7-9 über die Drehzahl des Ventilators geregelt.

In Abschnitt 8.3 wurde gezeigt, dass der Antriebswirkungsgrad des Kompressors einen Einfluss auf die Beträge des exergetischen Wirkungsgrades und der Leistungszahl hat, die Verläufe in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur jedoch kaum beeinflusst werden. Der Antriebswirkungsgrad des Kompressors wird hier deshalb nicht mehr variiert. Auch die Abhängigkeiten vom Druckverhältnis sowie von der Drehzahl werden nicht berücksichtigt.

$$\eta_{KpA} = \eta_{Kpm} \cdot \eta_{Kpel} = 0.90 \quad (229)$$

Der Gesamtwirkungsgrad des Ventilators wird mit den folgenden Parameterwerten untersucht:

$$\eta_{Vent0} = \eta_{Venti} \cdot \eta_{Ventm} \cdot \eta_{Ventel} = 0.10, 0.25 \text{ und } 0.50 \quad (230)$$

Die Drehzahlabhängigkeit des Ventilatorwirkungsgrades wird in Anbetracht auf die stetige Weiterentwicklung im Bereich der Ventilatortechnik vernachlässigt.

Abb. 8-10 zeigt die Verläufe der äusseren *exergetischen Wirkungsgrade der erforderlichen Heiztemperatur* wiederum zum Vergleich für kontinuierliche Leistungsregelung des Kompressors und Ventilators sowie für Ein/Aus-Regelung mit den parametrisierten Gesamtwirkungsgraden des Ventilators.

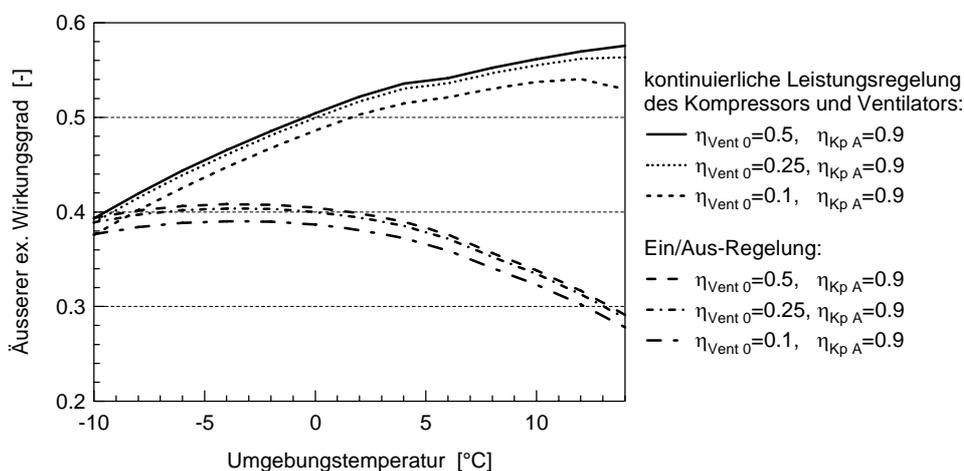


Abb. 8-10: Äusserer exergetischer Wirkungsgrad der erforderlichen Heiztemperatur der Luft/Wasser-Wärmepumpe mit kontinuierlicher Leistungsregelung des Kompressors und Ventilators sowie mit Ein/Aus-Regelung in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur (Gesamtwirkungsgrad des Ventilators als Parameter)

Auch dieses Ergebnis ist interessant: Wird zusätzlich zum Kompressor auch der Ventilator geregelt, hat die Effizienz des Ventilators einen deutlich geringeren Einfluss auf den Verlauf des exergetischen Wirkungsgrades als bei alleiniger Regelung des Kompressors. Je tiefer der Gesamtwirkungsgrad des Ventilators (im Auslegungspunkt) ist, desto stärker wird der exergetische Wirkungsgrad in der Nähe der Heizgrenze ( $\vartheta_U = 15^\circ\text{C}$ ) reduziert.

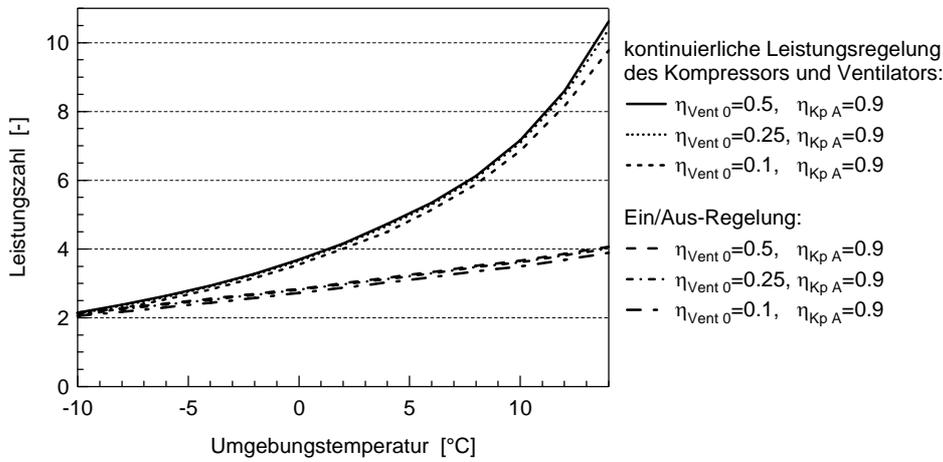


Abb. 8-11: Leistungszahl der Luft/Wasser-Wärmepumpe mit kontinuierlicher Leistungsregelung des Kompressors und Ventilators sowie mit Ein/Aus-Regelung in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur (Gesamtwirkungsgrad des Ventilators als Parameter)

Analog dazu sind die Verläufe der Leistungszahlen in Abb. 8-11 dargestellt. Der Ventilatorwirkungsgrad hat bei dieser Regelstrategie nur noch einen geringen Einfluss auf die Leistungszahl. In der Nähe der Heizgrenze wird die Leistungszahl durch schlechte Ventilatorwirkungsgrade nur noch leicht reduziert. Es zeigt sich damit, dass bei der simultanen Drehzahlregelung des Kompressors und Ventilators weniger auf die Ventilatoreffizienz geachtet werden muss als bei alleiniger Regelung des Kompressors.

Schliesslich sind die Jahresarbeitszahlen und exergetischen Jahreswirkungsgrade der erforderlichen Heiztemperatur (ohne periodische Abtauungen) die relevanten Ergebnisse. Diese sind in Tab. 8-3 zusammengestellt.

Regelstrategie	Kontinuierliche Leistungsregelung des Kompressors			Kontinuierliche Leistungsregelung des Kompressors und Ventilators		
	Ventilatorwirkungsgrad	0.10	0.25	0.50	0.10	0.25
Jahresarbeitszahl [-]	4.09	5.24	5.88	5.95	6.21	6.3
Exergetischer Jahreswirkungsgrad der erforderlichen Heiztemperatur [-]	0.38	0.46	0.50	0.51	0.53	0.54

Tab. 8-3: Jahresarbeitszahlen und exergetische Jahreswirkungsgrade der erforderlichen Heiztemperatur der Luft/Wasser-Wärmepumpe mit kontinuierlicher Leistungsregelung des Kompressors sowie mit kontinuierlicher Leistungsregelung des Kompressors und Ventilators (Gesamtwirkungsgrad des Ventilators als Parameter)

Die zusätzliche Drehzahlregelung des Ventilators ergibt eine weitere Verbesserung gegenüber der alleinigen Regelung der Kompressordrehzahl.

### 8.5 Vergleich der verschiedenen Regelstrategien

Abschliessend werden die erreichbaren Jahresarbeitszahlen und exergetischen Jahreswirkungsgrade mit den verschiedenen Regelstrategien der Luft/Wasser-Wärmepumpe unter Berücksichtigung der Antriebsverluste zusammengefasst. Die hier aufgeführten Ergebnisse sind gültig für einen Gesamtwirkungsgrad des Ventilators von 50% und einen Antriebswirkungsgrad des Kompressors von 90%. Die hier verwendeten Wirkungsgrade erscheinen hoch, sollten jedoch längerfristig erreichbar sein.

Regelstrategie	Ein/Aus-Regelung	Kontinuierliche Leistungsregelung des Kompressors	Kontinuierliche Leistungsregelung des Kompressors und Ventilators
Jahresarbeitszahl	3.11	5.88	6.3
Exergetischer Jahreswirkungsgrad der erforderlichen Heiztemperatur	0.38	0.50	0.54

Tab. 8-4: Jahresarbeitszahlen und exergetische Jahreswirkungsgrade der Luft/Wasser-Wärmepumpe mit verschiedenen Regelstrategien (mit Berücksichtigung der Antriebsverluste in Kompressor und Ventilator)

Bereits durch die alleinige Leistungsregelung des Kompressors kann die Effizienz der Luft/Wasser-Wärmepumpe gegenüber der Ein/Aus-Regelung deutlich verbessert werden. Wird zusätzlich zum Kompressor auch die Ventilatorzahl geregelt, wird die Jahresarbeitszahl gegenüber der Ein/Aus-Regelung rund verdoppelt.

### 8.6 Erkenntnisse

Die in Kapitel 8 gewonnenen Erkenntnisse werden nachfolgend zusammengefasst:

- Sowohl die Jahresarbeitszahlen wie auch die exergetischen Jahreswirkungsgrade werden durch die Antriebsverluste in Kompressor und Ventilator um rund 12% reduziert.
- Wird bei Luft/Wasser-Wärmepumpen mit kontinuierlicher Leistungsregelung lediglich die Drehzahl des Kompressors variiert, so hat die Effizienz des Ventilators, also der Ventilatorwirkungsgrad einen massgebenden Einfluss auf die zu erreichende Jahresarbeitszahl und den exergetischen Jahreswirkungsgrad.
- Wird zusätzlich zum Kompressor auch die Drehzahl des Ventilators geregelt, wird der Einfluss des Ventilatorwirkungsgrades gegenüber der alleinigen Regelung des Kompressors deutlich geringer.
- Beste Jahresarbeitszahlen und exergetische Jahreswirkungsgrade lassen sich durch die simultane Regelung von Kompressor und Ventilator erreichen.
- Wird bei der Luft/Wasser-Wärmepumpe mit kontinuierlicher Leistungsregelung des Kompressor ein Ventilator mit einem genügend hohen Wirkungsgrad eingesetzt, lassen sich auch mit dieser Regelstrategie deutlich bessere Jahresarbeitszahlen und exergetische Jahreswirkungsgrade als mit der Ein/Aus-Regelung der Wärmepumpe erzielen. – Hier spielt die Wahl des Ventilators also eine bedeutende Rolle.



## 9 Schlussfolgerungen

Die Bedeutung der Exergie ist weit reichend. Technische Prozesse benötigen zu ihrer Ausführung Nutzarbeit, also Exergie, die aus Primärenergiequellen geschöpft wird. Wenn man Primärenergie sparen will, muss man exergetisch günstige Prozesse einsetzen. Exergie ist also derjenige Teil der Energie, "auf den es ankommt" – sie ist technisch und ökonomisch wertvoll. Es gibt keinen Erhaltungssatz für die Exergie, vielmehr wird sie vernichtet und unwiderruflich in Anergie umgewandelt. Sämtliche Energieumwandlungen sollten, soweit es das Kriterium der Wirtschaftlichkeit erlaubt, einem reversiblen Prozess angeglichen werden.

Die energetische Bewertung ist für die Beurteilung eines Wärmepumpen-Prozesses (und beliebiger anderer Prozesse) notwendig, aber nicht hinreichend. Über die Prozessgüte gibt der zweite Hauptsatz der Thermodynamik Auskunft. Die Anwendung des zweiten Hauptsatzes erfolgt anstelle von abstrakten Entropiebilanzen vorteilhaft mit Exergiebilanzen. Die Exergie ist eine äusserst praktische und anschauliche Bewertungsgrösse für wärme- und kältetechnische Prozesse. Mittels der Exergie-Analyse lassen sich technisch-wirtschaftliche Beurteilungen bestmöglich durchführen.

Mit der hier durchgeführten Exergie-Analyse konnte eindrücklich gezeigt werden, dass die Ursache für die mässig gute Effizienz herkömmlicher Luft/Wasser-Wärmepumpen mit Ein/Aus-Regelung die ungünstige Betriebscharakteristik ist, welche aus der Charakteristik des drehzahlkonstanten Kompressors resultiert. Mit zunehmender Aussentemperatur steigt die Leistungszahl solcher Anlagen zwar an – im Gegensatz dazu nimmt der exergetische Wirkungsgrad, als thermodynamisch einwandfreie Bewertungsgrösse, jedoch ab. Die Thermodynamik des Heizens würde dagegen einen Anstieg des exergetischen Wirkungsgrades erlauben. Mit steigender Aussentemperatur nimmt die erforderliche Heizleistung des Gebäudes ab (gemäss Heizkurve). Demgegenüber ist das Verhalten von Wärmepumpen, deren Kompressor mit konstanter Drehzahl angetrieben wird, gerade konträr: Je kleiner die vom Gebäude geforderte Heizleistung und Heiztemperatur (bei Zunahme der Aussentemperatur), umso höher ist die erzeugte Heizleistung und -temperatur. Dieses Verhalten hat zur Folge; dass mit steigender Aussentemperatur die Temperaturgefälle für die Wärmeübertragung in Verdampfer und Kondensator ansteigen, eine deutliche Diskrepanz zwischen erforderlicher und erzeugter Heiz(wasser)temperatur entsteht, der erzeugte Temperaturhub gegenüber dem idealen Temperaturhub weniger stark abnimmt und der exergetische Wirkungsgrad sich deutlich reduziert.

Durch die kontinuierliche Anpassung der erzeugten an die erforderliche Heizleistung mittels einer geeigneten Leistungsregelung (z.B. Drehzahlregelung des Kompressors) lässt sich die Effizienz von Luft/Wasser-Wärmepumpen markant steigern. Bereits durch die alleinige kontinuierliche Leistungsregelung des Kompressors erreicht man gegenüber der Ein/Aus-Regelung deutlich bessere Leistungszahlen und exergetische Wirkungsgrade. Bei dieser Regelstrategie spielt die Effizienz des verwendeten Ventilators eine bedeutende Rolle und bestimmt massgeblich den Verlauf der Leistungszahl und des exergetischen Wirkungsgrades. Die besten Leistungszahlen und exergetischen Wirkungsgrade lassen sich durch kontinuierliche Leistungsregelung von Kompressor und Ventilator erzielen. Die Berechnungen zeigen, dass die Jahresarbeitszahl mit dieser Regelstrategie gegenüber der Ein/Aus-Regelung ungefähr verdoppelt werden kann.

In der vorliegenden Studie steht die Wärmepumpe im Vordergrund. Zur Erreichung einer hohen energetischen und exergetischen Effizienz bedarf es aber ganzheitlich optimierter Lösungen. Voraussetzung dazu sind neben hocheffizienten Heizsystemen eine durchdachte Architektur und verschiedene bauphysikalische Gebäudequalitäten. Weiter müssen Gebäude, Heizsystem und verwendete Wärmepumpe bestmöglich aufeinander abgestimmt werden, was die Zusammenarbeit von Architekten, Gebäudetechnik-Planer sowie Wärmepumpen-Herstellern bedingt.

Es bleibt zu hoffen, dass die vorliegende Studie ein Anstoss für weitere Diskussionen zum Thema effiziente Wärmepumpen ist. Schliesslich wäre es wünschenswert, wenn das Thema Exergie-Analyse vermehrt in die Ausbildung von Ingenieuren und Gebäudetechnik-Planern einfliessen würde.



## 10 Symbolverzeichnis

### 10.1 Lateinische Symbole

$A$	Wärmeübertragerfläche	$m^2$
$A_K$	Wärmeübertragerfläche Kondensator	$m^2$
$A_{K1}$	Benötigte Wärmeübertragerfläche des Kondensators für die Dampfsättigung (Abbau der Überhitzung)	$m^2$
$A_{K2}$	Benötigte Wärmeübertragerfläche des Kondensators für die reine Kondensation	$m^2$
$A_{K3}$	Benötigte Wärmeübertragerfläche des Kondensators für die Kondensatunterkühlung	$m^2$
$A_R$	Fläche der Gebäudehülle	$m^2$
$A_V$	Wärmeübertragerfläche Verdampfer	$m^2$
$A_{V1}$	Benötigte Wärmeübertragerfläche des Verdampfers für die reine Verdampfung	$m^2$
$A_{V2}$	Benötigte Wärmeübertragerfläche des Verdampfers für die Dampfüberhitzung	$m^2$
$a$	Konstante zur Berechnung des Wärmedurchgangskoeffizienten im Verdampfer	$W/(m^2 K)$
$b$	Konstante zur Berechnung des Wärmedurchgangskoeffizienten im Verdampfer	[-]
$b_0$	Faktor zur Berechnung der simultanen Wärme- und Stoffübertragung im Verdampfer	$J/(kg K)$
$C$	Kompensationsfaktor	[-]
$COP$	Leistungszahl	[-]
$c_p$	Spezifische Wärmekapazität (bei konstantem Druck)	$J/(kg K)$
$c_{pD}$	Spezifische Wärmekapazität Wasserdampf	$J/(kg K)$
$c_{pg}$	Spezifische Wärmekapazität gasförmiges Arbeitsfluid	$J/(kg K)$
$c_{pHW}$	Spezifische Wärmekapazität Heizwasser	$J/(kg K)$
$c_{pKD}$	Spezifische Wärmekapazität ausgeschiedenes Kondensat	$J/(kg K)$
$c_{pL}$	Spezifische Wärmekapazität trockene Luft	$J/(kg K)$
$c_{pl}$	Spezifische Wärmekapazität (siedendes) flüssiges Arbeitsfluid	$J/(kg K)$
$c_{pW}$	Spezifische Wärmekapazität Wasser	$J/(kg K)$
$dh$	Infinitesimale spezifische Enthalpieänderung	$J/kg$
$dp$	Infinitesimale Druckänderung	Pa
$ds$	Infinitesimale spezifische Entropieänderung	$J/kg$
$dT$	Infinitesimale Temperaturänderung	K
$E_{ch}$	Chemische Energie	J
$E_{el}$	Elektrische Energie	J
$E_m$	Mechanische Energie	J
$E_Q$	Exergiemenge der Wärme	J
$E_{VHS}$	Exergieverlustmenge im Heizwärme-Verteilsystem während einem Heizzyklus	J
$\dot{E}$	Exergiestrom	W
$\dot{E}_{LA}$	Exergiestrom der Luft am Austritt aus dem Verdampfer	W
$\dot{E}_{LE}$	Exergiestrom der Luft am Eintritt in den Verdampfer	W

$\dot{E}_Q$	Exergiestrom des Wärmestroms	W
$\dot{E}_{Q_H}$	Heizexergiestrom der erzeugten Heizleistung bei erzeugter Heiztemperatur	W
$\dot{E}_{Q_H}^*$	Heizexergiestrom der erforderlichen Heizleistung bei erforderlicher Heiztemperatur	W
$\dot{E}_{Q_U}$	Exergiestrom aus Umgebung	W
$\dot{E}_{RL}$	Exergiestrom Heizwasserrücklauf	W
$\dot{E}_U$	Exergiestrom an Umgebung	W
$\dot{E}_{VL}$	Exergiestrom Heizwasservorlauf	W
$\dot{E}_V$	Exergieverluststrom	W
$\dot{E}_{VEx}$	Exergieverluststrom im Expansionsventil	W
$\dot{E}_{VHS}$	Exergieverluststrom im Heizwärme-Verteilsystem (intermittierend)	W
$\dot{E}_{VHS}^*$	Exergieverluststrom im Heizwärme-Verteilsystem (kontinuierlich)	W
$\dot{E}_{Vi}$	Innerer Exergieverluststrom	W
$\dot{E}_{VK}$	Exergieverluststrom im Kondensator	W
$\dot{E}_{VK1}$	Exergieverluststrom im Kondensator (Dampfsättigung)	W
$\dot{E}_{VK2}$	Exergieverluststrom im Kondensator (reine Kondensation)	W
$\dot{E}_{VK3}$	Exergieverluststrom im Kondensator (Kondensatunterkühlung)	W
$\dot{E}_{VKp}$	Exergieverluststrom im Kompressor	W
$\dot{E}_{VR}$	Exergieverluststrom im Heizwärme-Abgabesystem (intermittierend)	W
$\dot{E}_{VR}^*$	Exergieverluststrom im Heizwärme-Abgabesystem (kontinuierlich)	W
$\dot{E}_{Vtot}$	Summe der Exergieverlustströme der Wärmepumpen-Teilprozesse	W
$\dot{E}_{VV}$	Exergieverluststrom im Verdampfer	W
$\dot{E}_{VV1}$	Exergieverluststrom im Verdampfer (reine Verdampfung)	W
$\dot{E}_{VV2}$	Exergieverluststrom im Verdampfer (Dampfüberhitzung)	W
$\dot{E}_{Vventi}$	Innerer Exergieverluststrom des Ventilators	W
$\dot{E}_j$	Exergiestrom in den Zustandspunkten des Wärmepumpenprozesses (j=1-4)	W
$e$	Spezifische Exergie	J/kg
$e_{Q_H}$	Spezifische Exergie der erzeugten Heizwärme	J/kg
$e_V$	Spezifischer Exergieverlust	J/kg
$e_{VEx}$	Spezifischer Exergieverlust im Expansionsventil	J/kg
$e_{VK}$	Spezifischer Exergieverlust im Kondensator	J/kg
$e_{VKp}$	Spezifischer Exergieverlust im Kompressor	J/kg
$e_{VV}$	Spezifischer Exergieverlust im Verdampfer	J/kg
$e_j$	Spezifische Exergie in den Zustandspunkten des Wärmepumpen- Prozesses (j=1-4)	J/kg
$f$	Wärmepumpen-Betriebsverhältnis	[-]
$\dot{H}$	Enthalpiestrom	W
$\dot{H}_j$	Enthalpiestrom in den Zustandspunkten des Wärmepumpen- Prozesses (j=1-4)	W
$h$	Spezifische Enthalpie	J/kg
$h_{LA}$	Spezifische Enthalpie der Luft am Austritt des Verdampfers	J/kg
$h_{LE}$	Spezifische Enthalpie der Luft am Eintritt in den Verdampfer	J/kg

$h_U$	Spezifische Enthalpie bei Umgebungstemperatur und Umgebungsdruck	J/kg
$h_j$	Spezifische Enthalpie in den Zustandspunkten des Wärmepumpen-Prozesses ( $j=1-4$ )	J/kg
$h_{2s}$	Spezifische Enthalpie nach Kompressor bei isentroper Kompression	J/kg
$h'_4$	Spezifische Enthalpie beim Verdampfungsdruck auf der Siedelinie	J/kg
$h''_4$	Spezifische Enthalpie beim Verdampfungsdruck auf der Taulinie	J/kg
JAZ	Jahresarbeitszahl	[-]
$K$	Substitution für $(\kappa - 1) / \kappa$	[-]
$k$	Wärmedurchgangskoeffizient	W/(m <sup>2</sup> K)
$k_K$	Wärmedurchgangskoeffizient Kondensator	W/(m <sup>2</sup> K)
$k_{K1}$	Wärmedurchgangskoeffizient Kondensator (Dampfüberhitzung)	W/(m <sup>2</sup> K)
$k_{K2}$	Wärmedurchgangskoeffizient Kondensator (reine Kondensation)	W/(m <sup>2</sup> K)
$k_{K3}$	Wärmedurchgangskoeffizient Kondensator (Kondensatunterkühlung)	W/(m <sup>2</sup> K)
$k_R$	Mittlere Wärmedurchgangskoeffizient Gebäudehülle	W/(m <sup>2</sup> K)
$k_V$	Wärmedurchgangskoeffizient Verdampfer	W/(m <sup>2</sup> K)
$k_{V1}$	Wärmedurchgangskoeffizient Verdampfer (reine Verdampfung)	W/(m <sup>2</sup> K)
$k_{V2}$	Wärmedurchgangskoeffizient Verdampfer (Dampfüberhitzung)	W/(m <sup>2</sup> K)
$m$	Exponent zur Berechnung der erforderlichen Heiztemperatur	[-]
$\dot{m}$	Massenstrom	kg/s
$\dot{m}_f$	Massenstrom Arbeitsfluid	kg/s
$\dot{m}_{HW}$	Massenstrom Heizwasser	kg/s
$\dot{m}_L$	Massenstrom Luft	kg/s
$P$	Mechanische Antriebsleistung	W
$P_{el}$	Elektrische Antriebsleistung	W
$P_i$	Innere Kompressorleistung	W
$P_{Kp}$	Elektrische Antriebsleistung des Kompressors	W
$P_{rev}$	Minimale Antriebsleistung der reversiblen Wärmepumpe	W
$P_{Vent}$	Elektrische Antriebsleistung des Ventilators	W
$P_{Venti}$	Innere Ventilatorleistung	W
$\Delta P_{Kp}$	Exergieverluststrom Kompressor-Antrieb	W
$\Delta P_{Vent}$	Exergieverluststrom Ventilator-Antrieb	W
$p$	Druck	Pa
$p_K$	Kondensationsdruck	Pa
$p_U$	Umgebungsdruck	Pa
$p_V$	Verdampfungsdruck	Pa
$p_j$	Druck in den Zustandspunkten des Wärmepumpen-Prozesses ( $j=1-4$ )	Pa
$\Delta p_L$	Luftseitiger Druckverlust	Pa

$Q$	Wärmemenge	J
$Q_H$	Erzeugte Wärmemenge während eines Heizzyklus	J
$Q_H^*$	Erforderliche Wärmemenge während eines Heizzyklus	J
$\dot{Q}$	Wärmestrom	W
$\dot{Q}_H$	Erzeugte Heizleistung	W
$\dot{Q}_H^*$	Erforderliche Heizleistung	W
$\dot{Q}_{HNenn}$	Nominale Heizleistung	W
$\dot{Q}_K$	Wärmestrom im Kondensator	W
$\dot{Q}_{K1}$	Wärmestrom im Kondensator (Dampfsättigung)	W
$\dot{Q}_{K2}$	Wärmestrom im Kondensator (reine Kondensation)	W
$\dot{Q}_{K3}$	Wärmestrom im Kondensator (Kondensatunterkühlung)	W
$\dot{Q}_{max}^*$	Maximal erforderliche Heizleistung	W
$\dot{Q}_U$	Wärmestrom aus Umgebung der realen Wärmepumpe	W
$\dot{Q}_{Ul}$	Latenter Wärmestrom aus Umgebung	W
$\dot{Q}_{Us}$	Sensibler Wärmestrom aus Umgebung	W
$\dot{Q}_{U,rev}$	Wärmestrom aus Umgebung der reversiblen Wärmepumpe	W
$\dot{Q}_V$	Wärmestrom im Verdampfer	W
$\dot{Q}_{Vl}$	Latenter Wärmestrom im Verdampfer	W
$\dot{Q}_{Vs}$	Sensibler Wärmestrom im Verdampfer	W
$\dot{Q}_{V1}$	Wärmestrom im Verdampfer (reine Verdampfung)	W
$\dot{Q}_{V2}$	Wärmestrom im Verdampfer (Dampfüberhitzung)	W
$q_H$	Spezifische Heizwärme	J/kg
$q_U$	Spezifische Wärme aus Umgebung	J/kg
$q_V$	Spezifische Wärme im Verdampfer	J/kg
$R$	Individuelle Gaskonstante Arbeitsfluid	J/(kg K)
$R_D$	Individuelle Gaskonstante Wasserdampf	J/(kg K)
$R_L$	Individuelle Gaskonstante Luft (trocken)	J/(kg K)
$r$	Verdampfungsenthalpie Arbeitsfluid	J/kg
$r_{Ew}$	Erstarrungsenthalpie Wasser	J/kg
$r_K$	Kondensationsenthalpie Arbeitsfluid bei Kondensationstemperatur	J/kg
$r_{Sw}$	Sublimationsenthalpie von Wasser	J/kg
$r_V$	Verdampfungsenthalpie Arbeitsfluid bei Verdampfungstemperatur	J/kg
$r_{Vw}$	Verdampfungsenthalpie Wasser	J/kg
$s$	Spezifische Entropie	J/kg
$s_{irr}$	Irreversible Entropie-Zunahme	J/kg
$s_{irr12}$	Irreversible Entropiezunahme im Kompressor	J/kg
$s_U$	Spezifische Entropie bei Umgebungstemperatur und Umgebungsdruck	J/kg
$s_j$	Spezifische Entropie in den Zustandspunkten des Wärmepumpen-Prozesses ( $j=1-4$ )	J/kg
$s'_4$	Spezifische Entropie beim Verdampfungsdruck auf der Siedelinie	J/kg
$s''_4$	Spezifische Entropie beim Verdampfungsdruck auf der Taulinie	J/kg
$T$	Absolute Temperatur	K
$T_H$	Erzeugte Heiztemperatur	K

$T_H^*$	Erforderliche Heiztemperatur	K
$\bar{T}_H$	Zeitlicher Mittelwert der erzeugten Heiztemperatur während dem Betriebszyklus	K
$T_{Hmax}^*$	Maximal erforderliche Heiztemperatur	K
$T_K$	Kondensationstemperatur	K
$T_{K1}$	Mittleres Temperaturniveau im Kondensator (Dampfsättigung)	K
$T_{K2}$	Mittleres Temperaturniveau im Kondensator (reine Kondensation)	K
$T_{K3}$	Mittleres Temperaturniveau im Kondensator (Kondensatunterkühlung)	K
$\bar{T}_K$	Mittlere Kondensationstemperatur	K
$T_{KD}$	Temperatur des ausgeschiedenen Kondensats im Verdampfer	K
$T_{LA}$	Austrittstemperatur der Luft	K
$T_{LE}$	Eintrittstemperatur der Luft	K
$\bar{T}_L$	Mittlere Lufttemperatur im Verdampfer	K
$T_R$	Raumtemperatur	K
$T_{RL}$	Erzeugte Rücklauftemperatur des Heizwassers	K
$T_{RL}^*$	Erforderliche Rücklauftemperatur des Heizwassers	K
$\bar{T}_{RL}$	Zeitlicher Mittelwert der erzeugten Rücklauftemperatur während dem Betriebszyklus	K
$T_U$	Umgebungstemperatur	K
$T_{Umin}$	Minimale Umgebungstemperatur	K
$T_V$	Verdampfungstemperatur	K
$T_{V1}$	Mittleres Temperaturniveau im Verdampfer (reine Verdampfung)	K
$T_{V2}$	Mittleres Temperaturniveau im Verdampfer (Dampfüberhitzung)	K
$\bar{T}_V$	Mittlere Verdampfungstemperatur	K
$T_{VL}$	Erzeugte Vorlauftemperatur des Heizwassers	K
$T_{VL}^*$	Erforderliche Vorlauftemperatur des Heizwassers	K
$\bar{T}_{VL}$	Zeitlicher Mittelwert der erzeugten Vorlauftemperatur während dem Betriebszyklus	K
$T_1$	Temperatur in den Zustandspunkten des Wärmepumpenprozesses (j=1-4)	K
$\Delta T$	Temperaturgefälle	K
$\Delta T_{Dü}$	Dampfüberhitzung nach Kompressor bezüglich der Kondensationstemperatur	K
$\Delta T_{GK}$	Temperaturleit im Kondensator	K
$\Delta T_{GV}$	Temperaturleit im Verdampfer	K
$\Delta T_H$	Temperaturgefälle im Heizwärme-Verteilsystem zwischen erzeugter und erforderlicher Heiztemperatur	K
$\Delta T_{Hub}$	Temperaturhub	K
$\Delta T_{Hubideal}$	Minimaler Temperaturhub bezüglich der erforderlichen Heiztemperatur	K
$\Delta T_{Hubmin}$	Minimaler Temperaturhub bezüglich der gewünschten Raumtemperatur	K
$\Delta T_{HW}$	Heizwassererwärmung im Kondensator	K
$\Delta T_K$	Temperaturgefälle im Kondensator	K

$\Delta T_{K1}$	Mittleres Temperaturgefälle im Kondensator (Dampfsättigung)	K
$\Delta T_{K2}$	Mittleres Temperaturgefälle im Kondensator (reine Kondensation)	K
$\Delta T_{K3}$	Mittleres Temperaturgefälle im Kondensator (Kondensatunterkühlung)	K
$\Delta T_L$	Abkühlung der Luft im Verdampfer	K
$\Delta T_R$	Temperaturgefälle vom Heizwärme-Verteilsystem an den Raum	K
$\Delta T_{Uk}$	Kondensatunterkühlung	K
$\Delta T_{Ü}$	Dampfüberhitzung im Verdampfer	K
$\Delta T_V$	Temperaturgefälle im Verdampfer	K
$\Delta T_{V1}$	Mittleres Temperaturgefälle im Verdampfer (reine Verdampfung)	K
$\Delta T_{V2}$	Mittleres Temperaturgefälle im Verdampfer (Dampfüberhitzung)	K
$t_0$	Einschaltzeitpunkt der Wärmepumpe	s
$t_1$	Ausschaltzeitpunkt der Wärmepumpe	s
$t_2$	Endzeitpunkt der Stillstandszeit	s
$\dot{V}_L$	Volumenstrom Luft	m <sup>3</sup> /s
$\dot{V}_N$	Normvolumenstrom des Arbeitsfluids im Kompressor	m <sup>3</sup> /s
$W$	Kompressorarbeit während einem Heizzyklus	J
$w_L$	Luftgeschwindigkeit im lamellierten Querschnitt des Verdampfers	m/s
$w_i$	Spezifische innere Arbeit des Kompressors	J/kg
$x$	Feuchtegehalt der Luft	[-]
$x_D$	Dampfgehalt des Arbeitsfluids nach Expansionsventil	[-]
$x_{LA}$	Feuchtegehalt der Luft am Austritt aus dem Verdampfer	[-]
$x_{LE}$	Feuchtegehalt der Luft am Eintritt in den Verdampfer	[-]
$x_U$	Feuchtegehalt der Luft bei Umgebungszustand	[-]
$\Delta x_V$	Mittleres Feuchtigkeitsgefälle im Verdampfer	[-]
$Z$	Realgasfaktor	[-]
$z$	Anzahl Tage pro Jahr	[-]

## 10.2 Griechische Symbole

$\varepsilon$	Leistungszahl	[-]
$\bar{\varepsilon}$	Jahresarbeitszahl	[-]
$\varepsilon_{rev}$	Ideale Leistungszahl der reversiblen Wärmepumpe	[-]
$\varepsilon_{rev a}$	Bestmögliche Leistungszahl der reversiblen Wärmepumpe bezüglich der erzeugten Heiztemperatur	[-]
$\varepsilon_{rev a}^*$	Bestmögliche Leistungszahl der reversiblen Wärmepumpe bezüglich der erforderlichen Heiztemperatur	[-]
$\varepsilon_{rev HS}$	Bestmögliche Leistungszahl des reversiblen Heizsystems mit Wärmepumpen	[-]
$\varepsilon_{rev i}$	Innere Leistungszahl der reversiblen Wärmepumpe	[-]
$\vartheta$	Temperatur	°C
$\vartheta_H$	Erzeugte Heiztemperatur	°C
$\vartheta_H^*$	Erforderliche Heiztemperatur	°C
$\vartheta_{H,max}^*$	Maximal erforderliche Heiztemperatur	°C
$\vartheta_{TPE}$	Taupunkttemperatur der Luft am Eintritt in den Verdampfer	°C
$\vartheta_U$	Umgebungstemperatur	°C
$\eta_{ex}$	Exergetischer Wirkungsgrad	[-]

$\eta_{\text{exa}}$	Äusserer exergetischer Wirkungsgrad bezüglich der erzeugten Heiztemperatur	[-]
$\eta_{\text{exa}}^*$	Äusserer exergetischer Wirkungsgrad bezüglich der erforderlichen Heiztemperatur	[-]
$\eta_{\text{exHS}}$	Äusserer exergetischer Wirkungsgrad des Heizsystems mit Wärmepumpen	[-]
$\eta_{\text{exi}}$	Innerer exergetischer Wirkungsgrad	[-]
$\eta_{\text{exrev}}$	Exergetischer Wirkungsgrad der reversiblen Wärmepumpe	[-]
$\eta_{\text{C}}$	Carnotfaktor	[-]
$\eta_{\text{Ca}}$	Carnotfaktor bezüglich der erzeugten Heiztemperatur	[-]
$\eta_{\text{Ca}}^*$	Carnotfaktor bezüglich der erforderlichen Heiztemperatur	[-]
$\eta_{\text{CHS}}$	Carnotfaktor bezüglich der Raumtemperatur	[-]
$\eta_{\text{Ci}}$	Carnotfaktor bezüglich der inneren Prozesstemperaturen	[-]
$\eta_{\text{KpA}}$	Antriebswirkungsgrad des Kompressors	[-]
$\eta_{\text{Kpel}}$	Wirkungsgrad des Elektromotors (Kompressor)	[-]
$\eta_{\text{Kpm}}$	Mechanischer Wirkungsgrad des Kompressors	[-]
$\eta_{\text{s}}$	Isentroper Kompressorwirkungsgrad	[-]
$\eta_{\text{Ventel}}$	Wirkungsgrad des Elektromotors (Ventilator)	[-]
$\eta_{\text{Venti}}$	Innerer Ventilatorwirkungsgrad	[-]
$\eta_{\text{Ventm}}$	Mechanischer Wirkungsgrad des Ventilators	[-]
$\eta_{\text{Vent0}}$	Gesamtwirkungsgrad des Ventilators	[-]
$\kappa$	Isentropenexponent des Arbeitsfluids	[-]
$\lambda$	Nutzliefergrad des Kompressors	[-]
$\lambda_{\text{L}}$	Wärmeleitfähigkeit Luft (trocken)	W/(m K)
$\lambda_{\text{W}}$	Wärmeleitfähigkeit Wasser	W/(m K)
$\varphi$	Druckverhältnis	[-]
$\nu$	Kinematische Viskosität	m <sup>2</sup> /s
$\rho_{\text{L}}$	Dichte Luft (trocken)	kg/m <sup>3</sup>
$\rho_{\text{W}}$	Dichte Wasser	kg/m <sup>3</sup>
$\upsilon$	Wärmestromverhältnis	[-]



## 11 Literaturverzeichnis

- [1] H.D. Baehr: Zur Thermodynamik des Heizens (I. Der zweite Hauptsatz und die konventionellen Heizsysteme), Brennstoff-Wärme-Kraft 32, Nr. 1, S. 9/15, 1980
- [2] H.D. Baehr: Zur Thermodynamik des Heizens (II. Primärenergieeinsparung durch Anergienutzung), Brennstoff-Wärme-Kraft 32, Nr. 2, S. 47/57, 1980
- [3] W. Raiss: Heiz- und Klimatechnik, 2. Band, 15. Auflage, S. 64/67, Berlin, Heidelberg, New York: Springer Verlag, 1970
- [4] O. Albrecht: Verbesserungspotential von Luft/Wasser-Wärmepumpen durch Exergie-Analyse: Diplomarbeit, Hochschule für Technik und Architektur, Horw, 2005
- [5] L. Berlinger, M. Imholz, M. Albert, B. Wellig, K. Hilfiker: LOREF – Lamellenluftkühler-Optimierung mit Reduktion von Eis- und Frostbildung: Optimierung des Lamellenluftkühlers/Verdampfers von Luft/Wasser-Wärmepumpen – Teil 1: Theoretische und experimentelle Untersuchungen. Bundesamt für Energie, 2008  
R. Sahinagic, L. Gasser, B. Wellig, K. Hilfiker: LOREF – Lamellenluftkühler-Optimierung mit Reduktion von Eis- und Frostbildung: Optimierung des Lamellenluftkühlers/Verdampfers von Luft/Wasser-Wärmepumpen – Teil 2: Mathematisch-physikalische Simulation des Lamellenluftkühlers mit Kondensat- und Frostbildung. Bundesamt für Energie, 2008  
R. Sahinagic, M. Imholz, L. Berlinger, H. Huber, K. Hilfiker: LOREF – Lamellenluftkühler-Optimierung mit Reduktion von Eis- und Frostbildung: Untersuchung der Frostbildung für Lamellenluftkühler von Wärmepumpen. Bundesamt für Energie, 2004
- [6] P. von Böckh, H.J. Eggenberger, Marc Borer, Thomas Borer: Geregelt Wärmepumpe Pioneer – Geregelt Luft/Wasser-Wärmepumpe für Sanierungen von Öl- und Elektroheizungen. Bundesamt für Energie, 2005
- [7] Z. Rant: Die Heiztechnik und der zweite Hauptsatz der Thermodynamik, Gaswärme International 12, Nr. 1 und 8, S. 1/8 und 297/304, 1963
- [8] H.D. Baehr: Thermodynamik, 6 Auflage, Hannover, Springer Verlag, 1988
- [9] VDI-Wärmeatlas, 10. bearbeitete und erweiterte Auflage, Berlin, Heidelberg, New York: Springer Verlag, 2006
- [10] Ziehl Abegg: Drehzahlregelung von Ventilatoren für die Kälte und Klimatechnik, 2007
- [11] Bitzer International: Kältemittel Report, 13. Auflage, 2005



## A1 Kompressortyp und Charakteristik

Die „treibende Kraft“ jeder Kompressions-Wärmepumpe ist der Kompressor. Dieser saugt das kalte Sauggas bei Verdampfungsdruck  $p_v$  an und komprimiert es auf den höheren Kondensationsdruck  $p_k$ .

Kompressoren gibt es in diversen Bauarten. Im Rahmen dieser Forschungsstudie werden verschiedene Verdichtertypen für die Anwendung in Luft/Wasser-Wärmepumpen untersucht. In heutigen auf dem Markt erhältlichen Wärmepumpen werden üblicherweise Scroll- oder Hubkolbenkompressoren verwendet.

### A1.1 Verwendete Kompressortypen

#### A1.1.1 Scrollkompressoren

Das Verdichtungskonzept des Scrollkompressors besteht darin, dass eine Evolventenspirale mit einer ebensolchen zweiten Spirale eine Reihe sichelförmiger Gastaschen bildet. Beim Verdichten bleibt die eine Spirale stationär (feste Spirale), während die andere (orbitierende Spirale) auf dieser abrollt. Im Verlauf dieser Bewegung werden die Gastaschen zwischen den beiden Formen langsam zum Mittelpunkt der beiden Spiralen verschoben, wobei zugleich ihr Volumen abnimmt.

Der Scrollkompressor arbeitet somit nach dem volumetrischen Prinzip. Da die Volumenreduktion in der Spirale konstruktiv gegeben ist, ist auch das Druckverhältnis des Verdichters bestimmt. Der Scrollkompressor benötigt somit keine Ventile. Ist nun das von der Anlage geforderte Druckverhältnis kleiner als das Druckverhältnis des Verdichters, kommt es am Austritt der Spiralen zu einer Rückexpansion des komprimierten Gases.

Im Rahmen dieser Studie wird ein einstufiger, halbhermetischer, sauggasgekühlter Scrollkompressor der Firma Copeland verwendet.

Die Abdichtung zwischen den Spiralfanken wird im Betrieb durch die Fliehkraft erreicht. Aus diesem Grund eignen sich Scrollkompressoren nur in einem kleinen Bereich für die Drehzahlvariation.

#### A1.1.2 Hubkolbenkompressoren

Die älteste und wohl immer noch am meisten verbreitete Bauart von Kompressoren ist der Hubkolbenkompressor. Er ist robust, ausgereift und relativ billig herzustellen. Sein Hauptnachteil sind die freien Massenkräfte, welche entsprechende Massnahmen gegen die Übertragung von Schüttel-schwingungen verlangen.

In dieser Studie werden halbhermetische Hubkolbenverdichter der Firma Bitzer verwendet.

Der Antriebsmotor ist fliegend auf der Verdichterwelle angeordnet und wird bei sauggasgekühlter Ausführung vom Sauggas durchströmt. Die Motorkühlung, insbesondere bei höheren spezifischen Belastungen, erfolgt somit durch das kalte Sauggas.

### A1.2 Kompressorcharakteristik

Im folgenden Abschnitt werden die für die mathematisch-physikalische Simulation der Luft/Wasser-Wärmepumpe benötigten Kenngrößen der verschiedenen verwendeten Kompressoren hergeleitet.

Im Rahmen dieser Studie wurden die zwei folgenden Kompressortypen verwendet:

- **Scrollkompressor:** Copeland ZR 40 K 3E (halbhermetisch, Betrieb mit R407C)
- **Hubkolbenkompressor:** Bitzer 2EC-3.2Y (halbhermetisch, Betrieb mit R407C)

### A1.2.1 Normvolumenstrom

Der Normvolumenstrom  $\dot{V}_N$  ist durch das geometrische Volumen des Kompressions-Raumes, sowie durch die Nenndrehzahl des Kompressors gegeben. Für die verwendeten Kompressoren gilt:

- **Scrollkompressor:**  $\dot{V}_N = 9.44 \text{ m}^3 / \text{h}$  bei 50 Hz Netzfrequenz
- **Hubkolbenkompressor:**  $\dot{V}_N = 11.36 \text{ m}^3 / \text{h}$  bei 50 Hz Netzfrequenz

### A1.2.2 Realgasfaktor

Zur Berechnung des Arbeitsfluid-Massenstromes wird in Gl. (164) der Realgasfaktor  $Z$  für das Arbeitsfluid benötigt. Dieser kann jeweils für ein Arbeitsfluid in Funktion von Druck und Temperatur ermittelt werden. In Gl. (164) wird ein gemittelter Wert (Temperatur und Druck während der Kompression gemittelt) für den Realgasfaktor verwendet. Für R407C gilt:

$$Z = 0.94$$

### A1.2.3 Nutzliefegrad

Der Nutzliefegrad  $\lambda$  ist das Verhältnis aus effektiv angesaugtem Volumenstrom  $\dot{V}_{\text{eff}}$  bezogen auf den Nennvolumenstrom  $\dot{V}_N$ , welcher bei volumetrischen Kompressoren durch die Geometrie des Kompressionsraumes gegeben ist.

$$\lambda = \frac{\dot{V}_{\text{eff}}}{\dot{V}_N} \approx 0.6 \dots 0.9$$

Der Liefergrad ist massgeblich abhängig vom Druckverhältnis  $\varphi = p_K / p_V$ . Mit steigendem Druckverhältnis wird der Liefergrad schlechter. Dies gilt für Hubkolben- als auch für Scrollkompressoren. Bei Scrollkompressoren reduziert sich der Liefergrad aufgrund der mit steigendem Druckverhältnis grösser werdenden Leckagen zwischen den Flanken der Orbitalspiralen. Demgegenüber ist bei Hubkolbenkompressoren der Schadraum (Raum für Ein- und Auslassventile) für die Reduktion des Liefergrads verantwortlich.

Der Liefergrad kann in Funktion des Druckverhältnisses aus den Herstellerdaten ermittelt werden. Anhand dieser Daten kann der vom Kompressor geförderte Arbeitsfluid-Massenstrom  $\dot{m}_f$  in Funktion des Druckverhältnisses  $\varphi$  sowie der Eintrittstemperatur  $T_1$  ermittelt werden. Der Liefergrad kann jetzt in Funktion des Druckverhältnisses berechnet und eine Regressionsgleichung gebildet werden.

$$\lambda = \lambda(\varphi) = \frac{\dot{m}_f(\varphi, T_1) \cdot Z \cdot R \cdot T_1}{p_V(T_V) \cdot \dot{V}_N}$$

Es ergeben sich die in Abb. A 1 dargestellten Regressionsgleichungen zur Berechnung des Liefergrads des Scroll- und Hubkolbenkompressors.

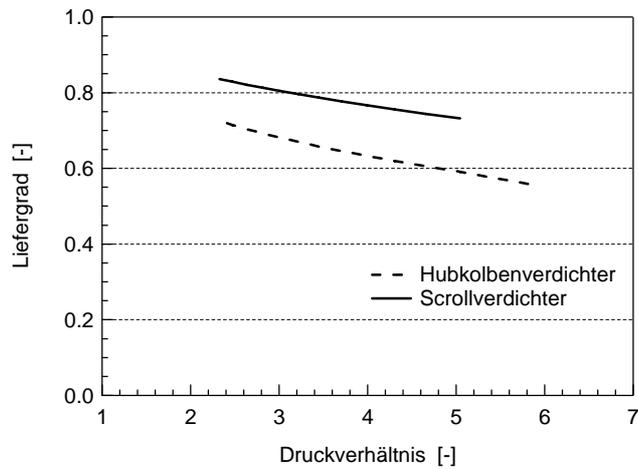


Abb. A 1: Liefergrad Scroll- und Hubkolbenkompressor

#### A1.2.4 Isentroper Kompressorwirkungsgrad

Der isentrope Kompressorwirkungsgrad  $\eta_s$  bestimmt die im Kompressor entstehenden Exergie-Verluste massgeblich und stellt somit eine wichtige Kenngrösse dar. Der isentrope Kompressorwirkungsgrad ist analog zum Liefergrad wiederum eine Funktion des Druckverhältnisses  $\varphi$ . Aus Herstellerdaten kann die zugeführte elektrische Leistung  $P_{el}$  des Kompressors in Abhängigkeit des Druckverhältnisses  $\varphi$  sowie der Verdichtereintrittstemperatur  $T_1$  berechnet werden. Mit dem Arbeitsfluid-Massenstrom  $\dot{m}_f$  sowie einem angenommenen Antriebswirkungsgrad  $\eta_{KpA}$  lässt sich daraus die spezifische innere Kompressorarbeit  $w_i$  berechnen:

$$w_i = \frac{P_{el} \cdot \eta_{KpA}}{\dot{m}_f}$$

Wird das gasförmige Arbeitsfluid während der Kompression von  $p_v$  auf  $p_k$  als ideales Gas betrachtet, gilt für die spezifische innere Kompressorarbeit:

$$w_i = T_1 \cdot c_{pg} \cdot \frac{1}{\eta_s} \cdot (\varphi^K - 1)$$

Für den isentropen Kompressorwirkungsgrad in Funktion des Druckverhältnisses gilt somit:

$$\eta_s = \eta_s(\varphi) = T_1 \cdot c_{pg} \cdot \frac{\dot{m}_f(\varphi, T_1)}{P_{el}(\varphi, T_1) \cdot \eta_{KpA}} \cdot (\varphi^K - 1)$$

Die resultierenden isentropen Wirkungsgrade des Scroll- und Hubkolbenkompressors sind in Abb. A 2 in Funktion des Druckverhältnisses dargestellt.

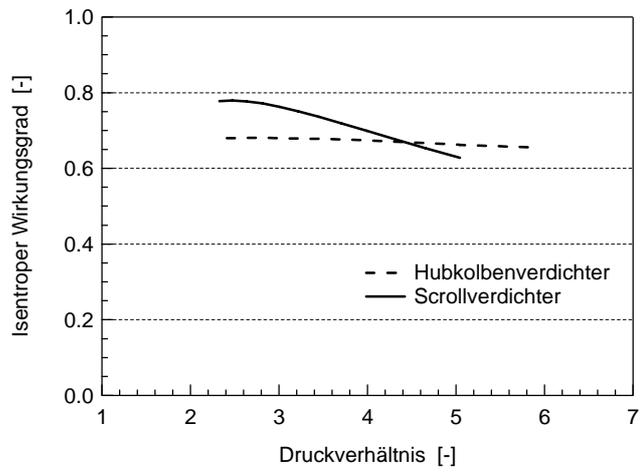


Abb. A 2: Isetroper Kompressorwirkungsgrad Scroll- und Hubkolbenkompressor

## A2 Mathematisierung des Druckverhältniss

Nachfolgend wird das in Gl. (109) verwendete Druckverhältnis hergeleitet. Allgemein gilt für das Druckverhältnis mit  $p_1 = p_v$  und  $p_2 = p_k$ :

$$\varphi = \frac{p_2}{p_1} = \frac{p_k}{p_v} \quad (108)$$

Mit der Gleichung von *Clausius-Clapeyron* kann die Dampfdruckkurve des Arbeitsfluids mathematisiert werden. Dabei gilt:

$$p = p_0 \cdot e^{\frac{r}{R} \left( \frac{1}{T_0} - \frac{1}{T} \right)}$$

Somit gilt für den Verdampfungsdruck  $p_v$  bzw. den Kondensationsdruck  $p_k$  nach *Clausius-Clapeyron*:

$$p_k = p_2 = p_0 \cdot e^{\frac{r}{R} \left( \frac{1}{T_0} - \frac{1}{T_k} \right)}$$

$$p_v = p_1 = p_0 \cdot e^{\frac{r}{R} \left( \frac{1}{T_0} - \frac{1}{T_v} \right)}$$

Durch Einsetzen in Gl. (108) ergibt sich Druckverhältnis in Abhängigkeit der relevanten Prozesstemperaturen  $T_v$  und  $T_k$ :

$$\varphi = \frac{p_k}{p_v} = e^{\frac{r}{R} \left( \frac{1}{T_v} - \frac{1}{T_k} \right)} = e^{\frac{r}{R} \left( \frac{T_k - T_v}{T_v \cdot T_k} \right)} \approx e^{\frac{r}{R} \frac{\Delta T_{Hub}}{T_U^2}} \quad (109)$$

Mit der Gleichung von Clausius-Clapeyron konnten die Drücke  $p_v$  und  $p_k$  somit aus dem Druckverhältnis eliminiert und durch die relevanten Prozesstemperaturen ersetzt werden.



### A3 Vereinfachung der Exergieverluste im Kompressor

In einem ersten Schritt wird die Reihenentwicklung der in Gl. (110) enthaltenen Exponential-Funktion aufgezeigt. Dabei muss der Gültigkeitsbereich ermittelt und überprüft werden. Für die Reihenentwicklung der Exponential-Funktion gilt:

$$e^x = 1 + x + \frac{1}{2}x^2 + \frac{1}{6}x^3 + \frac{1}{24}x^4 + \dots$$

Zur Erreichung einer relevanten Vereinfachung der Gl. (110) muss die Reihentwicklung nach dem ersten Term abgebrochen werden. Unter der Voraussetzung, dass der relative Fehler bezogen auf die exakte Funktion betragen darf, kann der Gültigkeitsbereich der x-Werte wie unten dargestellt eingeschränkt werden. Dazu wird der relative Fehler der vereinfachten Funktion bezogen auf die exakte Exponential-Funktion in Abhängigkeit der x-Werte in Abb. A 3 aufgezeigt.

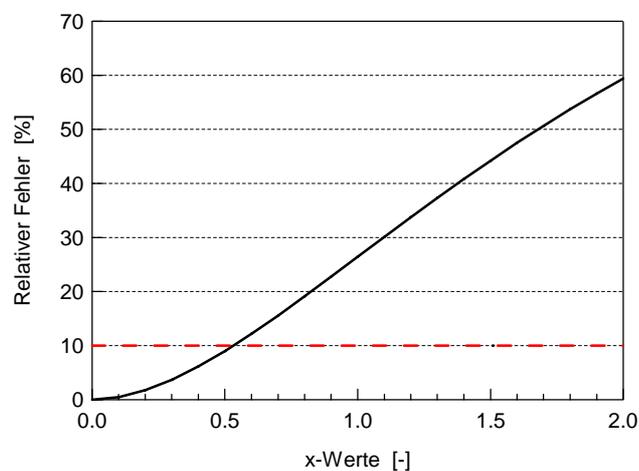


Abb. A 3: Relativer Fehler der vereinfachten Funktion bezogen auf die exakte Exponential-Funktion

Gemäss Abb. A 3 lässt sich der Gültigkeitsbereich der x-Werte wie folgt einschränken:

$$e^x = e^{K \cdot \frac{r}{R} \left( \frac{1}{T_V} - \frac{1}{T_K} \right)} \Rightarrow x = K \cdot \frac{r}{R} \cdot \left( \frac{1}{T_V} - \frac{1}{T_K} \right) = 0 \dots 0.5$$

Zur Überprüfung des Gültigkeitsbereiches der x-Werte wird eine Kontrollrechnung mit R407C durchgeführt: Betriebsbedingungen:  $T_V = 259.15\text{K}$ ,  $T_K = 312.15\text{K}$ ; Stoffdaten:  $K = 0.111$ ,  $r = 230\text{kJ/kg}$ ,  $R = 79.6\text{J/kgK}$

Gemäss obiger Gleichung ist  $x = 0.21$ . Die Kontrolle mit den getroffenen Annahmen zeigt, dass eine Reihenentwicklung der Exponential-Funktion mit Abbruch nach dem ersten Term zulässig ist. Somit gilt:

$$e^{K \cdot \frac{r}{R} \left( \frac{1}{T_V} - \frac{1}{T_K} \right)} \approx K \cdot \frac{r}{R} \cdot \left( \frac{1}{T_V} - \frac{1}{T_K} \right) + 1$$

Wiederum eingesetzt in Gl. (110) ergibt sich:

$$e_{\text{VKP}} = T_U \cdot \left( c_{\text{pg}} \cdot \ln \cdot \left( \frac{1}{\eta_{\text{sv}}} \cdot K \cdot \frac{r}{R} \cdot \left( \frac{1}{T_V} - \frac{1}{T_K} \right) + 1 \right) - r \cdot \left( \frac{1}{T_V} - \frac{1}{T_K} \right) \right)$$

Damit eine einfache Interpretation der obigen Gleichung möglich wird, soll die Logarithmus-Funktion wiederum durch eine Reihenentwicklung approximiert werden. Für die Reihenentwicklung der Logarithmus-Funktion gilt:

$$\ln(x) = (x-1) - \frac{1}{2} \cdot (x-1)^2 + \frac{1}{3} \cdot (x-1)^3 - \frac{1}{4} \cdot (x-1)^4 + \dots$$

Damit sich die gewünschte Vereinfachung der Gl. (110) ergibt, muss die Reihenentwicklung wiederum nach dem ersten Term abgebrochen werden. Abb. A 4 zeigt den durch die Vereinfachung hervorgerufenen, relativen Fehler bezogen auf die exakte Funktion in Abhängigkeit der x-Werte.

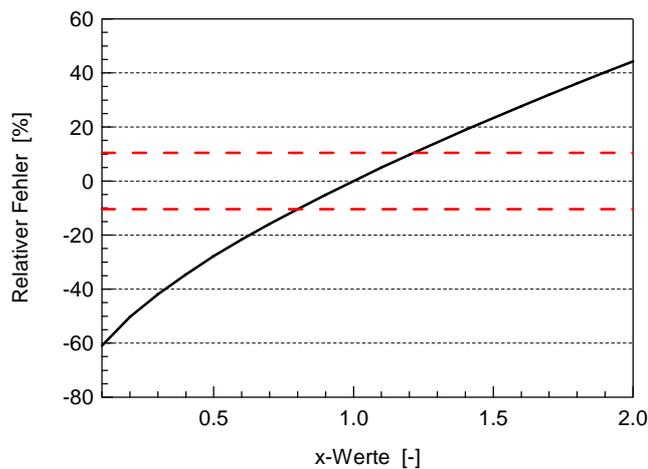


Abb. A 4: Relativer Fehler der vereinfachten Funktion bezogen auf die exakte Logarithmus-Funktion

Der Gültigkeitsbereich der x-Werte lässt sich wiederum wie folgt eingrenzen, so dass der relative Fehler der vereinfachten Funktion bezogen auf die exakte Logarithmus-Funktion nicht grösser als 10% wird.

$$\ln(x) = \ln\left(\frac{1}{\eta_{sv}} \cdot K \cdot \frac{r}{R} \cdot \left(\frac{1}{T_V} - \frac{1}{T_K}\right) + 1\right) \Rightarrow x = \frac{1}{\eta_{sv}} \cdot K \cdot \frac{r}{R} \cdot \left(\frac{1}{T_V} - \frac{1}{T_K}\right) + 1 = 0.8 \dots 1.2$$

Mit den oben angegebenen Betriebsbedingungen und Stoffdaten (R407C) sowie unter der Annahme eines isentropen Kompressorwirkungsgrades von 75% ergibt sich ein x-Wert von  $x = 1.28$ . Obwohl der x-Wert des zu entwickelnden Terms knapp ausserhalb des Gültigkeitsbereichs liegt, wird die Reihenentwicklung durchgeführt.

Unter Einbezug der Identität nach Gl. (111) ergibt sich:

$$e_{vKp} = T_U \cdot r \cdot \frac{\Delta T_{Hub}}{T_V \cdot (T_V + \Delta T_{Hub})} \cdot \left(\frac{1}{\eta_s} - 1\right) \quad (112)$$

Die Genauigkeit dieser stark vereinfachten Funktion zur Berechnung der spezifischen Exergieverluste der Kompression soll jetzt überprüft werden.

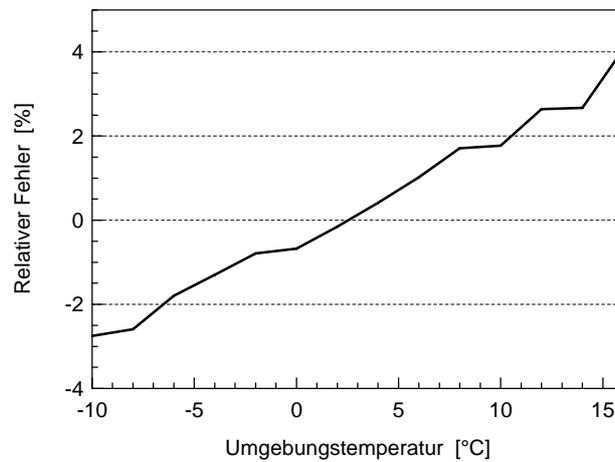


Abb. A 5: Relativer Fehler der spezifischen Exergieverluste der Kompression nach Gl. (112) bezogen auf Gl. (110)

Der in Abb. A 5 dargestellte relative Fehler der vereinfachten Funktion (Gl. (112)) bezieht sich auf Gl. (110). Der in Gl. (112) benötigte isentrope Kompressorwirkungsgrad wurde dabei gemäss Anhang A1 modelliert. Die resultierenden Fehler sind gering: maximal rund 4%. Gleichung (112) liefert somit eine gute Approximation zur Berechnung der spezifischen Exergieverluste der Kompression.



## A4 Spezifische Enthalpie und Entropie nach dem Expansionsventil

In Abschnitt 2.1 wurde gezeigt, dass der Energiestrom bzw. der Enthalpiestrom eines Stoffstromes über die Drossel (Expansionsventil) unverändert bleibt. Das Expansionsventil arbeitet somit in guter Näherung *isenthalp*. Die in der Herleitung verwendeten Bezeichnungen sind in Abb. 4-3 bzw. Abb. A 6 dargestellt. Die spezifischen Enthalpien werden analog zu den spezifischen Entropien bezeichnet.

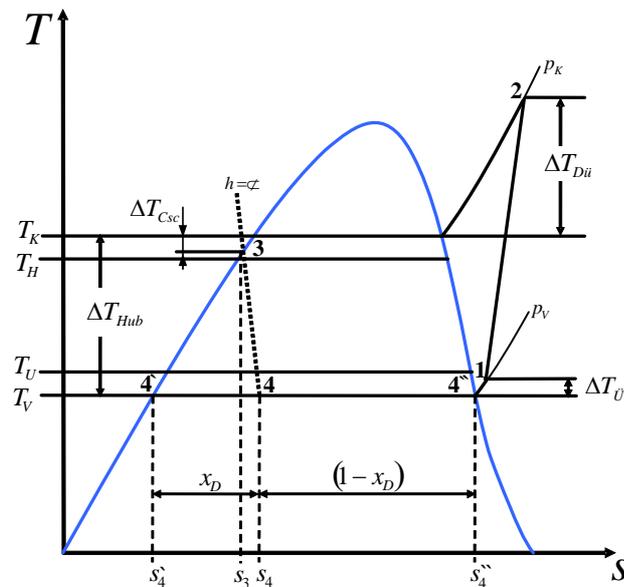


Abb. A 6:  $T,s$ -Diagramm mit spezifischen Entropien

Arbeitet das Expansionsventil isenthalp, so gilt für die spezifischen Enthalpien vor und nach der Drossel:

$$h_3 = h_4$$

Der Zustandspunkt 3 liegt auf der Siedelinie. Somit gilt:

$$h_3 = h'_3$$

Der Zustandspunkt 4 (Austritt Expansionsventil bzw. Eintritt Verdampfer) liegt im Nassdampfgebiet. Seine spezifische Enthalpie kann mit dem Dampfgehalt  $x_D$  berechnet werden. Der Dampfgehalt  $x_D$  im Nassdampfgebiet ist definiert mit:

$$x_D = \frac{m''}{m' + m''} = \frac{m''}{m}$$

Dabei steht  $m'$  für die Masse siedender Flüssigkeit und  $m''$  für die Masse Sattedampf. Für die spezifische Enthalpie  $h_4$  gilt somit:

$$h_4 = h'_4 + x_D \cdot (h''_4 - h'_4)$$

mit:

$$h''_4 - h'_4 = r_V$$

Es ergibt sich Gl. (116) mit der spezifischen Verdampfungsenthalpie  $r_V$  beim zugehörigen Verdampfungsdruck  $p_V = p_1$  zur Berechnung der spezifischen Enthalpie  $h_4$ :

$$h_4 = h'_4 + x_D \cdot (h''_4 - h'_4) = h'_4 + x_D \cdot r_V \quad (116)$$

Analog zur spezifischen Enthalpie  $h_4$  des Zustandpunktes 4 kann auch die spezifische Entropie  $s_4$  bei diesem Zustandpunkt berechnet werden.

$$s_4 = s'_4 + x_D \cdot (s''_4 - s'_4)$$

dabei gilt:

$$s''_4 - s'_4 = s_r$$

Die Verdampfungsentropie  $s_r$  lässt sich mittels der Verdampfungsenthalpie  $r_V$  und der zugehörigen Verdampfungstemperatur  $T_V$  berechnen.

$$s_r = \frac{r_V}{T_V}$$

Es ergibt sich Gl. (117) zur Berechnung der spezifischen Entropie  $s_4$ .

$$s_4 = s'_4 + x_D \cdot (s''_4 - s'_4) = s'_4 + x_D \cdot \frac{r_V}{T_V} \quad (117)$$

## A5 Vereinfachung der Exergieverluste im Expansionsventil

Gleichung (125) zur Berechnung der spezifischen Exergieverluste der Drossel enthält eine Logarithmus-Funktion, welche eine einfache Interpretation dieser Gleichung erschwert. Diese Logarithmus-Funktion kann wiederum mittels einer Reihenentwicklung approximiert werden:

$$\ln(x) = (x-1) - \frac{1}{2} \cdot (x-1)^2 + \frac{1}{3} \cdot (x-1)^3 - \frac{1}{4} \cdot (x-1)^4 + \dots$$

Mit dem Ziel, eine markante Vereinfachung der Gl. (125) zu erreichen, muss die Reihenentwicklung nach dem ersten Term abgebrochen werden. Der resultierende Fehler der vereinfachten Funktion bezogen auf die exakte Logarithmus-Funktion ist in Abb. A 4 in Funktion der x-Werte dargestellt.

Damit der resultierende relative Fehler der vereinfachten Funktion bezogen auf die exakte Funktion nicht grösser als 10% wird, kann der Gültigkeitsbereich wie folgt eingeschränkt werden:

$$\ln(x) = \ln\left(\frac{T_V}{T_V + \Delta T_{\text{Hub}} - \Delta T_{\text{Uk}}}\right) \approx \ln\left(\frac{T_V}{T_K}\right) \Rightarrow x = \frac{T_V}{T_K} = 0.8 \dots 1.2$$

Unter der Annahme von  $T_V = 259.15\text{K}$  und  $T_K = 312.15\text{K}$  ergibt sich ein x-Wert von  $x = 0.83$ . Eine Reihenentwicklung der Logarithmus-Funktion mit Abbruch nach dem ersten Term ist somit zulässig. Es gilt also:

$$\ln\left(\frac{T_V}{T_V + \Delta T_{\text{Hub}} - \Delta T_{\text{Uk}}}\right) \approx \left(\frac{T_V}{T_V + \Delta T_{\text{Hub}} - \Delta T_{\text{Uk}}}\right) - 1$$

In Gl. (125) eingesetzt ergibt sich:

$$e_{\text{VEx}} \approx T_U \cdot c_{\text{pl}} \cdot \left(\frac{\Delta T_{\text{Hub}}^2}{T_V^2 + T_V \cdot \Delta T_{\text{Hub}}}\right)$$

Die Genauigkeit dieser stark vereinfachten Funktion zur Berechnung der spezifischen Exergieverluste der Drosselung soll wiederum überprüft werden.

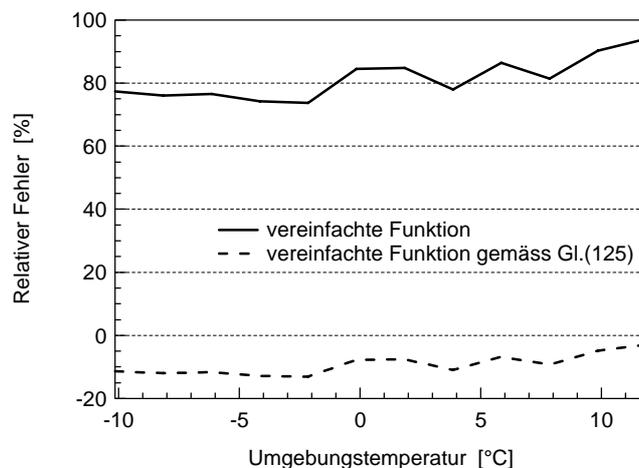


Abb. A 7: Relative Fehler der spezifischen Exergieverluste der Drosselung bezogen auf Gl. (125)

Die in Abb. A 7 dargestellten relativen Fehler beziehen sich auf die nicht vereinfachte Gl. (125). Die mittels der Reihenentwicklung vereinfachte Gleichung liefert schlechte Resultate. Der bei der

Reihenentwicklung in Kauf genommene relative Fehler von 10% beeinflusst die Resultate stark. Dies könnte mit einer Fehlerfortpflanzungs-Rechnung gezeigt werden.

Wird die vereinfachte Gleichung mit dem Faktor 0.5 korrigiert, ergibt sich Gl. (126), welche gute Resultate liefert und leicht interpretierbar ist. Gleichung (126) stellt somit eine geeignete Approximation zur Berechnung der spezifischen Exergieverluste der Drosselung dar.

$$e_{\text{vEx}} \approx T_U \cdot c_{\text{pl}} \cdot \frac{1}{2} \cdot \left( \frac{\Delta T_{\text{Hub}}^2}{T_V^2 + T_V \cdot \Delta T_{\text{Hub}}} \right) \quad (126)$$

Für die Verwendung in Simulationsprogrammen wird Gl. (125) empfohlen, da diese die besten Resultate liefert.

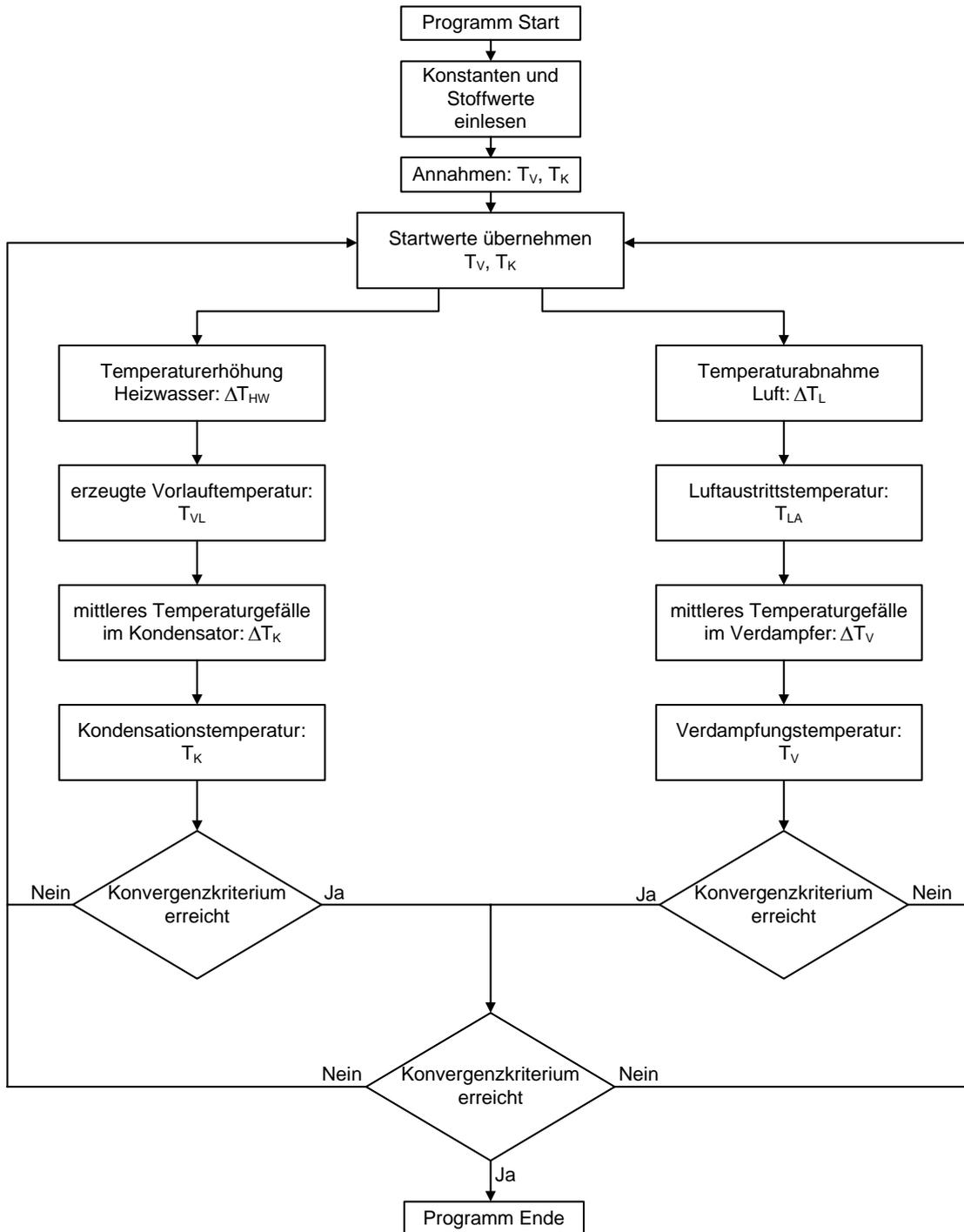
## A6 Iterationsablauf zur Ermittlung der Betriebscharakteristik

Die zur Ermittlung der Betriebscharakteristik benötigten Prozessgleichungen werden in Kapitel 5 aufgeführt. Anhand der Prozessgleichungen (Gl. (164)–(191)) kann der sich einstellende Betriebspunkt (Verdampfungs- und Kondensationstemperaturen, Arbeitsfluid-Massenstrom, Heizleistung usw.) in Funktion der Umgebungstemperatur iterativ ermittelt werden. Im Rahmen dieser Studie wurde zur Berechnung der Betriebscharakteristik ein Iterationsprogramm in MAPLE erstellt.

### Ablauf des Iterationsprogramms:

- Einlesen der benötigten Stoffwerte und Konstanten (z.B. Flächen der Wärmeübertrager, Wärmedurchgangskoeffizienten, Verdichterkennzahlen usw.)
- Festlegen der Startwerte: Als Startwert wird die Verdampfungstemperatur mit der Umgebungstemperatur gleichgesetzt, und für die Kondensationstemperatur wird die Vorlauftemperatur gemäss der Heizkurve eingesetzt. Die Vorlauftemperatur ist dabei analog zur Rücklauftemperatur eine Funktion der Umgebungstemperatur.
- Mit den obigen Startwerten werden Gl. (164) bis (191) berechnet.
- In einem weiteren Schritt werden mit Hilfe der Gl. (175) und (186) die neuen Startwerte der Verdampfungs- bzw. die Kondensationstemperatur für den nächsten Iterationsdurchgang berechnet.
- Anschliessend werden die Berechnungen (Punkt 3 und 4) erneut ausgeführt und die wiederum neu berechneten Werte der Verdampfungs- und Kondensationstemperatur erneut als Startwerte der Verdampfungs- und Kondensationstemperatur eingesetzt.
- Diese Berechnungsschleife wird solange durchgeführt bis die Änderung der Kondensations- bzw. der Verdampfungstemperatur vom Durchgang  $n$  zum Durchgang  $n+1$  kleiner als 0.001 K wird.
- Sobald das Konvergenzkriterium erfüllt ist, wird die Berechnungsschleife abgebrochen, und die relevanten Daten (Verdampfungs- und Kondensationstemperatur, Heizleistung, Kompressorleistung, Temperaturdifferenzen für die Wärmeübertragung, Temperaturhub usw.) werden ausgelesen.

Der Ablauf des Iterationsprogramms lässt sich für ein besseres Verständnis auch graphisch darstellen.



Die Betriebscharakteristik einer Wärmepumpe ist massgeblich abhängig vom Kompressortyp. Es ist somit zwingend notwendig, diese für sämtliche betrachtete Kompressortypen separat zu berechnen.

## A7 Daten zur simulierten Luft/Wasser-Wärmepumpe

Im Rahmen dieser theoretischen Exergie-Analyse wurde die im Labor der Hochschule Luzern – Technik & Architektur aufgestellte Luft/Wasser-Wärmepumpe mit Ein/Aus-Regelung simuliert und exergetisch bewertet. Dabei handelt es sich um die folgende Maschine:

Typ: Luft/Wasser-Wärmepumpe PPL 401

Hersteller: Steinmann Apparatebau AG  
Alpenweg 4  
3038 Kirchlindach

### Technische Daten:

Arbeitsfluid: R 407C

Kompressor: Scrollkompressor – siehe Anhang A1

Verdampfer: Lamellenluftkühler mit 4 Rohrreihen in der Tiefe  
totale Wärmeübertragerfläche  $A_V = 18.2\text{m}^2$

Kondensator: Plattenwärmeübertrager  
totale Wärmeübertragerfläche  $A_K = 0.92\text{m}^2$



## A8 Verdampfung und Kondensation von Mehrstoffgemischen

In der Kältetechnik haben Mehrstoffgemische bereits eine längere Tradition. Mehrstoffgemische werden unterschieden in so genannt azeotrope und zeotrope Kältemittel. Dabei weisen azeotrope Mehrstoffgemische ein ähnliches Verhalten wie Einstoff-Kältemittel auf. Im Gegensatz zu azeotropen Gemischen (z.B. R134A, R502, R507A), die sich bei der Verdampfung und Kondensation wie Einstoffgemische verhalten, erfolgt die Phasenänderung bei zeotropen Gemischen „gleitend“ über ein gewisses Temperaturband. Dieser Temperaturgleit während der Verdampfung und Kondensation kann mehr oder weniger stark ausgeprägt sein [11].

Im Wärmepumpen-Prozess bedeutet das zeotrope Verhalten eine leichte Temperaturzunahme während der Verdampfung und eine geringe Temperaturabnahme während der Kondensation. Dieses Verhalten ist in Abb. A 8 im  $\log p, h$ -Diagramm dargestellt.

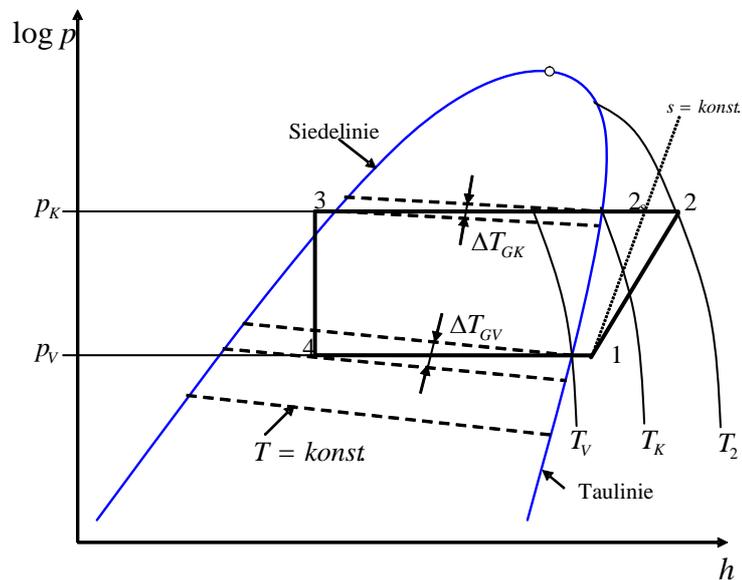


Abb. A 8:  $\log p, h$ -Diagramm eines zeotropen Gemisches (z.B. R407C) mit Wärmepumpen-Prozess

Weist das Arbeitsfluid während der Verdampfung und Kondensation einen Temperaturgleit auf, so beziehen sich die Verdampfungs- und Kondensationstemperatur ( $T_V$  und  $T_K$ ) jeweils auf die Temperatur auf der Taulinie (vgl. Abb. A 8).