



# **Analyse zweier ORC-Konzepte zur Nutzung von Niedertemperaturwärme**

von

Christoph Philipp Windisch

als Diplomarbeit der Kommission zur Abhaltung der dritten Diplomprüfung  
der Studienrichtung Maschinenbau an der Technischen Universität Graz  
über das Institut für Wärmetechnik vorgelegt.

Betreuer

Ao.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. René Rieberer

Dipl.-Ing. Gerald Zotter

Graz, im Jänner 2011

## **Eidesstattliche Erklärung**

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

Graz, am .....

.....  
(Christoph P. Windisch)

## Kurzfassung

Titel: Analyse zweier ORC-Konzepte zur Nutzung von Niedertemperaturwärme

Autor: Christoph Philipp Windisch

Schlagwörter: Organic-Rankine-Cycle , Niedertemperaturwärme, Wärmemotor

Viele in Wohnhäusern eingesetzte solarthermische Anlagen liefern im Sommer wesentlich mehr Wärme, als für die Brauchwassererwärmung notwendig ist. Im Rahmen der Diplomarbeit wurden zwei unterschiedliche ORC-Konzepte zur Umwandlung dieser „frei“ zur Verfügung stehenden Überschusswärme in elektrische Energie thermodynamisch analysiert. Weiters wurden diese hinsichtlich ihrer technischen Umsetzbarkeit untersucht und miteinander verglichen. Der Leistungsbereich dieser Anlage zur Niedertemperaturwärmenutzung (ca. 80 °C) sollte zwischen 1 und 2 kW<sub>el</sub> liegen.

Beim ersten Konzept handelt es sich um einen konventionellen Organic Rankine Cycle (ORC). Das zweite zu analysierende Konzept ist ein alternativer ORC-Prozess, auch „Wärmemotor“ genannt, bei dem mittels eines Kolbens ein Kreisprozess periodisch durchfahren wird. Zur Analyse wurden die Prozesse mit Hilfe des Programms EES™ thermodynamisch modelliert und Simulationen durchgeführt. Die theoretisch erreichbaren Wirkungsgrade, unter verlustloser Betrachtung, waren bei beiden Prozessen identisch und betragen je nach untersuchtem Arbeitsmedium zwischen 10,5 und 11,8 %. Aufgrund von diversen Verlusten werden die realen Wirkungsgrade jedoch wesentlich geringer sein. Vor allem beim Wärmemotor-Konzept werden diese in Form von Wärmeverschleppungen und Reibungsverlusten in der Kolbenbewegung auftreten. Des Weiteren bringt die Kraftübertragung beim Wärmemotor, in Folge einer ungleichförmigen Kolbenbewegung, Fragestellungen in der Umsetzung mit sich.

Um eine ökonomische Nutzung der „gratis“ zur Verfügung stehenden Wärme zu ermöglichen, müssen die Investitionskosten des jeweiligen Konzeptes möglichst gering und dessen Effizienz hoch sein. Dies spricht eher für einen konventionellen ORC-Prozess, da hierbei aus der Kältetechnik bekannte Standardkomponenten, welche in großen Stückzahlen produziert werden, zum Einsatz kommen könnten.

## Abstract

Title: Analysis of two ORC concepts for utilization of low temperature heat

Author: Christoph Philipp Windisch

Keywords: Organic Rankine Cycle, low temperature heat, Wärmemotor

A lot of solar thermal applications, which are used in residential houses, supply more heat during summer than needed for domestic water heating. Within the scope of this thesis two different ORC-concepts, to convert this “freely available” heat into electrical power, have been thermodynamically analyzed. Furthermore, these two concepts have been investigated with regard to their technical feasibility and have also been compared to each other. The power range of the plant for utilization low temperature heat (about 80 °C) should reach from 1 to 2 kW<sub>el</sub>.

The first concept is a “conventional” Organic Rankine Cycle (ORC). The second concept is an alternative ORC process, also called “Wärmemotor”, in which a piston is used running through a cycle process. For analysis, the two processes have been thermodynamically modelled with the program EES™ and simulations have been carried out.

The theoretical efficiencies, neglecting all losses, were identical for both processes and were found to be between 10.5 to 11.8 %, depending on the working fluid. Due to various losses the real efficiencies will be much lower. Especially in case of the Wärmemotor losses will occur, taking the form of heat losses and friction loss during the piston movement. Moreover, the non-uniform piston motion raises questions concerning the transmission of power to the generator.

In order to enable the utilization of the “freely available” heat economically, the investment costs of the particular concept have to be low and its efficiency has to be high. That rather speaks for the conventional ORC process, because here mass-produced standard refrigeration components could be used.

## **Vorwort**

Die vorliegende Diplomarbeit entstand am Institut für Wärmetechnik der technischen Universität Graz (Institutsvorstand: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Jürgen Karl) während eines Zeitraums von Juni 2010 bis Jänner 2011. Der Auftraggeber hierfür war die Firma Solarfocus mit dem Sitz in St.Ulrich bei Steyr.

An dieser Stelle möchte ich mich bei Herrn Ao.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. René Rieberer und Herrn Dipl.-Ing. Gerald Zotter für die wissenschaftliche Betreuung bedanken. Vor allem deren Diskussionsbereitschaft, fachliche wie auch soziale Kompetenz haben einen wesentlichen Beitrag zum Entstehen dieser Arbeit geleistet.

Im Weiteren gilt mein Dank der gesamten Belegschaft des Instituts für das familiäre Arbeitsklima, welches mit Sicherheit keine Selbstverständlichkeit darstellt.

Ganz besonders möchte ich mich hiermit bei meinen Eltern bedanken, die mich im Laufe meines Lebens auf jede erdenkliche Art und Weise unterstützt haben und ohne die eine Durchführung dieses Studiums nicht möglich gewesen wäre.

Graz, im Jänner 2011

Christoph P. Windisch

---

# Inhaltsverzeichnis

1. Einleitung.....	1
1.1. Allgemeines.....	1
1.2. Aufgabenstellung der Diplomarbeit.....	1
1.3. Vorgehensweise .....	2
2. Allgemeine Grundlagen.....	3
2.1. Grundlegendes zur Thermodynamik.....	3
2.1.1. Thermodynamische Systeme.....	3
2.1.2. Erster Hauptsatz .....	4
2.1.3. Kreisprozesse .....	4
2.1.4. Dampfkraftanlagen / Clausius-Rankine-Prozess.....	6
2.2. Wärmeübertragung.....	7
2.2.1. Konvektiver Wärmeübergang .....	8
2.2.2. Wärmedurchgangszahl.....	8
3. ORC - Organic Rankine Cycle .....	9
3.1. Allgemeines.....	9
3.1.1. Funktionsweise.....	9
3.1.2. Typische Anwendungsbereiche.....	10
3.2. Arbeitsmedien .....	11
3.2.1. Allgemeine Kriterien.....	12
3.2.2. Charakteristika .....	13
3.3. Prozessführung.....	15
3.3.1. Unterkritischer Prozess .....	16
3.3.2. Transkritischer Prozess .....	18
3.4. Expansionsmaschinen .....	19
3.4.1. Grundlegende Unterscheidung.....	19
3.4.2. Einsatzbereiche von Expansionsmaschinen.....	20
3.4.3. Scrollmaschine .....	22
4. Analyse des „konventionellen“ ORC-Prozesses.....	24
4.1. Thermodynamische Modellierung .....	25
4.2. Analyse verschiedener Prozesse.....	27
4.2.1. Vergleich des theoretischen Wirkungsgrades .....	28

4.2.2.	Vergleich des realen Wirkungsgrades.....	30
4.2.3.	Vergleich der Volumenströme und Volumenstromverhältnisse .....	31
4.2.4.	Vergleich des Wirkungsgrades mit Wärmereneration .....	33
4.2.5.	Zusammenfassung der Erkenntnisse .....	35
5.	Analyse des Wärmemotor-Konzeptes.....	37
5.1.	Funktionsbeschreibung.....	37
5.2.	Thermodynamische Modellierung .....	39
5.3.	Durchströmter Wärmetauscher .....	41
5.3.1.	Ermittlung der Zeitdauern der einzelnen Zustandsänderungen.....	42
5.3.2.	Analyse anhand praktischer Beispiele.....	47
5.3.3.	Diskussion der Erkenntnisse .....	56
5.4.	Nichtdurchströmter Wärmetauscher .....	59
5.4.1.	Ermittlung der Zeitdauern der einzelnen Zustandsänderungen.....	60
5.4.2.	Analyse anhand eines praktischen Beispiels.....	68
5.4.3.	Diskussion der Erkenntnisse .....	72
5.5.	Nicht berücksichtigte Faktoren bei der Berechnung .....	74
5.6.	Diskussion von weiteren Fragestellungen.....	76
5.7.	Alternative Prozessführungen .....	80
5.7.1.	Flash-Prozess.....	80
5.7.2.	Prozess mit isochorer Verdampfung .....	81
5.7.3.	Analyse und Diskussion von Flash- und Ichore-Prozess .....	82
5.8.	Zusammenfassung der Erkenntnisse .....	83
6.	Zusammenfassung.....	86
	Literatur.....	89

## Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1-1: Prinzipschaltbild der Anlage.....	2
Abbildung 2-1: Thermodynamische Systeme .....	3
Abbildung 2-2: Carnot-Prozess im T,s-Diagramm .....	5
Abbildung 2-3: Verlauf des Carnot-Wirkungsgrades mit steigender Temperatur der Wärmezufuhr.....	6
Abbildung 2-4: Schaltbild einer Dampfkraftanlage und T,s-Diagramm des Vergleichsprozesses .....	7
Abbildung 3-1: Prinzipschaltbild eines ORC-Prozesses und T,s-Diagramm .....	10
Abbildung 3-2: T,h-Diagramm von Wasser, R134a, R245fa und R290.....	12
Abbildung 3-3: T,s-Diagramm eines nassen Fluids .....	13
Abbildung 3-4: T,s-Diagramm eines trockenen Fluids .....	14
Abbildung 3-5: T,s-Diagramm eines isentropen Fluids .....	14
Abbildung 3-6: T,s-Diagramm eines zeotropen Gemisches .....	15
Abbildung 3-7: T,s-Diagramm Sattedampfprozess .....	16
Abbildung 3-8: ORC mit Wärmeregeneration .....	17
Abbildung 3-9: T,s-Diagramm eines Prozesses mit Überhitzung.....	18
Abbildung 3-10: T,s-Diagramm eines transkritischen ORC.....	19
Abbildung 3-11: Schraubenmaschine (Smith et al., 2001) .....	21
Abbildung 3-12: Feststehende und rotierende Spirale einer Scrollmaschine (Kim et al., 2007) .....	22
Abbildung 3-13: Funktionsweise einer Scrollmaschine im Expansionsbetrieb (Carlyle Compressor Co., 2007) .....	23
Abbildung 4-1: Benutzeroberfläche des erstellten Kreislaufberechnungsprogramms.....	24
Abbildung 4-2: T,s-Diagramme des simulierten Sattedampfprozesses und des Prozesses mit Überhitzung für R245fa und R134a .....	28
Abbildung 4-3: Vergleich des theoretischen Wirkungsgrades ( $T_V=70\text{ °C}$ , $T_K=25\text{ °C}$ ) .....	29
Abbildung 4-4: Einfluss der Temperaturniveaus auf den theoretischen Wirkungsgrad .....	30
Abbildung 4-5: Vergleich des realen Wirkungsgrades ( $T_V=70\text{ °C}$ , $T_K=25\text{ °C}$ , $\eta_{Ex,s}=70\%$ )..	31
Abbildung 4-6: Vergleich der Volumenströme am Austritt der Expansionsmaschine und der Kondensationsdrücke für verschiedene Arbeitsmedien ( $T_V=70\text{ °C}$ , $T_K=25\text{ °C}$ , $\eta_{Ex,s}=70\%$ ).	32

---

Abbildung 4-7: Volumenstromverhältnis zwischen Aus- und Eintritt der Expansionsmaschine ( $T_V=70\text{ °C}$ , $T_K=25\text{ °C}$ , $\eta_{Ex,s}=70\%$ ) .....	33
Abbildung 4-8: T,s-Diagramm des Prozesses mit Überhitzung und Wärmeregeneration für R245fa .....	34
Abbildung 4-9: Vergleich des Wirkungsgrades mit und ohne Wärmeregeneration ( $T_V=70\text{ °C}$ , $T_K=25\text{ °C}$ , $\eta_{Ex,s}=70\%$ ) .....	35
Abbildung 5-1: Funktionsweise des Wärmemotors .....	38
Abbildung 5-2: T,s-Diagramm des Wärmemotorprozesses .....	39
Abbildung 5-3: Darstellung des Prozesses im p,v-Diagramm .....	40
Abbildung 5-4: Funktionsweise des durchströmten Wärmetauschers .....	42
Abbildung 5-5: Ersatzsystem für die Ermittlung der benötigten Zeitdauer der Zustandsänderungen .....	43
Abbildung 5-6: zeitlicher Verlauf der Temperaturen bei der Wärmezufuhr .....	46
Abbildung 5-7: zeitlicher Verlauf der Temperaturen bei der Wärmeabfuhr .....	47
Abbildung 5-8: Geometrie des Rohrbündelwärmetauschers .....	48
Abbildung 5-9: Darstellung des Hubweges beim Rohrbündelwärmetauscher für R134a .....	53
Abbildung 5-10: Geometrie des Plattenwärmetauschers .....	54
Abbildung 5-11: Darstellung des Kolbenhubs und des Kondensationsdrucks für unterschiedliche Arbeitsmedien für den Plattenwärmetauscher ( $T_V=70\text{ °C}$ , $T_K=25\text{ °C}$ ) .....	57
Abbildung 5-12: Abhängigkeit der Leistung von der Wärmetauscherfläche .....	58
Abbildung 5-13: Funktionsweise des nichtdurchströmten Wärmetauschers .....	60
Abbildung 5-14: Ersatzsystem des Wärmetauschers .....	61
Abbildung 5-15: Temperaturverlauf des Abkühlvorgangs über die Zeit .....	63
Abbildung 5-16: Temperaturverlauf des Körpers über die Zeit .....	63
Abbildung 5-17: Q,T-Diagramm der Wärmezufuhr .....	64
Abbildung 5-18: Q,T-Diagramm der Wärmeabfuhr .....	65
Abbildung 5-19: zeitlicher Temperaturverlauf bei der Wärmezufuhr .....	67
Abbildung 5-20: zeitlicher Temperaturverlauf bei der Wärmeabfuhr .....	68
Abbildung 5-21: Vergleich der Wärmetauscher im T,s-Diagramm .....	72
Abbildung 5-22: Leistung in Abhängigkeit der Wärmetauscherfläche .....	73
Abbildung 5-23: Optimierung der Geometrie .....	76
Abbildung 5-24: Abdichtung des Arbeitsraums .....	77
Abbildung 5-25: Kolbenweg in Abhängigkeit der Zeit .....	79
Abbildung 5-26: T,s-Diagramm Flash-Prozess für R134a .....	81

Abbildung 5-27: T,s-Diagramm des „Ihore“-Prozesses für R134a..... 82

## Tabellenverzeichnis

Tabelle 5-1: Abmessungen des Rohrbündelwärmetauschers.....	49
Tabelle 5-2: Wärmeübergangskoeffizienten für die unterschiedlichen Zustandsänderungen .	51
Tabelle 5-3: Wärmedurchgangszahlen für die unterschiedlichen Zustandsänderungen .....	51
Tabelle 5-4: Berechnungsergebnisse Rohrbündelwärmetauscher ( $T_V=70\text{ °C}$ , $T_K=25\text{ °C}$ ) .....	52
Tabelle 5-5: Abmessungen des Plattenwärmetauschers.....	55
Tabelle 5-6: Vergleich der Wärmetauscher ( $T_V=70\text{ °C}$ , $T_K=25\text{ °C}$ ) .....	55
Tabelle 5-7: Zeiten der einzelnen Zustandsänderungen bei 1 kW ( $T_V=70\text{ °C}$ , $T_K=25\text{ °C}$ ).....	58
Tabelle 5-8: Wärmeübergangskoeffizienten für die unterschiedlichen Zustandsänderungen .	70
Tabelle 5-9: Wärmedurchgangszahlen für die unterschiedlichen Zustandsänderungen .....	70
Tabelle 5-10: Berechnungsergebnisse nichtdurchströmter Plattenwärmetauscher .....	71
Tabelle 5-11: Zeiten der einzelnen Zustandsänderungen bei 1 kW .....	74
Tabelle 5-12: Ergebnisse der Analyse verschiedener Prozessführungen für R134a.....	83

## Formelzeichen, Indizes

### Lateinische Formelzeichen

$a$	...	spezifische Arbeit [J/kg]
$A$	...	Arbeit [J]
$A$	...	Fläche [m <sup>2</sup> ]
$c$	...	spezifische Wärmekapazität [J/kgK]
$d$	...	Durchmesser [m]
$e_a$	...	spezifische äußere Energie [J/kg]
$E_a$	...	äußere Energie [J]
$h$	...	spezifische Enthalpie [J/kg]
$k$	...	Wärmedurchgangszahl [W/m <sup>2</sup> K]
$m$	...	Masse [kg]
$\dot{m}$	...	Massenstrom [kg/s]
$p$	...	Druck [Pa]
$P$	...	Leistung [W]
$q$	...	spezifische Wärmemenge [J/kg]
$Q$	...	Wärmemenge [J]
$\dot{Q}$	...	Wärmeleistung [W]
$s$	...	spezifische Entropie [J/kgK]
$T$	...	Temperatur [°C]
$u$	...	spezifische innere Energie [J/kg]
$U$	...	innere Energie [J]
$v$	...	spezifisches Volumen [m <sup>3</sup> /kg]

### Griechische Formelzeichen

$\alpha$	...	Wärmeübergangskoeffizient [W/m <sup>2</sup> K]
$\delta$	...	Wanddicke [m]
$\eta$	...	Wirkungsgrad [-]
$\lambda$	...	Wärmeleitfähigkeit [W/mK]
$\tau$	...	Zeit [s]

**Indizes**

<i>a</i>	...	außen, aus, Anfang
<i>A</i>	...	Arbeitsmedium
<i>ab</i>	...	abgeführt
<i>aus</i>	...	austretend, Austritt
<i>e</i>	...	Ende
<i>eff</i>	...	effektiv
<i>EH</i>	...	Enthitzung
<i>ein</i>	...	eintretend, Eintritt
<i>el</i>	...	elektrisch
<i>Ex</i>	...	Expansion
<i>HW</i>	...	Heißwasser
<i>i</i>	...	innen, innerer
<i>K</i>	...	Kondensation
<i>Kö</i>	...	Körper
<i>KW</i>	...	Kühlwasser
<i>log</i>	...	logarithmisch
<i>m</i>	...	mechanisch
<i>N</i>	...	Nutz, nutzbar
<i>P</i>	...	Pumpe
<i>s</i>	...	isentrop
<i>S</i>	...	Arbeitspiel
<i>t</i>	...	technisch
<i>th</i>	...	thermodynamisch, theoretisch
<i>u</i>	...	Umgebung
<i>V</i>	...	Verdampfung
<i>VW</i>	...	Vorwärmung
<i>W</i>	...	Wasser
<i>WT</i>	...	Wärmetauscher
<i>zu</i>	...	zugeführt
$\infty$	...	unendlich

# 1. Einleitung

## 1.1. Allgemeines

In Zeiten in denen die Energieressourcen der Welt sehr schnell schwinden, der Bedarf an elektrischer Energie jedoch stetig steigt, kommt einer effizienten Nutzung von alternativen bzw. regenerativen Energien immer mehr Bedeutung zu. Ein hohes Potential steckt dabei in der Umwandlung von Niedertemperaturwärme in elektrische Energie. Eine vielversprechende Technologie hierfür ist der Organic-Rankine-Cycle, kurz ORC genannt. Als bereits bekannte Einsatzbereiche dieses Wärmekraftprozesses können hier beispielsweise Biomasse-Kraft-Wärme-Kopplungsanlagen und solarthermische Kraftwerke genannt werden. Das Temperaturniveau der Wärmequelle liegt bei diesen Anwendungen meist über 150 °C.

Einen weiteren möglichen Einsatzbereich stellen die in vielen Wohnhäusern verbauten solarthermischen Anlagen dar. Diese dienen der Brauchwassererwärmung bzw. Heizungsunterstützung und liefern in den Sommermonaten meist wesentlich mehr Wärme als dafür benötigt wird. Diese auf niedrigerem Temperaturniveau „frei“ zur Verfügung stehende Überschusswärme beinhaltet ein sehr großes energietechnisches Potential, wird jedoch bislang nicht genutzt.

## 1.2. Aufgabenstellung der Diplomarbeit

Die Aufgabe dieser Diplomarbeit war es, in Anlehnung an den oben genannten möglichen Einsatzbereich zwei unterschiedliche ORC-Konzepte thermodynamisch zu analysieren und hinsichtlich ihrer technischen Umsetzbarkeit zu untersuchen. Beim ersten Konzept handelt es sich um einen konventionellen ORC-Prozess. Als zweites Konzept soll ein alternativer ORC-Prozess, der im Weiteren auch „Wärmemotor“ genannt wird und von der Fa. Solarfocus patentiert wurde, analysiert werden. Bei diesem wird mit Hilfe eines Kolbens ein Kreisprozess periodisch durchfahren.

Als Wärmequelle soll für beide Konzepte ein von Solarkollektoren gespeister Pufferspeicher dienen. Dieser Speicher sei mit Wasser befüllt und habe eine konstante Temperatur von etwa 80 °C. Als Wärmesenke ist Kaltwasser mit einer Temperatur von ca. 15 °C angedacht. Die von den Solarkollektoren eingebrachte Wärme soll mit den genannten ORC-Konzepten in

elektrische Energie umgewandelt werden. Der Leistungsbereich dieser Anlage soll zwischen 1 und 2 kW<sub>el</sub> liegen.

Zum besseren Verständnis ist in Abbildung 1-1 ein Prinzipschaltbild der Gesamtanlage dargestellt.

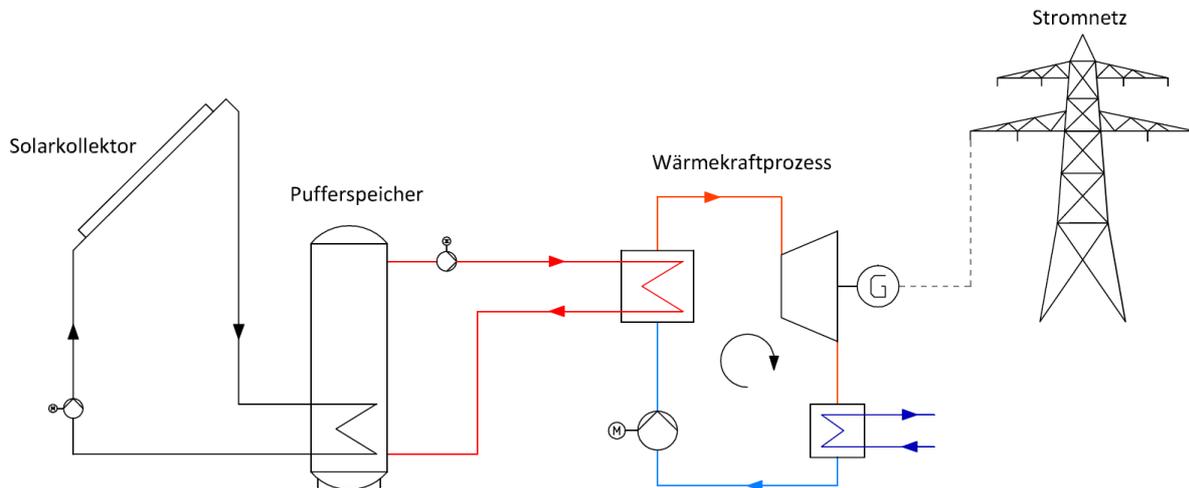


Abbildung 1-1: Prinzipschaltbild der Anlage

### 1.3. Vorgehensweise

Zu Beginn dieser Arbeit wird ein kurzer Überblick über allgemeine Grundlagen der Thermodynamik und Wärmeübertragung, welche zum leichteren Verständnis des behandelten Themenbereichs dienen sollen, gegeben (Kapitel 2). Danach richtet sich das Augenmerk auf die Funktionsweise des Organic Rankine Cycle (Kapitel 3), der im Anschluss daran für die aus der Aufgabenstellung bekannten Vorgaben analysiert wird (Kapitel 4). In Kapitel 5 wird das alternative „Wärmemotor“-Konzept thermodynamisch und hinsichtlich technischer Umsetzbarkeit untersucht. Des Weiteren werden Fragestellungen, die sich im Laufe dieser Untersuchung ergeben haben, diskutiert. Zum Abschluss werden die wichtigsten Erkenntnisse der Analyse der beiden ORC-Konzepte zusammengefasst (Kapitel 6).

## 2. Allgemeine Grundlagen

In diesem Kapitel werden einige Grundlagen zur Thermodynamik und Wärmeübertragung erörtert. Diese sollen zum besseren Verständnis der in den folgenden Kapiteln behandelten Zusammenhänge dienen.

### 2.1. Grundlegendes zur Thermodynamik

#### 2.1.1. Thermodynamische Systeme

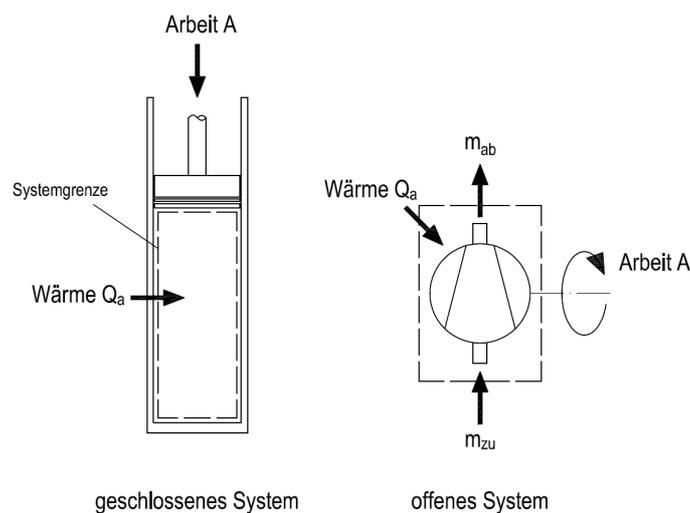
In der Thermodynamik sind hinsichtlich des Stoff- und Energietransports zwei wichtige Systeme zu unterscheiden (Eichseder, 2004):

→ *Geschlossene Systeme*

→ *Offene Systeme*

Bei einem *geschlossenen* System findet kein Stofftransport über die Systemgrenzen statt, daher kann Energie das System nur in Form von Arbeit oder Wärme verlassen.

Im Gegensatz dazu erfolgt beim *offenen* System auch ein an den Übergang von Materie gebundener Energietransport über die Systemgrenze (vgl. Baehr, 2005). (s. Abbildung 2-1)



**Abbildung 2-1: Thermodynamische Systeme**

### 2.1.2. Erster Hauptsatz

Der erste Hauptsatz der Thermodynamik wird auch als Energieerhaltungssatz bezeichnet und besagt, dass sich die Energie eines Systems nur durch den Energietransport über die Systemgrenze ändern kann (Baehr, 2005).

Für ein *geschlossenes* System kann dieser folgendermaßen formuliert werden:

$$dQ_a + dA = dU + dE_a \quad (2-1)$$

Wobei die Wärme  $Q_a$  und die Arbeit  $A$  die über die Systemgrenzen transportierten Energien sind. Im Gegensatz dazu bleiben die innere Energie  $U$  und die äußere Energie  $E_a$  (kinetische und potentielle Energie) im System gespeichert.

Sind in einem *offenen* System die zufließenden Massen  $m_{zu}$  gleich den abfließenden  $m_{ab}$  ( $m_{zu} = m_{ab} = m$ ), wird dies als stationärer Fließprozess bezeichnet (vgl. Eichseder, 2004). Die Arbeit  $A_t$  ergibt sich dann zu:

$$A_t = m \cdot (h_{ab} - h_{zu} + e_{a,ab} - e_{a,zu}) - Q_a \quad (2-2)$$

In spezifischer Form, d.h. bezogen auf 1 kg des durchströmenden Mediums, geschrieben, erhält man für die Arbeit  $a_t$ :

$$a_t = h_{ab} - h_{zu} + e_{a,ab} - e_{a,zu} - q_a \quad (2-3)$$

Hierbei sind  $h_{zu}$  bzw.  $h_{ab}$  die zu- und abgeführten Enthalpien und  $e_{a,zu}$  bzw.  $e_{a,ab}$  die zu- und abgeführten äußeren Energien, jeweils in spezifischer Form.  $q_a$  ist die über die Systemgrenzen transportierte spezifische Wärme.

### 2.1.3. Kreisprozesse

In einem Kreisprozess durchläuft ein Arbeitsmedium eine Reihe von Zustandsänderungen an dessen Ende wieder der Anfangszustand erreicht wird. Bei einer Wärmekraftmaschine handelt es sich um einen rechtsdrehenden Kreisprozess, d.h. es wird vom Prozess Arbeit verrichtet.

Die Differenz aus zu- und abgeführter Wärme ( $q_{zu}, q_{ab}$ ) ist die verrichtete Arbeit  $a$ :

$$-a = q_{zu} - q_{ab} \quad (2-4)$$

Diese Aussage gilt allgemein und somit sowohl für *offene* als auch für *geschlossene* Systeme.

### Thermodynamischer Wirkungsgrad

Zur Bewertung der Effizienz eines Kreisprozesses wird der thermodynamische Wirkungsgrad definiert als Verhältnis von gewonnener Arbeit zu zugeführter Wärme:

$$\eta_{th} = \frac{q_{zu} - q_{ab}}{q_{zu}} = \frac{-a}{q_{zu}} \quad (2-5)$$

### Carnot-Wirkungsgrad

Der bestmögliche Wirkungsgrad bei vorgegebenen Temperaturniveaus wird dann erreicht, wenn die Wärme bei höchster Prozesstemperatur zugeführt und bei niedrigster Prozesstemperatur abgeführt wird. Dieser Prozess entspricht im T,s-Diagramm einem Rechteck und wird Carnot-Prozess genannt. (s. Abbildung 2-2) Er stellt den Idealprozess einer Wärmekraftmaschine dar, kann jedoch technisch nicht vollkommen realisiert werden. (Eichlseder, 2004)

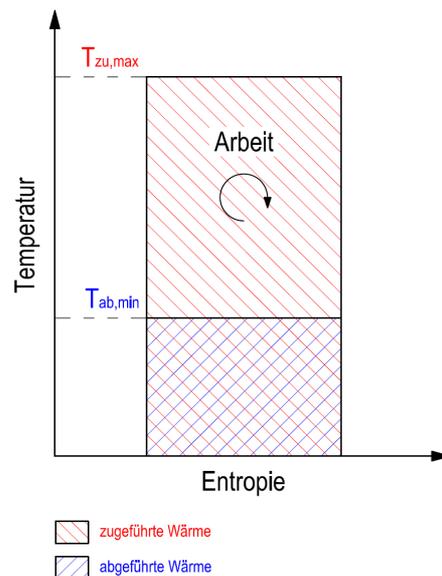


Abbildung 2-2: Carnot-Prozess im T,s-Diagramm

Der Carnot-Wirkungsgrad wird definiert werden als:

$$\eta_{Carnot} = 1 - \frac{T_{ab}}{T_{zu}} \quad (2-6)$$

Wobei hier die Temperaturen der Wärmezu- und Abfuhr ( $T_{zu}, T_{ab}$ ) in Kelvin einzusetzen sind.

Abbildung 2-3 zeigt den Verlauf des Idealwirkungsgrades über der Temperatur der Wärmezufuhr, bei einer Temperatur der Wärmeabfuhr von 20 °C. Daraus ist ersichtlich, dass der Carnot-Wirkungsgrad bei 80 °C nur noch etwa 17 % beträgt, was in Bezug zur Aufgabenstellung dieser Arbeit einen wichtigen Aspekt darstellt.

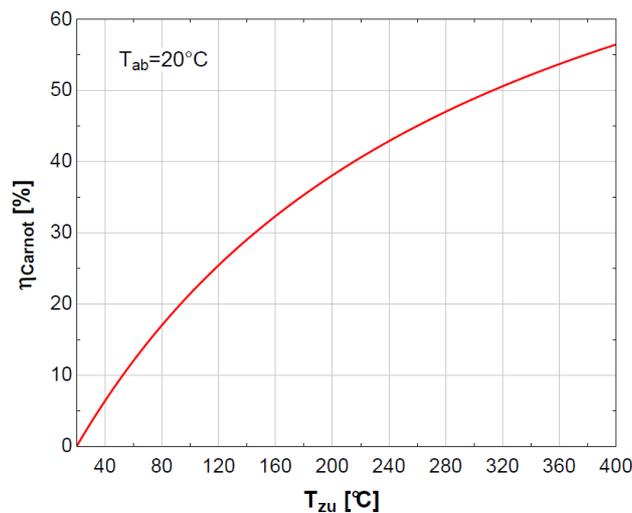


Abbildung 2-3: Verlauf des Carnot-Wirkungsgrades mit steigender Temperatur der Wärmezufuhr

#### 2.1.4. Dampfkraftanlagen / Clausius-Rankine-Prozess

Eine einfache Dampfkraftanlage besteht im Allgemeinen aus einer Speisepumpe, einem Dampferzeuger, einer Turbine samt Generator und einem Kondensator. Den Vergleichsprozess einer solchen Anlage, also eines Kreisprozesses bei dem Wasser bzw. Wasserdampf als Arbeitsmedium eingesetzt wird, nennt man Clausius-Rankine-Prozess. Abbildung 2-4 zeigt das Prinzipschaltbild einer Dampfkraftanlage und den zugehörigen Vergleichsprozess.

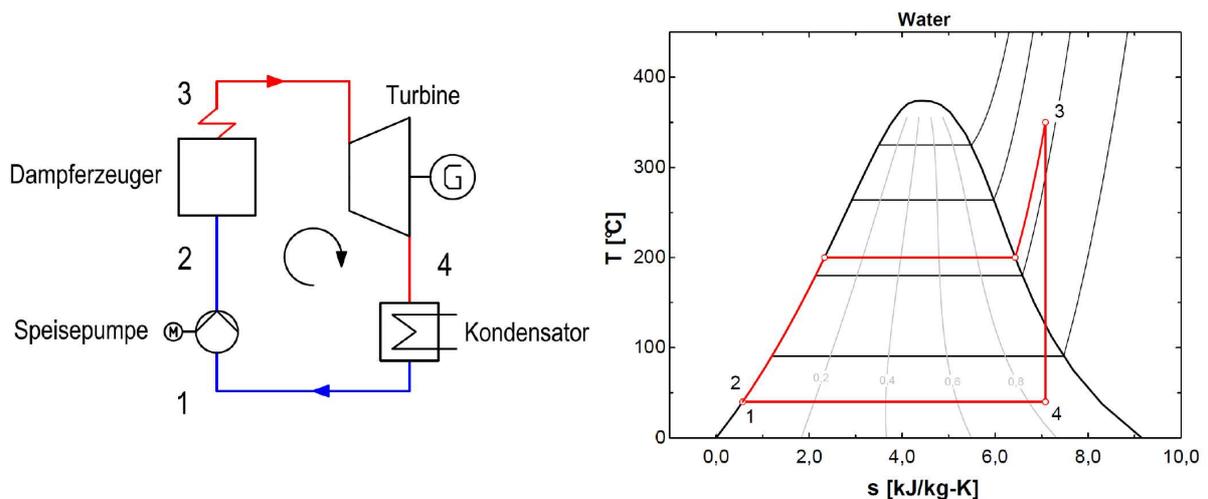


Abbildung 2-4: Schaltbild einer Dampfkraftanlage und T,s-Diagramm des Vergleichsprozesses

Bei diesem Prozess bringt die Speisepumpe das Wasser zunächst auf einen höheren Druck {1-2}<sup>1</sup>. Danach wird dieses auf Siedetemperatur vorgewärmt und anschließend verdampft. Durch weitere Wärmezufuhr wird der Dampf überhitzt. In einer Turbine entspannt der überhitzte Dampf auf den Kondensationsdruck {3-4}. Um den Kreisprozess zu schließen, wird dieser im Kondensator wieder verflüssigt {4-1}. (vgl. Eichlseder, 2004)

## 2.2. Wärmeübertragung

Der 2. Hauptsatz der Thermodynamik besagt, dass Wärme stets nur in Richtung fallender thermodynamischer Temperatur übertragen werden kann.

Hinsichtlich des Wärmetransports können grundlegend drei Arten unterschieden werden (Baehr und Stephan, 2004):

- *Wärmeleitung*
- *Konvektion*
- *Wärmestrahlung*

<sup>1</sup> Die Ziffer in der geschwungenen Klammer weist auf den jeweiligen Zustandspunkt im T,s-Diagramm hin.

Diese Schreibweise wird in den folgenden Kapiteln beibehalten.

Da im Rahmen dieser Arbeit vor allem der Wärmeübergang durch Konvektion von Interesse ist, soll dieser nun näher erläutert werden.

### 2.2.1. Konvektiver Wärmeübergang

Beim konvektiven Wärmeübergang wird Energie nicht nur in Form von Wärmeleitung, sondern auch durch die Strömung eines Fluids transportiert. Hierbei muss man unterscheiden ob es sich um eine erzwungene oder um eine freie Strömung handelt. Im Falle der erzwungenen Strömung wird diese durch äußere Kräfte (z.B.: Pumpe, Gebläse etc.) hervorgerufen und man spricht von einer *erzwungenen Konvektion*.

Im Gegensatz dazu entsteht eine freie (natürliche) Strömung aufgrund von Auftriebskräften, welche durch Dichteunterschiede im Fluid, hervorgerufen durch Temperaturunterschiede, zustande kommen. Als Beispiel soll hier ein ruhendes Fluid, das mit einer beheizten Wand in Kontakt steht, genannt werden. Das Fluid erwärmt sich in Wandnähe stärker und es entsteht aufgrund der verringerten Dichte eine Auftriebsströmung. Hierbei spricht man von *freier Konvektion*. (Baehr und Stephan, 2004)

### 2.2.2. Wärmedurchgangszahl

Die Wärmedurchgangszahl  $k$  für eine ebene, einschichtige Wand ist allgemein definiert als:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_a}} \quad (2-7)$$

Hierbei sind  $\alpha_i$  und  $\alpha_a$  die Wärmeübergangskoeffizienten an der Innen- bzw. Außenseite der Wand,  $\delta$  die Wanddicke und  $\lambda$  die Wärmeleitfähigkeit der Wand. Bei einem Rohr muss noch das Verhältnis von Außendurchmesser  $d_a$  zu Innendurchmesser  $d_i$  berücksichtigt werden. Bezogen auf den Außendurchmesser gilt hierbei:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} \cdot \frac{d_a}{d_i} + \frac{d_a}{2 \cdot \lambda} \cdot \ln \frac{d_a}{d_i} + \frac{1}{\alpha_a}} \quad (2-8)$$

## 3. ORC - Organic Rankine Cycle

Dieses Kapitel erläutert die wesentlichen Unterschiede eines ORC-Prozesses gegenüber einem Clausius-Rankine-Prozess, d.h. einem Wasserdampf-Kraftprozess. Weiters werden dessen Funktionsweise erläutert und typische Anwendungsbereiche genannt. Anschließend wird ein Überblick auf die in konventionellen ORC-Systemen zum Einsatz kommenden Arbeitsmedien gegeben. Für diese werden allgemeine Anforderungen definiert und ihre unterschiedlichen Charakteristika beschrieben. Danach liegt das Augenmerk auf verschiedenenartigen Möglichkeiten der Prozessführung und deren Besonderheiten. Zum Abschluss werden noch Bauformen von Kraftmaschinen, die für die Nutzung im ORC in Frage kommen, genannt und Empfehlungen für die Anwendung im kleinen Leistungsbereich gemacht.

### 3.1. Allgemeines

Ein Organic Rankine Cycle (ORC) ist, wie der Name schon sagt, ein Rankine-Prozess in dem anstatt Wasser organische Fluide als Arbeitsmedien verwendet werden (Saleh et al., 2007). Dabei handelt es sich vorwiegend um Kohlenwasserstoffverbindungen, die auch in der Kältetechnik ihren Einsatz finden (z.B.: R245fa, R134a, n-Pentane etc.). Der Organic Rankine Cycle ist das meistverbreitete System zur Stromerzeugung aus Niedertemperaturwärme, bei Temperaturen unter 300 °C. Die Komponenten einer ORC-Anlage weisen eine große Ähnlichkeit mit denen eines konventionellen Dampfkraftwerks auf. Dazu zählen im Wesentlichen eine Pumpe, ein Dampferzeuger, eine Expansionsmaschine, die die verrichtete Arbeit auf den Generator überträgt, und ein Kondensator. In Abbildung 3-1 ist ein prinzipielles Schaltbild dargestellt. Ein Vorteil des ORC-Prozesses ist, dass er durch geringfügige Modifikation mit unterschiedlichen Wärmequellen betrieben werden kann. Weiters haben sich die verwendeten Systemkomponenten bereits durch langen Einsatz in der Kältetechnik bewiesen und sind leicht verfügbar. Darüberhinaus kann diese Technologie auch im kleinen Leistungsbereich Verwendung finden. (Quoilin et al., 2010; Lemort et al., 2009)

#### 3.1.1. Funktionsweise

Aus Abbildung 3-1 ist der Verlauf der einzelnen Zustandsänderungen im T,s-Diagramm für das Arbeitsmedium R245fa ersichtlich.

Am Zustandspunkt {1} des Kreisprozesses liegt das Arbeitsmedium in flüssiger Form vor und wird durch eine Pumpe auf einen höheren Druck gebracht {2}. Anschließend erfolgt eine Vorwärmung bei konstantem Druck bis das Arbeitsmedium Siedetemperatur erreicht hat {2-3}. Unter weiterer Wärmezufuhr verdampft das Arbeitsmedium isobar {3-4}. Danach entspannt der Dampf in einer Expansionsmaschine auf den Ausgangsdruck (Kondensationsdruck){4-5}. Die dabei verrichtete Arbeit wird über eine Welle auf einen Generator übertragen. Dieser wandelt die mechanische Arbeit (Wellenarbeit) in elektrischen Strom um. Im Gegensatz zum Clausius-Rankine-Prozess endet der Expansionsvorgang bei vielen organischen Fluiden nicht im Nassdampfgebiet, sondern im Bereich des überhitzten Dampfes (Drescher und Brüggemann, 2007). Somit muss das Arbeitsmedium nach der Expansion entthitzt werden bis die Kondensationstemperatur erreicht ist {5-6}. Anschließend wird dieses unter konstantem Druck vollständig kondensiert {6-1}.

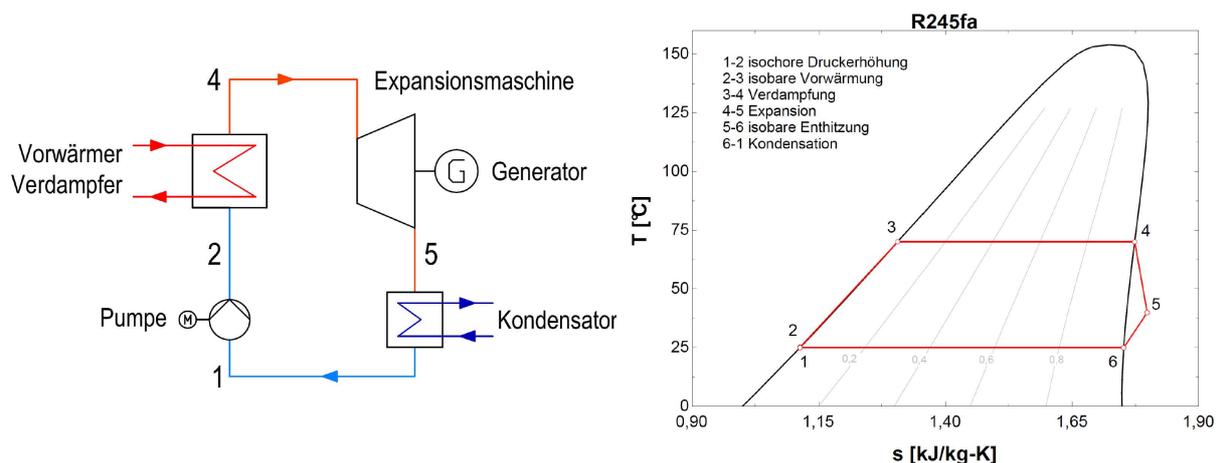


Abbildung 3-1: Prinzipschaltbild eines ORC-Prozesses und T,s-Diagramm

### 3.1.2. Typische Anwendungsbereiche

Als typischer Anwendungsbereich, in dem sich die ORC-Technologie bereits bewiesen hat, kann hier in erster Linie die Biomasse-Kraft-Wärme-Kopplung genannt werden. Hierbei liegt das Temperaturniveau der Wärmequelle meist bei etwa  $300\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Weiters werden ORC-Prozesse auch zur Abwärmenutzung in Industriebetrieben oder in Form von solarthermischen Kraftwerken eingesetzt. Als Beispiel für eine Anwendung auf wesentlich geringerem

Temperaturniveau sollen hier noch geothermische Kraftwerke erwähnt werden. In diesem Fall beträgt die Wärmequellentemperatur meist weniger als 100 °C. (Quoilin et al., 2010)

## 3.2. Arbeitsmedien

In diesem Abschnitt sollen auf die in der ORC-Technologie eingesetzten Arbeitsmedien genauer eingegangen, erwünschte Kriterien genannt und spezielle Charakteristika erläutert werden.

Die Wahl eines geeigneten Arbeitsmediums spielt eine entscheidende Rolle für die Effizienz und den Kostenpunkt der Anlage. Aus diesem Grund ist eine Abstimmung auf das Temperaturniveau und die Art der Wärmequelle notwendig. Es gilt auch zu klären, ob der Einsatz eines organischen Fluids wirklich Vorteile gegenüber Wasser bringt. Dies gilt vor allem für Wärmequellentemperaturen um 350 °C. Auf niedrigerem Temperaturniveau, um 100 °C, liegen die Vorteile eines organischen Mediums gegenüber Wasser vor allem bei den wesentlich niedrigeren Volumenstromverhältnissen zwischen Ein- und Austritt der Expansionsmaschine. Diese werden dadurch in ihrer Bauweise einfacher und kostengünstiger. (Saleh et al., 2007) Darüberhinaus sprechen auch große Volumenströme gegen die Nutzung von Wasser als Arbeitsmedium im Niedertemperaturbereich (Chen et al., 2006).

Ein Nachteil organischer Fluide ist jedoch, dass die Verdampfungsenthalpien  $h_v$  im thermodynamischen Kreislauf wesentlich geringer sind als bei Wasser. Dies äußert sich in größeren Massenströmen, die benötigt werden um gleiche Leistungen zu erzielen (Schuster et al., 2009). Abbildung 3-2 zeigt ein T,h-Diagramm, das diesen Sachverhalt verdeutlicht.

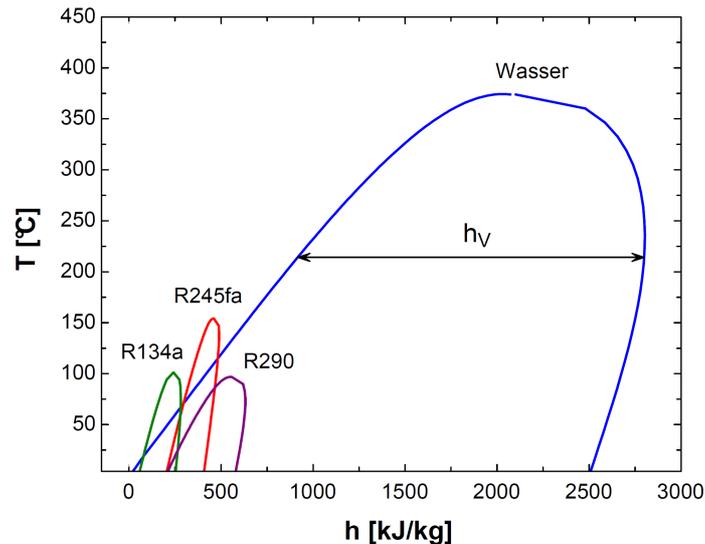


Abbildung 3-2: T,h-Diagramm von Wasser, R134a, R245fa und R290

### 3.2.1. Allgemeine Kriterien

Wie bereits erwähnt, steht die Wirtschaftlichkeit einer ORC-Anlage in direktem Zusammenhang mit der Wahl des Arbeitsmediums. Um nun ein, für die geplante Anwendung, geeignetes Fluid zu finden, wurden von Tchanche et al. (2009) allgemeine Auswahlkriterien definiert. Diese sind:

- Niedrige spezifische Volumina
- Hohe thermodynamische Effizienz im eingesetzten Temperaturbereich
- Moderate Drücke in den Wärmetauschern
- Geringe Kosten
- Geringe Brennbarkeit und Giftigkeit
- Umwelteinflüsse wie ODP (ozon depletion potential) und GWP (global warming potential)

Des Weiteren soll das Arbeitsmedium chemisch stabil sein und keinen korrosiven Einfluss auf verwendete Systemkomponenten haben. (Madhawa Hettiarachchi et al., 2007)

Erfahrungsgemäß ist jedoch davon auszugehen, dass kein Arbeitsmedium alle genannten Kriterien optimal erfüllen kann. Somit muss ein Kompromiss für die jeweilige Anwendung eingegangen werden.

### 3.2.2. Charakteristika

Bezogen auf das Expansionsverhalten der Fluide können drei verschiedene Arten von Arbeitsmedien unterschieden werden, wobei die Taulinie im T,s-Diagramm unterschiedlich verläuft:

- Nasse („wetting“) Fluide (s. Abbildung 3-3)
- Trockene („drying“) Fluide (s. Abbildung 3-4)
- Isentrope („isentropic“) Fluide (s. Abbildung 3-5)

Wie bereits erwähnt bezieht sich diese Unterteilung auf den Verlauf der Taulinie, d.h. der Grenzkurve zwischen Nassdampfgebiet und dem Bereich des überhitzten Dampfes. Die Taulinie eines nassen Fluids (z.B.: R152a) weist über einen großen Temperaturbereich eine negative Steigung auf. Dadurch hat die Grenzkurve eine charakteristische Glockenform. Aus Abbildung 3-3 ist zu erkennen, dass der Endpunkt einer isentropen Expansion von Satttdampf im Nassdampfgebiet liegt. Somit nimmt die Dampfmasse im Laufe des Expansionsvorganges zu und dessen Endtemperatur entspricht der Kondensationstemperatur des Fluids beim jeweiligen Druck.

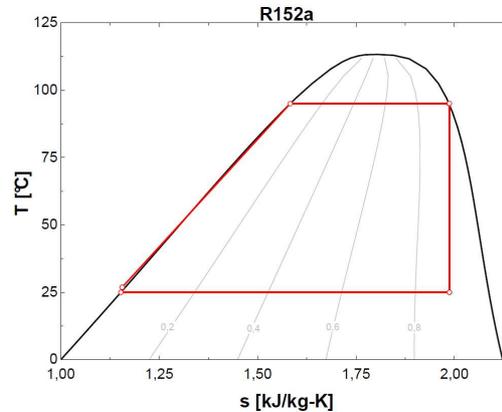


Abbildung 3-3: T,s-Diagramm eines nassen Fluids

Im Gegensatz dazu hat die Taulinie eines trockenen Fluids (z.B.: n-Pentan) eine positive Steigung, was zu einem charakteristischen Überhang des T,s-Diagrammes führt. Der Entspannungsendpunkt liegt in diesem Fall im Bereich des überhitzten Dampfes. Die Endtemperatur ist dabei höher als die Kondensationstemperatur. Dies ist aus Abbildung 3-4 ersichtlich.

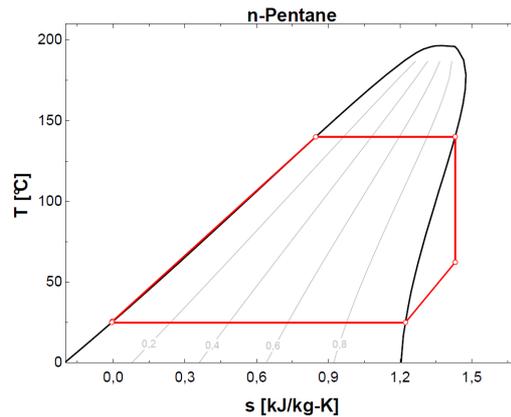


Abbildung 3-4: T,s-Diagramm eines trockenen Fluids

Ein isentrope Arbeitsmedium (z.B.: R11) kann anhand einer unendlichen bzw. vertikalen Steigung der oberen Grenzkurve über einen großen Temperaturbereich identifiziert werden. Somit befindet sich im Falle einer isentropen Expansion der Endpunkt auf der Taulinie. (Wang und Zhao, 2009)

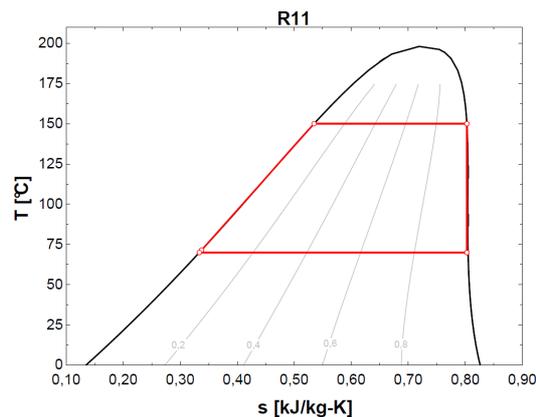


Abbildung 3-5: T,s-Diagramm eines isentropen Fluids

Des Weiteren können Arbeitsmedien nach Reinstoffen und Gemischen unterschieden werden. Bei den letztgenannten ist wiederum eine Unterscheidung nach azeotropen und zeotropen Gemischen möglich:

Das Verhalten eines azeotropen Gemisches gleicht sowohl in flüssiger als auch in dampfförmiger Phase dem eines Reinstoffes. Das bedeutet, dass eine isobare Verdampfung bzw. Kondensation bei konstanter Temperatur abläuft.

Im Gegensatz dazu weisen zeotrope Gemische bei Verdampfung unter konstantem Druck einen charakteristischen Temperaturanstieg auf. Der Grund dafür sind die unterschiedlichen Verdampfungstemperaturen der Gemischkomponenten beim jeweiligen Druck. Dabei verdampft zuerst vorrangig die flüchtigere Komponente, d.h. jene mit der niedrigeren Siedetemperatur. Der Temperaturanstieg vom Beginn bis zum Ende der Verdampfung wird als „Temperaturgleit“ bezeichnet (Recknagel et. al, 2005). In Abbildung 3-6 ist dieser Temperaturgleit für das Arbeitsmedium R407C exemplarisch dargestellt.

In durchgeführten Studien wurde herausgefunden, dass für den Niedertemperaturbereich um 100 °C nur wenige Arbeitsmedien eine isentrope Charakteristik aufweisen. Die meisten sind trockene (z.B.: R236fa, R245fa, R600, n-Pentan) und nasse Fluide (z.B.: R134a, R152a, R143a) (Wang und Zhao, 2009). Weiters kann festgehalten werden, dass nasse Fluide niedrigere kritische Temperaturen haben als trockene (Saleh et al., 2007).

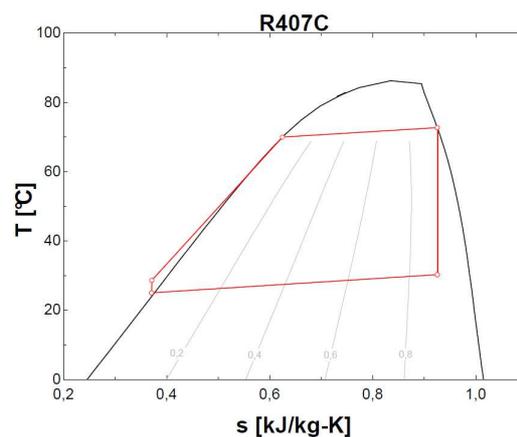


Abbildung 3-6: T,s-Diagramm eines zeotropen Gemisches

### 3.3. Prozessführung

In Kapitel 3.2 wurde bereits auf verschiedene Arbeitsmedien und deren Charakteristika eingegangen. Aus diesen ergeben sich unterschiedliche Möglichkeiten der Prozessführung. Nach dem Druckniveau der Wärmezufuhr können generell zwei Arten von ORC-Prozessen unterschieden werden, nämlich unterkritische und transkritische Prozesse. Diese werden nachfolgend erläutert.

### 3.3.1. Unterkritischer Prozess

Bei einem unterkritischen Prozess liegt der Druck des Arbeitsmediums bei der Wärmezufuhr unter dem kritischen Druck. Ist die Siedetemperatur erreicht und wird weiter Wärme zugeführt, erfährt das Arbeitsmedium eine Phasenänderung, es verdampft. Bis zur vollständigen Verdampfung liegt ein Zweiphasengemisch aus siedender Flüssigkeit und gesättigtem Dampf vor. Im T,s-Diagramm befindet man sich unter der Grenzkurve, d.h. im Nassdampfgebiet.

#### Sattdampfprozess

Die Charakteristik „trockener“ Arbeitsmedien bringt, wie schon im vorigen Kapitel gezeigt wurde, mit sich, dass der Austrittszustand aus der Expansionsmaschine, unter der Annahme einer isentropen Entspannung, außerhalb des Nassdampfgebietes liegt  $\{5_s\}$ . Da die reale Zustandsänderung auf keinen Fall verlustlos (isentrop) abläuft, wird sich der Austrittszustand noch weiter im Bereich des überhitzten Dampfes befinden  $\{5\}$  (s. Abbildung 3-7). Somit besteht keine Gefahr einer Kondensation des Dampfes während der Expansion und damit verbundenen Erosionsschäden infolge eines Tropfenschlages. Aus diesem Grund kann eine Überhitzung des Dampfes über den Sättigungszustand hinaus entfallen. (Chen et al., 2006)

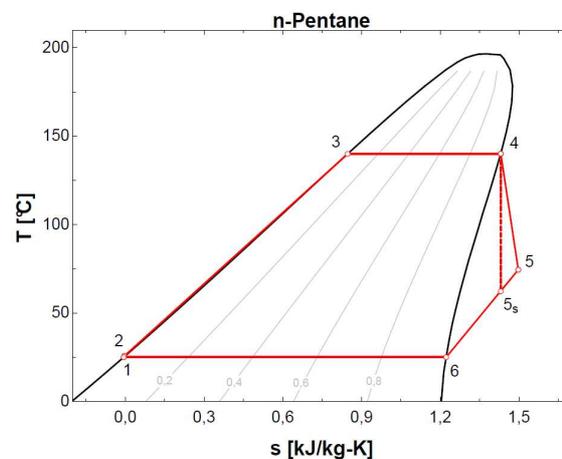


Abbildung 3-7: T,s-Diagramm Sattdampfprozess

Wie aus Abbildung 3-7 ersichtlich, ist die Austrittstemperatur der Expansionsmaschine  $\{5\}$  höher als die Kondensationstemperatur  $\{1\}$ . Aus diesem Grund muss der Dampf zuerst auf Sättigungstemperatur abgekühlt (enthitzt) werden, bevor die Kondensation stattfinden kann. Dies ermöglicht auch den Einsatz eines internen Wärmetauschers zur Wärmeregeneration. Was das bedeutet, soll nun geklärt werden:

### Sattdampfprozess mit Wärmeregeneration

Ein ORC-System mit Wärmeregeneration beinhaltet gegenüber einer herkömmlichen ORC-Anlage, wie sie in Abbildung 3-1 dargestellt ist, ein zusätzliches Bauteil, nämlich einen internen Wärmetauscher. Dieser wird auch Regenerator genannt und hat die Aufgabe, einen Teil der Wärme, die ansonsten vom Enthitzer abgeführt werden müsste, dem System wieder zurückzuführen. Man spricht hierbei von einer Wärmeregeneration. Abbildung 3-8 zeigt das Schaltbild der Anlage mit Regenerator und ein zugehöriges T,s-Diagramm.

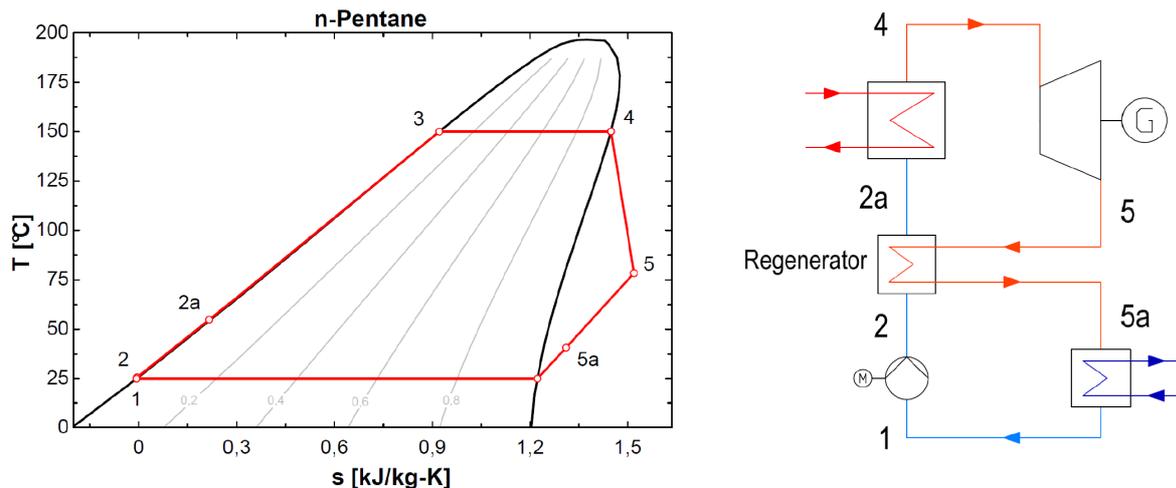


Abbildung 3-8: ORC mit Wärmeregeneration

Der interne Wärmetauscher ist in der Anlage im Gegenstromprinzip verschaltet. Nach erfolgter Entspannung strömt der Heißdampf durch den Regenerator {5-5a} und gibt dabei Wärme an das komprimierte, noch flüssige Arbeitsmedium ab {2-2a}. Dadurch wird dieses bereits teilweise vorgewärmt und es muss weniger Wärme von außen zugeführt werden, als es bei einem System ohne Wärmeregeneration der Fall wäre. Die vom Prozess verrichtete Arbeit bleibt dabei jedoch unverändert. Dies führt zu einer Steigerung der Prozesseffizienz und wirkt sich umso stärker aus, je größer der Anteil der zurückgeführten Wärme an der gesamten Wärmezufuhr ist. Rein theoretisch wäre eine Abkühlung des Heißdampfes bis zur Pumpenaustrittstemperatur {2} möglich. Da jedoch im Regenerator stets eine treibende Temperaturdifferenz zwischen Dampf und flüssigem Arbeitsmedium vorhanden sein muss, um Wärme übertragen zu können, funktioniert dies in der Realität nicht.

### Prozess mit Überhitzung

Wie bereits im Kapitel 3.2.2 erläutert wurde, steigt bei „nassen“ Fluiden die Dampfnaße während des Expansionsvorganges, wenn Satttdampf entspannt wird. Auch wenn dieser verlustbehaftet abläuft, d.h. die Entropie größer wird, kann, abhängig vom jeweiligen Arbeitsmedium, die Expansion trotzdem im Nassdampfgebiet enden. Dabei besteht die Gefahr einer Beschädigung der Expansionsmaschine durch Tröpfchenerosion. Eine Abhilfe dagegen stellt die Überhitzung des Dampfes über die Sättigungstemperatur dar {4}. Dadurch verschiebt sich der Endpunkt der Entspannung in Richtung geringerer Dampfnaße bzw. größerer Entropie. Dies ist in Abbildung 3-9 dargestellt.

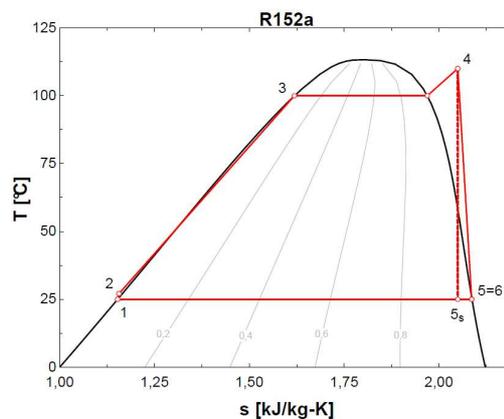


Abbildung 3-9: T,s-Diagramm eines Prozesses mit Überhitzung

### 3.3.2. Transkritischer Prozess

Im Gegensatz zur unterkritischen Prozessführung wird beim transkritischen Prozess der Druck des Arbeitsmediums durch die Pumpe über den kritischen Druck erhöht. Bei der Wärmezufuhr kann hierbei das gleichzeitige Auftreten zweier unterschiedlicher Phasen, und somit eine Verdampfung im eigentlichen Sinne, nicht mehr beobachtet werden. Die Zustandsänderung {2-4} erfolgt dabei im Gegensatz zum unterkritischen Prozess unter einer laufenden Änderung der Temperatur (Siehe Abbildung 3-10).

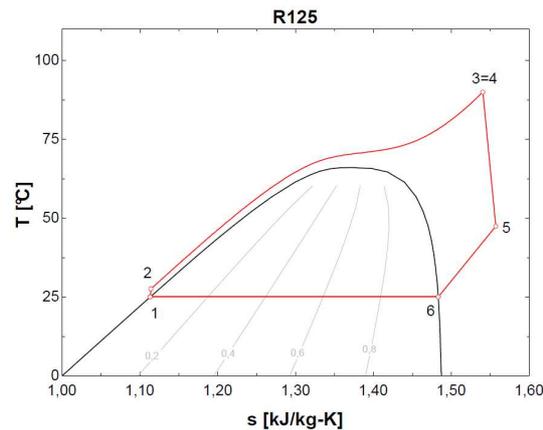


Abbildung 3-10: T,s-Diagramm eines transkritischen ORC

Es handelt sich um einen kontinuierlichen Übergang von flüssiger zu dampfförmiger Phase (Baehr, 2005).

Der Kondensationsvorgang findet, wie in Abbildung 3-10 ersichtlich, wiederum im Nassdampfgebiet statt.

### 3.4. Expansionsmaschinen

In diesem Abschnitt wird ein kurzer Überblick über die für den Einsatz in ORC-Anlagen in Frage kommenden Kraftmaschinen (Expansionsmaschinen) gegeben.

#### 3.4.1. Grundlegende Unterscheidung

Gewinnt man aus der Arbeitsfähigkeit eines Fluids<sup>2</sup> mit Hilfe einer Maschine mechanische Arbeit spricht man von einer Kraftmaschine (Eifler et al., 2009). Wird im Gegensatz dazu eine Maschine benutzt um einem Fluid Energie zuzuführen, um beispielsweise dessen Druck zu erhöhen, bezeichnet man diese als Arbeitsmaschine (Pfleiderer und Petermann, 2005). In beiden Fällen handelt es sich um Fluidenergiemaschinen.

Nach dem Prinzip der Arbeitsübertragung können dabei zwei Arten von Fluidenergiemaschinen unterschieden werden:

---

→ <sup>2</sup> Unter den Überbegriff „Fluid“ fallen Flüssigkeiten, Gase oder Dämpfe.

- *Kolbenmaschinen (Verdrängermaschinen)*
- *Turbomaschinen (Strömungsmaschinen)*

Unter den Begriff *Kolbenmaschinen* fallen alle Maschinen mit periodisch veränderlichem Arbeitsraum (Pischinger, 1999). Die Arbeitsübertragung erfolgt bei diesen nach dem „*volumetrischen*“ Prinzip. Dabei sind der Druck und somit auch die Kraft auf den Verdränger (Kolben) nicht von dessen Geschwindigkeit sondern nur von dessen Lage abhängig. Die Größe des Arbeitsraumes und die Arbeitsfrequenz bestimmen den Volumenstrom (Durchsatz). Mit Kolbenmaschinen ist es möglich große Druckdifferenzen und hohe Energieübertragungen auch mit kleinen Maschinen und geringen Drehzahlen zu bewerkstelligen.

Nach der Bewegungsart des Kolbens können Verdrängermaschinen grundsätzlich noch in Hubkolbenmaschinen und Drehkolbenmaschinen eingeteilt werden. Bei Hubkolbenmaschinen führt der Kolben eine lineare Bewegung aus. Im Gegensatz dazu ist die Bewegung des Verdrängers einer Drehkolbenmaschinen eine rotatorische. (Eifler et al., 2009)

Bei *Turbomaschinen* erfolgt die Arbeitsübertragung nach dem „*Strömungsprinzip*“. Die Maschine wird kontinuierlich vom Fluid durchströmt und dabei wird diesem durch ein Laufrad entweder Energie zugeführt (Arbeitsmaschine) oder entzogen (Kraftmaschine). Eine Strömungsmaschine, die als Kraftmaschine arbeitet wird auch Turbine genannt (Pfleiderer und Petermann, 2005). Der realisierbare Volumenstrom ist von den Abmessungen der Maschine und der Strömungsgeschwindigkeit abhängig. Muss eine große Druckdifferenz und eine hohe Energieübertragung bewerkstelligt werden, wird dafür eine große und schnelldrehende Maschine benötigt. (Eifler et al., 2009)

#### **3.4.2. Einsatzbereiche von Expansionsmaschinen**

Welche Art der Maschine bzw. der Arbeitsübertragung für die jeweilige Anwendung in Frage kommt, hängt sehr stark vom gewünschten Leistungsbereich ab. Die Wahl einer geeigneten Expansionsmaschine ist jedenfalls entscheidend für die Effizienz einer ORC-Anlage.

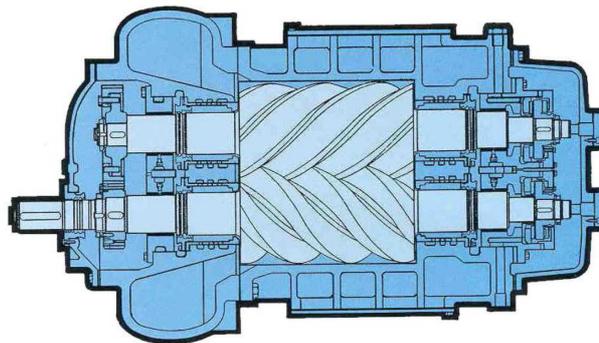
Die Vorteile der Strömungsmaschine gegenüber der Kolbenmaschine überwiegen vor allem im Bereich großer Volumenströme und somit auch großer Leistungen. Der Wirkungsgrad der Turbomaschine wird dabei umso größer, je größer die geforderten Volumenströme sind.

Grundsätzlich gilt für die Herstellungskosten das gleiche, wenn man sich auf eine spezifische Leistung bezieht. Bei kleineren Volumenströmen und Leistungen überwiegen jedoch die Vorteile einer Verdrängermaschine. (Pfleiderer und Petermann, 2005)

In kommerziellen ORC-Systemen sind zur Zeit drei unterschiedliche Arten von Expansionsmaschinen im Einsatz: Axialturbinen, Radialturbinen (Strömungsmaschinen) und Schraubenmaschinen (Verdrängermaschinen). (Quoilin et al., 2010)

Die elektrischen Leistungen der oben genannten Turbinen betragen meist über 300 kW. Bei geringeren Leistungen finden vor allem Schraubenmaschinen ihren Einsatz, da Turbinen in diesem Bereich vergleichsweise hohe Spaltverluste aufweisen. Die untere Leistungsgrenze dieser Maschinen liegt bei etwa 40 kW. (Schuster, 2010; Schuster et al., 2009)

In Abbildung 3-11 ist ein Schnittbild einer Schraubenmaschine dargestellt.



**Abbildung 3-11: Schraubenmaschine (Smith et al., 2001)**

Diese Arbeit zielt jedoch, wie es aus Kapitel 1.2 bereits bekannt ist, auf wesentlich geringere elektrische Leistungen von 1 bis 2 kW ab. Aus diesem Grund soll hier eine weitere, vor allem für diesen Leistungsbereich vielversprechende Maschine, nämlich die Scrollmaschine, erwähnt werden, die als Expansionsmaschine noch keinen kommerziellen Einsatz gefunden hat (Quoilin et al., 2010). Es handelt sich hierbei um eine Maschine, die bereits seit langem im Bereich der Klimatechnik im Einsatz ist. In diesem Fall arbeitet diese jedoch als Arbeitsmaschine, genauer gesagt als Verdichter. Experimentelle Studien von Kim et al. (2007), Lemort et al. (2009) und Quoilin et al. (2010) haben gezeigt, dass nach geringer Modifikation eines solchen Verdichters ein Betrieb als Expansionsmaschine durchaus

möglich ist. Hierbei wurden isentrope Wirkungsgrade von bis zu 70 % gemessen. Aus diesem Grund soll diese Maschine nachfolgend kurz erläutert werden.

### 3.4.3. Scrollmaschine

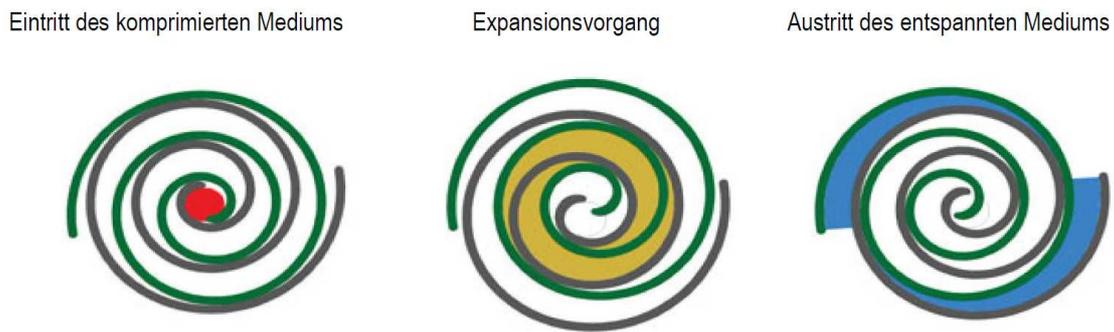
Eine Scrollmaschine, oder auch Spiralmaschine genannt, arbeitet nach dem volumetrischen Prinzip und zählt daher zur Gruppe der Verdrängermaschinen. Die Funktionsweise einer solchen Maschine beruht auf zwei Spiralen, wovon eine im Gehäuse fixiert ist und die andere sich in der ersteren exzentrisch abrollt. Durch gegenseitige Berührung der Spiralfanken entstehen mehrere Arbeitsräume, deren Volumina sich bei der Rollbewegung stetig ändern. Dadurch wird das Gas bzw. der Dampf je nach Strömungs- und Drehrichtung entweder komprimiert (Verdichter) oder entspannt (Expansionsmaschine). (Bitzer, 2010)

In Abbildung 3-12 und Abbildung 3-13 sind die zwei Hauptkomponenten der Maschine und ihre Funktionsweise dargestellt.



**Abbildung 3-12: Feststehende und rotierende Spirale einer Scrollmaschine (Kim et al., 2007)**

Vor allem die einfache Bauweise, die wenigen bewegten Teile und die Zuverlässigkeit, die die Scrollmaschine schon im Bereich der Klima- und Kältetechnik bewiesen hat, würden einen Einsatz als Expansionsmaschine in ORC-Systemen kleiner Leistungen rechtfertigen. (Lemort et al., 2009)



**Abbildung 3-13: Funktionsweise einer Scrollmaschine im Expansionsbetrieb**  
(Carlyle Compressor Co., 2007)

Weiters sind diese am Markt leicht verfügbar und im Vergleich zu den oben genannten Maschinen kostengünstiger. Darüberhinaus besteht bei Turbomaschinen im Falle einer Entspannung ins Nassdampfgebiet die Gefahr von Erosionschäden an den Laufschaufeln durch Tropfenbildung. Aufgrund der wesentlich geringeren Strömungsgeschwindigkeiten in der Scrollmaschine ist diese Gefahr hier nicht gegeben und eine Überhitzung des Dampfes über die Sättigungstemperatur daher nicht zwingend erforderlich. (Kim et al., 2007)

Auf Grund der Bauweise der Maschine ergeben sich nach Quoilin et al. (2010) auch Grenzen des Betriebes. Als wesentlicher Punkt und Limitierung soll hier das maximale Volumenstromverhältnis zwischen Eintritt und Austritt der Maschine genannt werden. Dieses ist durch die Anzahl der Spirallengänge, d.h. durch die Geometrie, vorgeben und beträgt bei ausgeführten Maschinen etwa 4. Weiters sind von Quoilin et al. (2010) in einer Studie bereits am Markt erhältliche Scrollmaschinen (Verdichter) hinsichtlich möglicher Volumenströme untersucht worden. Die Einsatzbereiche lagen hierbei zwischen 1,1 und 49 Liter pro Sekunde. Diese bezogen sich auf den Eintritt des Verdichters. Würde die Maschine als Expansionsmaschine arbeiten, beziehen sich diese Werte daher auf den Austritt.

## 4. Analyse des „konventionellen“ ORC-Prozesses

In Kapitel 3 wurden bereits Grundlagen zur ORC-Technologie erläutert. Es sind verschiedene Arten von Prozessführungen und charakteristische Eigenschaften der dabei zum Einsatz kommenden Arbeitsmedien behandelt worden. Weiters wurden unterschiedliche Bauarten von Kraftmaschinen, die in kommerziellen ORC-Anlagen Anwendung finden, vorgestellt und deren Leistungsbereiche dargestellt.

In diesem Kapitel wird eine thermodynamische Analyse unterschiedlicher Prozessführungen und Arbeitsmedien hinsichtlich erreichbarer Wirkungsgrade durchgeführt. Darüberhinaus liegt das Augenmerk auch auf den im Kreislauf erreichten Massen- und Volumenströmen und den Konsequenzen, die diese mit sich bringen. Um diese Analyse durchführen zu können, wurde mittels EES™ (Klein, 2010) ein Kreislaufberechnungsprogramm erstellt. Sämtliche für die Simulation benötigten Stoffwerte entstammen der EES™-Datenbank. Abbildung 4-1 zeigt die Benutzeroberfläche des erstellten Programms.

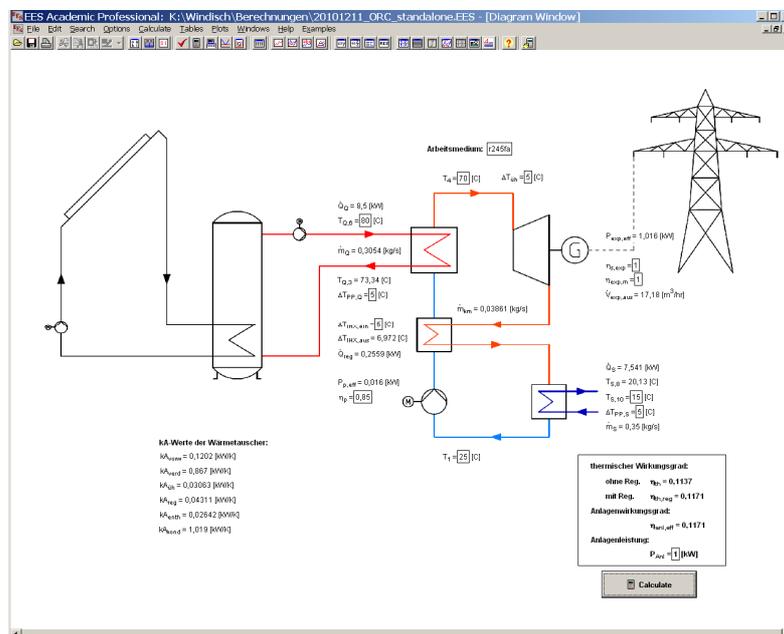


Abbildung 4-1: Benutzeroberfläche des erstellten Kreislaufberechnungsprogramms

### 4.1. Thermodynamische Modellierung

Es sollen hier die thermodynamischen Zusammenhänge für die Modellierung des Kreislaufes erläutert werden. Beim konventionellen ORC-Prozess handelt es sich um einen stationären Fließprozess, damit kann der erste Hauptsatz der Thermodynamik, unter Vernachlässigung der äußeren Energien (vgl. Gleichung (2-3)), wie folgt geschrieben werden:

$$a_t = h_{ab} - h_{zu} - q_a \quad (4-1)$$

Nachfolgend kann Gleichung (4-1) auf alle Zustandsänderungen angewendet werden. Die verwendeten Indizes entsprechen dabei der in Abbildung 4-2 und Abbildung 4-8 dargestellten T,s-Diagramme.

#### Wärmezufuhr

Für die gesamte dem Prozess zugeführte Wärme, d.h.: für die Vorwärmung, Verdampfung und gegebenenfalls Überhitzung, gilt:

$$q_{zu} = h_4 - h_2 \quad (4-2)$$

Da im Falle eines Prozesses mit Wärmeregeneration, wie er in Abbildung 3-8 dargestellt ist, ein Teil der abzuführenden Wärme dem System wieder zugeführt wird, verändert sich Gleichung (4-2) für diese Prozessführung zu:

$$q_{zu} = h_4 - h_{2a} \quad (4-3)$$

#### Expansionsarbeit

Wird von einer verlustlosen (isentropen) Entspannung ausgegangen, kann für die isentrope Arbeit der Expansionsmaschine geschrieben werden:

$$a_{Ex,s} = h_4 - h_{5,s} \quad (4-4)$$

Die Dissipation wird durch einen inneren isentropen Wirkungsgrad  $\eta_{Ex,s}$  der Expansionsmaschine berücksichtigt und man erhält für die innere Arbeit:

$$a_{Ex,i} = a_{Ex,s} \cdot \eta_{Ex,s} = h_4 - h_5 \quad (4-5)$$

Für die Bestimmung der effektiv verrichteten Arbeit, ist noch die Kenntnis des mechanischen Wirkungsgrades  $\eta_{Ex,m}$  nötig. Damit ergibt sich für diese:

$$a_{Ex,eff} = a_{Ex,i} \cdot \eta_{Ex,m} \quad (4-6)$$

### Wärmeabfuhr

Die gesamte vom Prozess abzuführende Wärme für die Kondensation und gegebenenfalls Enthitzung des Arbeitsmediums, beträgt:

$$q_{ab} = h_5 - h_1 \quad (4-7)$$

Bei der Prozessführung mit Wärmeregeneration verringert sich die abzuführende Wärme zu:

$$q_{ab} = h_{5a} - h_1 \quad (4-8)$$

### Pumpenarbeit

Die isentrope Pumpenarbeit ergibt sich aus:

$$a_{P,s} = \int_1^{2s} v dp \quad (4-9)$$

Hierbei ist  $p$  der Druck und  $v$  das spezifische Volumen.

Aufgrund der Tatsache, dass das flüssige Arbeitsmedium inkompressibel und somit dessen Volumen konstant ist, kann vereinfacht geschrieben werden:

$$a_{P,s} = v_1 \cdot (p_2 - p_1) \quad (4-10)$$

Für die Bestimmung der inneren Arbeit der Pumpe muss noch der innerer Wirkungsgrad  $\eta_{P,i}$  der Pumpe bekannt sein:

$$a_{P,i} = \frac{a_{P,s}}{\eta_{P,i}} = h_2 - h_1 \quad (4-11)$$

Die effektive Pumpenarbeit kann durch die Berücksichtigung eines mechanischen Wirkungsgrades  $\eta_{P,m}$  ermittelt werden:

$$a_{P,eff} = \frac{a_{P,i}}{\eta_{P,m}} \quad (4-12)$$

### Theoretischer Wirkungsgrad

Der theoretische Wirkungsgrad des Prozesses ist definiert durch das Verhältnis von der im Idealfall verrichteten Arbeit (isentrop) zur zugeführten Wärme:

$$\eta_{th} = \frac{a_{Ex,s} - a_{P,s}}{q_{zu}} \quad (4-13)$$

### Realer Wirkungsgrad / Gesamtwirkungsgrad des Prozesses

Der Gesamtwirkungsgrad wurde für die Simulation definiert als Verhältnis von der real verrichteten Arbeit (verlustbehaftet) zur zugeführten Wärme (vgl. Eichlseder, 2004):

$$\eta_{eff} = \frac{a_{Ex,eff} - a_{P,eff}}{q_{zu}} \quad (4-14)$$

### Effektive Leistung

Die effektive Leistung des Prozesses, unter Berücksichtigung des Eigenbedarfs an Pumpenarbeit (für die Prozesspumpe), beträgt:

$$P_{eff} = (a_{Ex,eff} - a_{P,eff}) \cdot \dot{m}_A \quad (4-15)$$

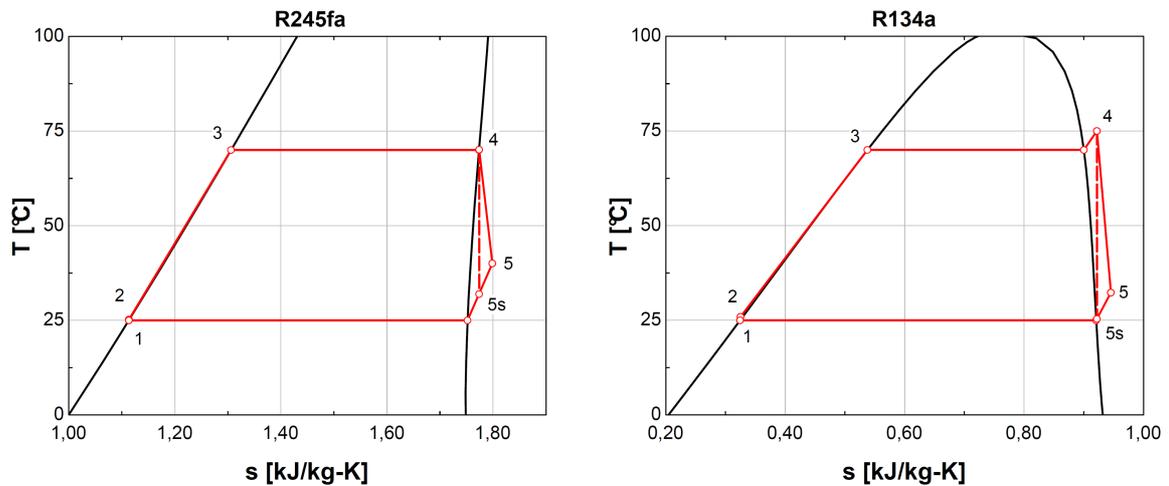
Wobei  $\dot{m}_A$  der Massenstrom des Arbeitsmediums ist. Hierbei sind jedoch noch keine peripheren Anlagenkomponenten, wie z.B.: Pumpen für die Wärmequelle und Wärmesenke, berücksichtigt.

## 4.2. Analyse verschiedener Prozesse

Wie bereits erwähnt wurde, sollen verschiedene Prozessführungen und verschiedene Arbeitsmedien miteinander verglichen werden. Um eine Vergleichbarkeit dieser Simulationen zu gewährleisten, müssen natürlich jeweils die gleichen Randbedingungen festgelegt werden. Aus diesem Grund werden sämtliche Berechnungen mit den aus Kapitel 1.2 bekannten Vorgaben, nämlich einer Temperatur der Wärmequelle von 80 °C und einer Senktemperatur von 15 °C, durchgeführt.

### 4.2.1. Vergleich des theoretischen Wirkungsgrades

Zunächst wurde für 12 verschiedene Arbeitsmedien ein Vergleich des theoretisch möglichen Wirkungsgrades durchgeführt. Dabei sind in Anlehnung an die Wärmequellen- und Senktemperatur die Verdampfungstemperatur  $T_V$  auf  $70\text{ °C}$  und die Kondensationstemperatur  $T_K$  auf  $25\text{ °C}$  festgelegt worden, d.h. die maximale Grädigkeit des Heiß- bzw. Kühlwassers gegenüber der Verdampfungs- bzw. Kondensationstemperatur betrug jeweils  $10\text{ K}$ . Es wurde ein Sattdampfprozess sowie ein Prozess mit einer Überhitzung des Dampfes um  $5\text{ K}$  auf  $75\text{ °C}$  untersucht. (Siehe Abbildung 4-2)



**Abbildung 4-2: T,s-Diagramme des simulierten Sattdampfprozesses und des Prozesses mit Überhitzung für R245fa und R134a**

Die Ergebnisse dieser Simulation sind in Abbildung 4-3 dargestellt. Daraus kann man erkennen, dass die theoretisch erreichbaren Wirkungsgrade bei einer verlustlosen Betrachtung (d.h.  $\eta_{Ex,s} = 1$ ,  $\eta_{P,i} = 1$ ,  $\eta_m = 1$ ) je nach Arbeitsmedium zwischen  $10,5\%$  und  $11,8\%$  liegen. Der Minimalwert wurde dabei von R227ea und der Maximalwert von R141b erreicht. Der Grund für die geringen Wirkungsgrade sind die sehr niedrigen Temperaturniveaus. Der Carnot-Wirkungsgrad beträgt hierbei bereits weniger als  $14\%$  (vgl. Kapitel 2.1.3). Darüberhinaus fallen die Unterschiede zwischen Sattdampfprozess und überhitztem Prozess kaum ins Gewicht. Bei genauerer Betrachtung ist jedoch ersichtlich, dass Arbeitsmedien, die in diesem Temperaturbereich eine trockene Charakteristik (z.B.: R227ea, R236fa, R245fa, etc.) aufweisen, mit Überhitzung eine geringfügig schlechtere Effizienz erreichen als ohne diese. Genau das Gegenteil ist bei nassen Medien (z.B.: R12, R134a, R152a) zu verzeichnen (vgl. Kapitel 3.2.2). Dieser Vergleich sollte nur zur

Veranschaulichung der mit diesen Prozessen theoretisch erreichbaren Wirkungsgrade bei den gewählten Temperaturniveaus dienen. Auf Grund der vor allem in der Expansionsmaschine und in der Pumpe auftretenden Verluste werden die realen Wirkungsgrade wesentlich geringer sein.

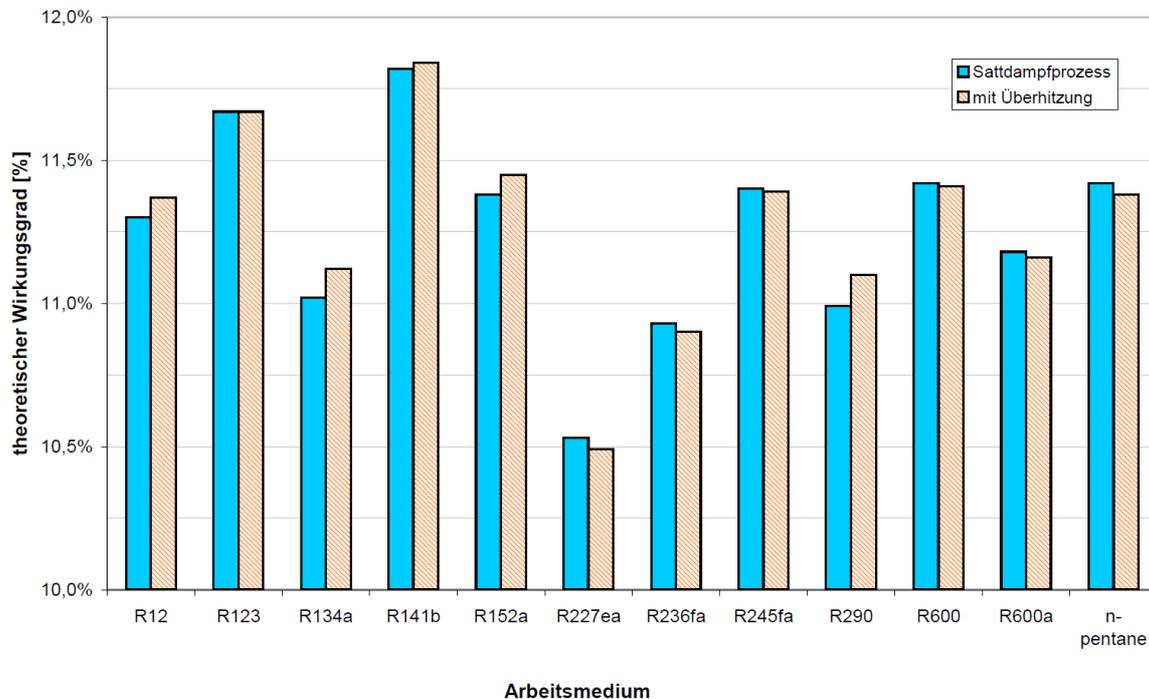


Abbildung 4-3: Vergleich des theoretischen Wirkungsgrades ( $T_V = 70\text{ °C}$ ,  $T_K = 25\text{ °C}$ )

Um den Einfluss der Temperaturniveaus auf den theoretischen Wirkungsgrad zu verdeutlichen, wurden für zwei ausgewählte Arbeitsmedien (R245fa und R134a) die Verdampfungs- bzw. Kondensationstemperatur variiert. Die Ergebnisse sind in Abbildung 4-4 für den Sattdampfprozess ersichtlich. Daraus ist zu erkennen, dass sich der theoretische Wirkungsgrad für R245fa bei einer Erhöhung der Verdampfungstemperatur um 10 K gegenüber der vorigen Simulation auf 13,2 % steigert. Dies bedeutet eine Zunahme von 1,8 %. Im Gegensatz dazu sinkt der theoretische Wirkungsgrad bei einer Erhöhung der Kondensationstemperatur um 5 K bereits auf 10,4 %, d.h. ein Verlust von etwa 9 % bezogen auf den vorigen Wert von 11,4 %. Somit haben bereits geringe Änderungen in Verdampfungs- bzw. Kondensationstemperatur großen Einfluss auf den Wirkungsgrad des Prozesses.

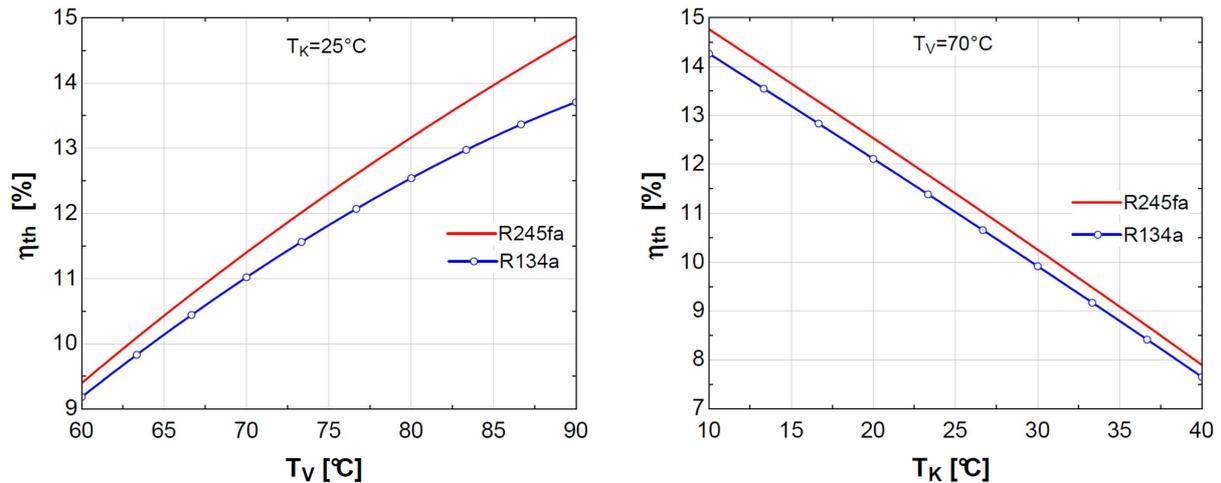


Abbildung 4-4: Einfluss der Temperaturniveaus auf den theoretischen Wirkungsgrad

#### 4.2.2. Vergleich des realen Wirkungsgrades

Die obige Simulation wurde unter Annahme „realistischer“ Verluste abermals durchgeführt. Dabei sind sowohl Verdampfungs- als auch Kondensationstemperatur unverändert geblieben ( $T_V = 70^\circ\text{C}$ ,  $T_K = 25^\circ\text{C}$ ). Der isentrope Wirkungsgrad der Expansionsmaschine wurde mit 70 % und der innere Pumpewirkungsgrad mit 85 % angenommen. Etwaige mechanische Verluste sind in der Simulation nicht berücksichtigt worden, d.h. die mechanischen Wirkungsgrade wurden mit dem Wert 1 angenommen. Darüberhinaus ist davon ausgegangen worden, dass es in den Wärmetauschern zu keinen Druckverlusten und damit verbundenem Temperaturabfällen kommt. Weiters sind auch keine elektrischen Verluste in der Simulation berücksichtigt worden. Die Ergebnisse dieser Simulation sind in Abbildung 4-5 dargestellt.

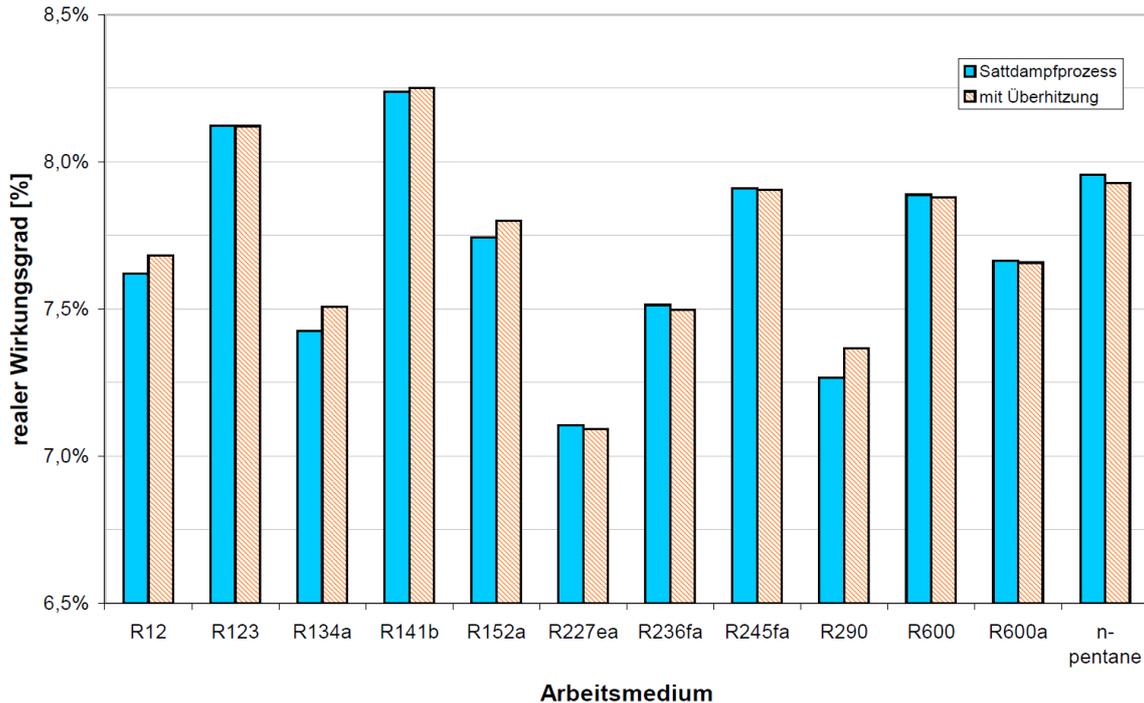


Abbildung 4-5: Vergleich des realen Wirkungsgrades ( $T_V=70\text{ °C}$ ,  $T_K=25\text{ °C}$ ,  $\eta_{Ex,s}=70\%$ )

Hieraus ist gut ersichtlich, welchen Einfluss die angenommenen isentropen Wirkungsgrade auf die Effizienz des Prozesses haben. Der reale Wirkungsgrad verringert sich gegenüber dem theoretisch erreichbaren, je nach Arbeitsmedium, um 30 bis 34 %. Die errechneten Maximal- und Minimalwerte wurden erneut von R141b und R227ea erreicht. Diese betragen 7,1 und 8,25 %. Der Hauptgrund für den Effizienzabfall ist dabei der isentrope Wirkungsgrad der Expansionsmaschine. Im Vergleich dazu hat der Pumpenwirkungsgrad einen wesentlich geringeren Einfluss auf die Prozesseffizienz. Der reale Wirkungsgrad fällt direkt proportional mit dem isentropen Wirkungsgrad der Expansionsmaschine.

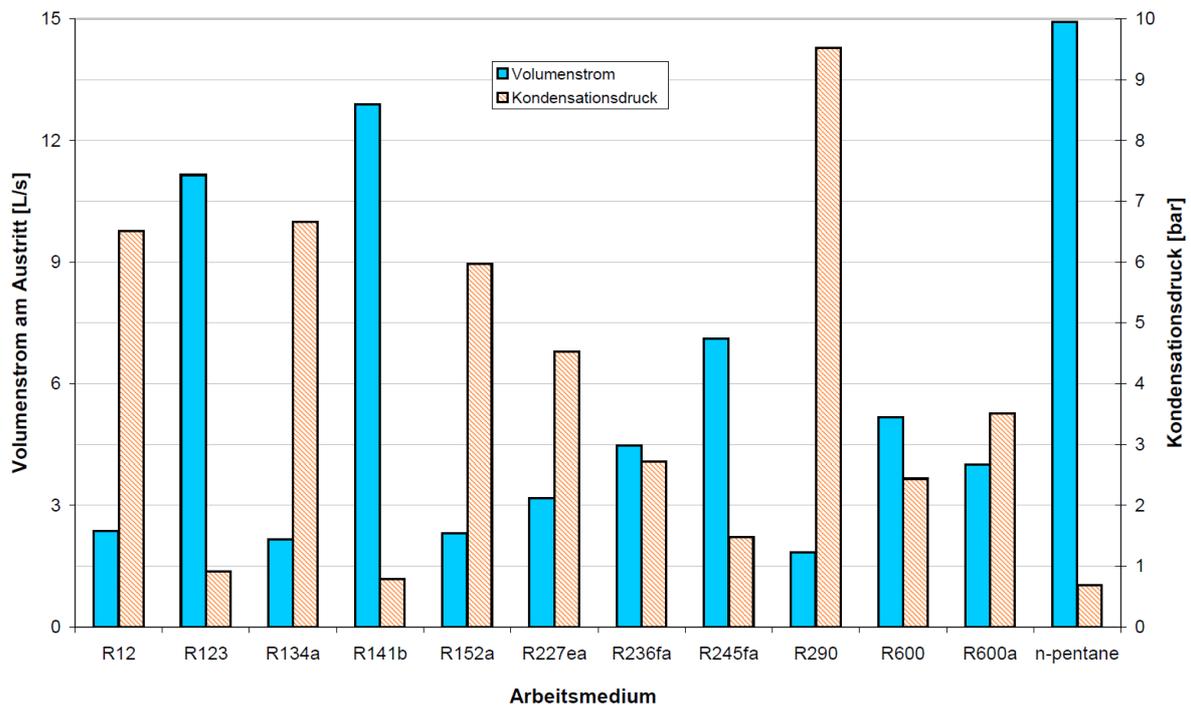
#### 4.2.3. Vergleich der Volumenströme und Volumenstromverhältnisse

In Kapitel 3.4.3 wurde bereits erörtert, dass sich die Scrollmaschine als Expansionsmaschine für den Einsatz im kleinen Leistungsbereich gut eignet. Um abschätzen zu können, ob diese auch für die in der Aufgabenstellung festgelegten elektrischen Leistungen von 1 bis 2 kW bei diesen Temperaturniveaus einsetzbar ist, wird nun ein Blick auf den Durchfluss (Volumenstrom) und das Volumenstromverhältnis zwischen Aus- und Eintritt der Maschine

geworfen. Letzteres ist bereits durch die jeweilige Prozessführung, d.h. vom Anfangs- und Endpunkt der Expansion vorgegeben.

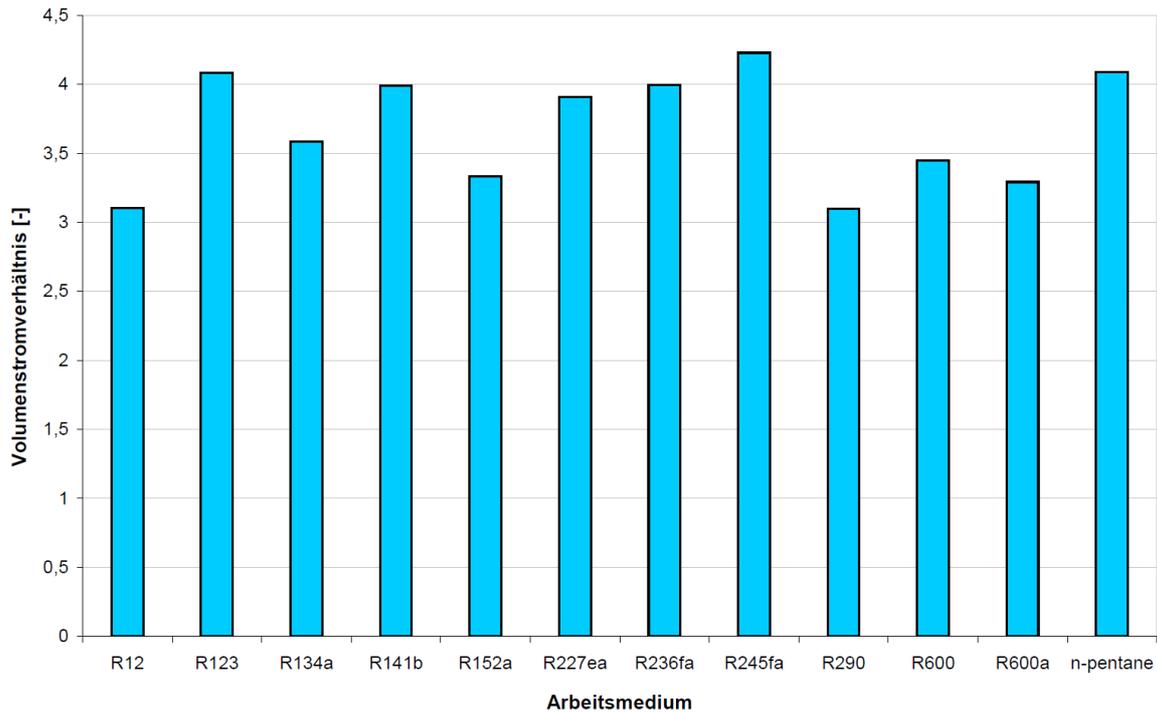
Für die Ermittlung des Volumenstroms am Austritt der Maschine muss der Massenstrom an Arbeitsmedium im Kreislauf bekannt sein. Aus diesem Grund wurde angenommen, dass die effektive Leistung des Prozesses, lt. Gleichung (4-14), 1 kW beträgt. Damit ist der Massenstrom und somit auch der jeweilige Volumenstrom bestimmt.

Aus Abbildung 4-6 und Abbildung 4-7 sind die Ergebnisse dieser Simulation für den verlustbehafteten Sattdampfprozess, unter den gleichen Annahmen wie zuvor, ersichtlich.



**Abbildung 4-6: Vergleich der Volumenströme am Austritt der Expansionsmaschine und der Kondensationsdrücke für verschiedene Arbeitsmedien ( $T_V=70\text{ °C}$ ,  $T_K=25\text{ °C}$ ,  $\eta_{Ex,s}=70\%$ )**

Daraus ist erkennbar, dass die Volumenströme am Austritt der Maschine abhängig vom Arbeitsmedium stark schwanken. Diese erreichten Werte zwischen 1,8 l/s für R290 und 15 l/s für n-Pentane. Der Grund dafür sind die unterschiedlichen spezifischen Volumina am Expansionsendpunkt, die vor allem von der Höhe des jeweiligen Kondensationsdrucks abhängig sind. Die Kondensationsdrücke der verschiedenen Arbeitsmedien wurden in Abbildung 4-6 den dazugehörigen Volumenströmen gegenübergestellt.



**Abbildung 4-7: Volumenstromverhältnis zwischen Aus- und Eintritt der Expansionsmaschine**

$$(T_V = 70 \text{ °C}, T_K = 25 \text{ °C}, \eta_{Ex,s} = 70 \text{ \%})$$

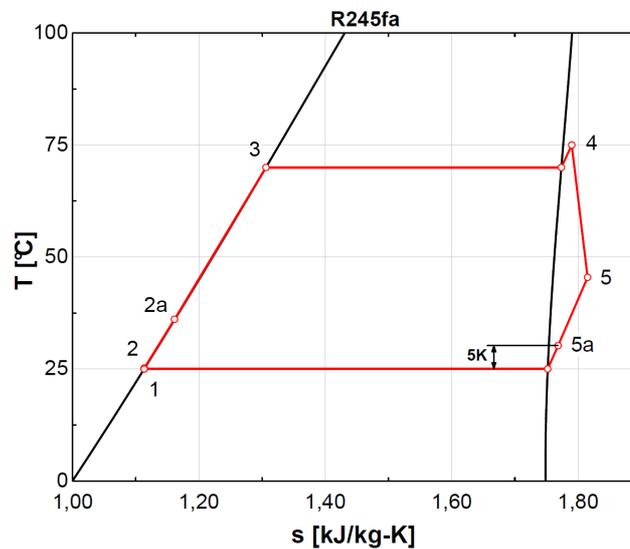
Abbildung 4-7 zeigt die bei der Simulation errechneten Volumenstromverhältnisse zwischen Aus- und Eintritt der Maschine, welche für die gewählten Temperaturen zwischen 3,1 und 4,2 betragen. Wie in Kapitel 3.4.3 beschrieben wurde, lag das maximale Volumenstromverhältnis von am Markt verfügbaren Scrollmaschinen bei etwa 4. Somit würden die untersuchten Arbeitsmedien für diese Prozessführung und den gewählten Temperaturniveaus diesem Grenzwert gut entsprechen. Dasselbe gilt für die ermittelten Volumenströme am Austritt der Maschine, welche für ausgeführte Maschinen bei 1,1 bis 49 l/s lagen.

Auf eine Darstellung der Ergebnisse des überhitzten Prozesses wird an dieser Stelle verzichtet, da die dabei auftretenden Änderungen gegenüber dem Sattdampfprozess kaum erkennbar sind.

#### 4.2.4. Vergleich des Wirkungsgrades mit Wärmerегeneration

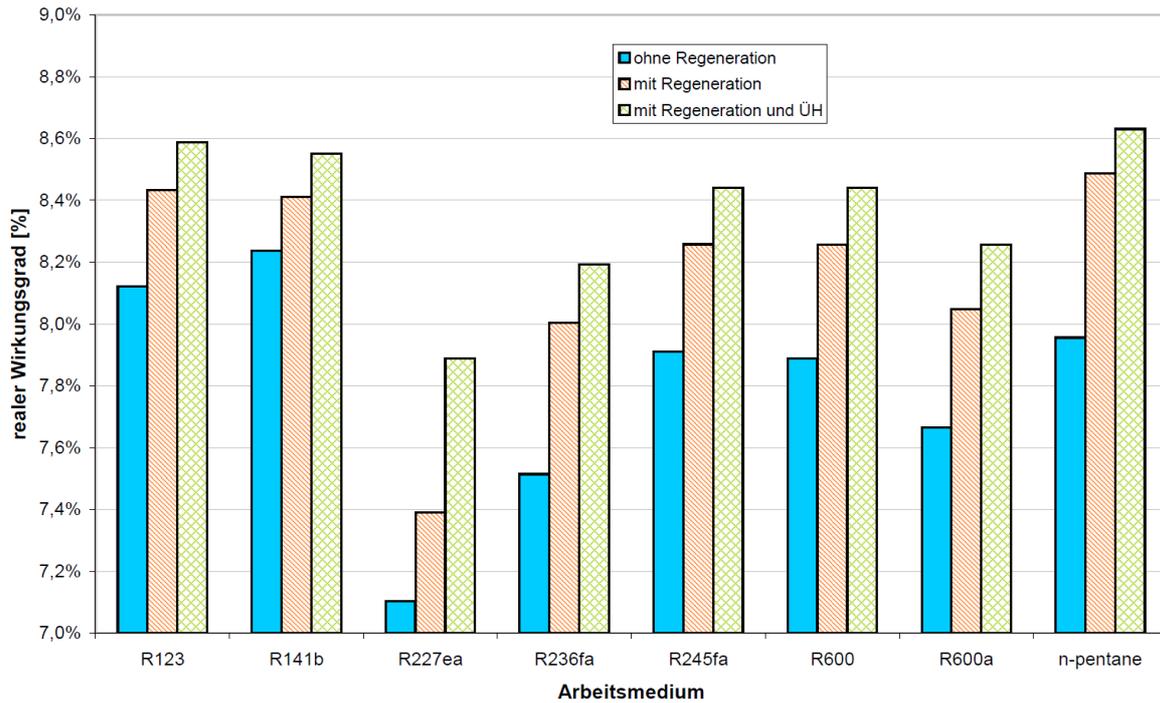
Es soll nun der Einfluss einer internen Wärmerегeneration auf den Prozesswirkungsgrad untersucht werden. Zu diesem Zweck sind aus der obigen Auswahl an Arbeitsmedien nur jene betrachtet worden, die im gewählten Temperaturbereich eine trockene bzw. isentrope

Charakteristik aufweisen. Hierbei ist die Grädigkeit des Dampfes am Austritt des Regenerators {5a} gegenüber der Pumpenaustrittstemperatur {2} mit 5 K angenommen worden. Abbildung 4-8 zeigt exemplarisch ein T,s-Diagramm des Prozesses mit Überhitzung und Wärmeregeneration für R245fa.



**Abbildung 4-8: T,s-Diagramm des Prozesses mit Überhitzung und Wärmeregeneration für R245fa**

Die Ergebnisse dieser Simulation sind in Abbildung 4-9 sowohl für den verlustbehafteten Satttdampfprozess als auch für den überhitzten Prozess ersichtlich. Zur besseren Anschaulichkeit wurden auch die Ergebnisse der zuvor durchgeführten Simulation ohne Wärmeregeneration in diesem Diagramm dargestellt. Je nach Arbeitsmedium kommt es zu Steigerungen der Prozesseffizienz vor allem beim überhitzten Prozess. Jedoch halten sich diese in Grenzen. Die größte Wirkungsgradsteigerung wurde von R227ea erreicht und betrug ca. 11% gegenüber dem Prozess ohne Wärmeregeneration, hierbei erhöhte sich der Wirkungsgrad von ca. 7,1 % auf 7,9 %. Die maximale Prozesseffizienz mit etwa 8,6 % wurde für n-Pentan ermittelt, wobei eine Steigerung von ca. 9 % verzeichnet werden konnte. Somit übertraf dieses sogar R141b, welches in der vorherigen Simulationen jeweils den größten Wirkungsgrad erzielte.



**Abbildung 4-9: Vergleich des Wirkungsgrades mit und ohne Wärmeregeneration**

$$(T_V = 70 \text{ °C}, T_K = 25 \text{ °C}, \eta_{Ex,s} = 70 \text{ \%})$$

#### 4.2.5. Zusammenfassung der Erkenntnisse

In diesem Kapitel wurden verschiedene Prozessführungen thermodynamisch analysiert. Die in der Simulation für ideale (verlustlosen) Bedingungen erreichten theoretischen Wirkungsgrade lagen abhängig vom jeweiligen Arbeitsmedium zwischen 10,5 und 11,8 %. Hierbei wurde eine Verdampfungstemperatur von 70 °C und eine Kondensationstemperatur von 25 °C angenommen. Es stellte sich heraus, dass eine Überhitzung im Verdampfer um 5 K kaum Einfluss auf die Prozesseffizienz hat. Der Grund für die niedrigen Wirkungsgrade ist das sehr niedrige Temperaturniveau. Der Carnot-Wirkungsgrad beträgt in diesem Fall bereits weniger als 14 %. Weiters wurde gezeigt, dass eine geringe Änderung der Temperaturniveaus starken Einfluss auf den Wirkungsgrad hat.

Unter der Annahme von „realistischen“ Verlusten in der Expansionsmaschine und in der Prozesspumpe, verringerte sich der reale Wirkungsgrad je nach Arbeitsmedium auf 7,1 bis 8,25 %. Der Wirkungsgradverlust ist vor allem den Verlusten in der Expansionsmaschine

zuzuschreiben. Bei dieser Simulation wurden jedoch keine mechanischen und elektrischen Verluste berücksichtigt.

Die Wirkungsgradsteigerung durch eine interne Wärmereneration wurde ebenfalls analysiert, wobei eine Grädigkeit des Dampfes gegenüber dem flüssigen Arbeitsmedium am Pumpenausstritt von 5 K angenommen wurde. Vorallem bei einer Überhitzung des Dampfes war eine Effizienzsteigerung gut ersichtlich. Die in der Simulation ermittelten realen Wirkungsgrade betragen zwischen ca. 7,9 und 8,6 %. Mit einer internen Wärmereneration wird die Anlage im Aufbau komplexer und ein zusätzlicher Wärmetauscher benötigt. Dadurch erhöht sich auch der Druckverlust im Prozess und damit die benötigte Pumpenleistung. Zusätzlich ergeben sich natürlich auch zusätzliche Kosten. Ob dies in Relation mit dem dabei erzielbaren Wirkungsgradgewinn steht, muss genauer untersucht werden.

Weiters wurden die in der Expansionsmaschine erreichten Volumenströme und Volumenstromverhältnisse zwischen Aus- und Eintritt untersucht. Dazu wurde in Anlehnung an die Aufgabenstellung in Kapitel 1.2 eine effektive Prozessleistung von 1 kW angenommen. Bei der Simulation stellte sich heraus, dass bei den gewählten Temperaturniveaus die Volumenströme am Austritt der Maschine aufgrund von unterschiedlichen Drücke bei der Kondensation stark variieren. Im Gegensatz dazu sind die Unterschiede im Volumenstromverhältnis bei unterschiedlichen Arbeitsmedien wesentlich geringer. Hierbei wurden Werte zwischen 3,1 und 4,2 ermittelt. Alles in allem würden die bei dieser Simulation ermittelten Werte in den vorgeschlagenen Einsatzbereich einer Scrollmaschine fallen.

Hinsichtlich der Wahl des Arbeitsmediums sollte jedoch nicht nur der erreichbare Wirkungsgrad im Fordergrund stehen, sondern auch die in Kapitel 3.2.1 genannten Kriterien berücksichtigt werden.

## 5. Analyse des Wärmemotor-Konzeptes

In diesem Kapitel wird ein alternatives ORC-Konzept, das sich „Wärmemotor“ nennt und bereits in Kapitel 1.2 erstmals erwähnt wurde, vorgestellt. Das Wärmemotor-Konzept soll nun thermodynamisch und hinsichtlich technischer Umsetzbarkeit kritisch betrachtet und analysiert werden. Dazu wurde dieses mittels EES<sup>TM</sup> modelliert und simuliert. Zusätzlich werden Probleme, die im Verlauf der Analyse entdeckt wurden, erläutert und mögliche Abhilfen genannt.

### 5.1. Funktionsbeschreibung

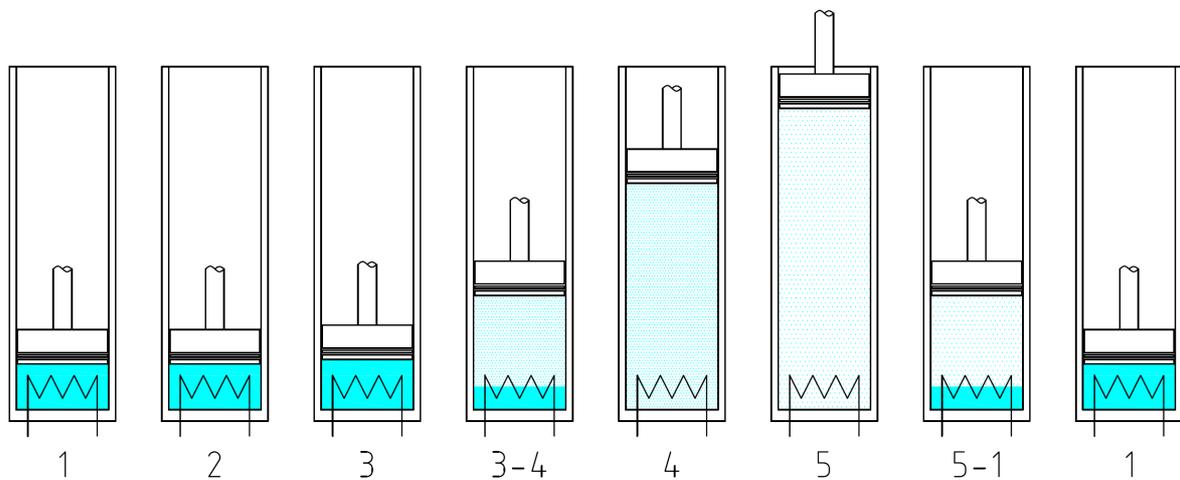
Der Wärmemotor besteht im Wesentlichen aus einem Zylinder der mit einer bestimmten Masse an Arbeitsmedium gefüllt und durch einen beweglichen Kolben verschlossen ist. Im Inneren dieses Zylinders, im weiteren auch Arbeitsraum genannt, befindet sich ein Wärmetauscher, der die Aufgabe hat, abwechselnd sowohl Wärme zu- als auch abzuführen. Mit Hilfe dieser Kolbenmaschine soll ähnlich einer Verbrennungskraftmaschine ein rechtsdrehender Kreisprozess, d.h. ein Wärmekraftprozess, periodisch durchfahren werden. Somit finden alle nötigen Zustandsänderungen im Arbeitsraum des Zylinders statt. Der Systemdruck wird durch eine von Außen auf den Kolben wirkende Kraft vorgegeben und ändert sich im Laufe eines Arbeitsspiels.

In Abbildung 5-1 ist die Funktionsweise des Wärmemotors dargestellt und der Verlauf der Kolbenbewegung daraus ersichtlich. Abbildung 5-2 zeigt ein T,s-Diagramm in dem alle Zustandsänderungen des Prozesses dargestellt sind.

Am Zustandspunkt {1} des Kreisprozesses befindet sich der Kolben am unteren Ende des Zylinders und das Arbeitsmedium liegt in Form von gesättigter Flüssigkeit vor. Anschließend wird bei festgehaltenem Kolben mittels Wärmezufuhr eine isochore Druckerhöhung durchgeführt {1-2}. Bei Erreichen des gewünschten Druckes wird der Kolben wieder losgelassen und es erfolgt eine isobare Vorwärmung bis zur Verdampfungstemperatur. Dabei beginnt sich der Kolben aufgrund der geringen Volumenvergrößerung des Arbeitsmediums etwas nach oben zu bewegen {2-3}. Unter weiterer Wärmezufuhr verdampft dieses bei konstantem Druck, wobei es bei der Phasenänderung zu einer starken Ausdehnung

kommt {3-4}. Die Wärmezufuhr wird beendet, sobald das gesamte Arbeitsmedium in dampfförmiger Phase vorliegt {4}.

Nun erfolgt eine rasche adiabate Expansion auf den Sättigungsdruck des Ausgangspunktes und der Kolben hat das obere Ende des Zylinders erreicht {5}. Je nach Arbeitsmedium kann dieser Zustand im Nassdampfgebiet (nasses Fluid) oder im Bereich des überhitzten Dampfes (trockenes Fluid) liegen. Ist letzteres der Fall, wird unter konstantem Druck Wärme abgeführt und die Temperatur des Arbeitsmediums sinkt auf Kondensationstemperatur {6}. In beiden Fällen ist jedoch nach der Entspannung der Punkt größter Volumenausdehnung erreicht. Um den Kreisprozess zu schließen, wird das dampfförmige Arbeitsmedium bei konstantem Druck kondensiert, bis dieses wieder vollständig in flüssiger Phase vorliegt und der Zustandspunkt {1} wieder erreicht ist. Aus Abbildung 5-2 ist ersichtlich, dass der Verlauf der Zustandsänderungen dem Rankine-Cycle gleicht, aber mit dem Unterschied, dass hierbei der gesamte Prozess am selben Ort, nämlich im Arbeitsraum des Zylinders, stattfindet. Daher handelt es sich bei diesem Wärmekraftprozess nicht um einen stationären Fließprozess, sondern um einen diskontinuierlichen ablaufenden Kreisprozess.



**Abbildung 5-1: Funktionsweise des Wärmemotors**

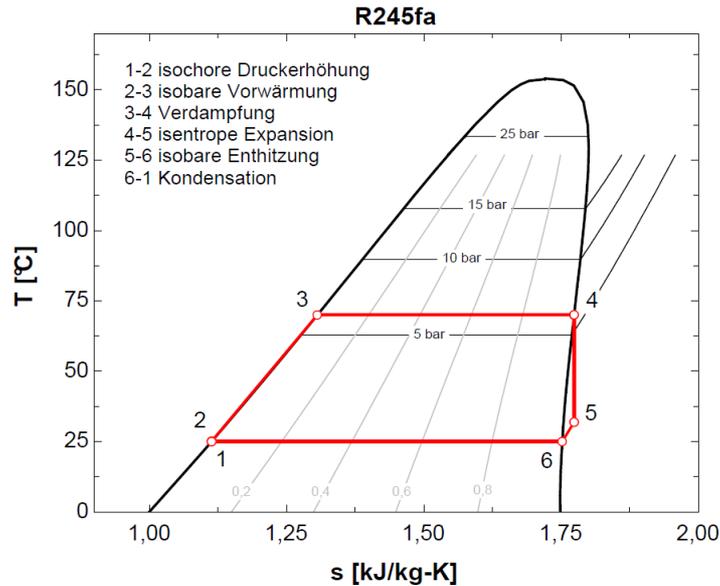


Abbildung 5-2: T,s-Diagramm des Wärmemotorprozesses

Wie anfangs schon erwähnt übernimmt ein Wärmetauscher im Arbeitsraum des Zylinders die Wärmezufuhr und Wärmeabfuhr. Sowohl als Wärmequelle als auch Wärmesenke ist Wasser vorgesehen. Im weiteren sollen zwei unterschiedliche Möglichkeiten der Wärmezufuhr bzw. Wärmeabfuhr analysiert werden. Einerseits wird ein stetig durchströmter Wärmetauscher betrachtet, andererseits ein nichtdurchströmter Wärmetauscher, der periodisch befüllt und entleert wird. Auf die Funktionsweise dieser Wärmetauscher soll in den Kapiteln 5.3 und 5.4 genau eingegangen werden. Zunächst wird jedoch das den Simulationen zugrunde liegende thermodynamische Modell beschrieben. Dieses gilt für beide Varianten der Wärmezufuhr und Abfuhr.

## 5.2. Thermodynamische Modellierung

In Kapitel 5.1 wurde bereits auf die Funktionsweise des Wärmemotors näher eingegangen. Da unter Annahme, dass der Kolben den Arbeitsraum gegenüber der Umgebung vollständig abdichtet, kein Stoff- und damit verbundener Energietransport über die Systemgrenzen stattfindet, handelt es sich hierbei um ein geschlossenes System. In diesem Fall kann Energie das System nur in Form von Arbeit oder Wärme verlassen. (Baehr, 2005) Aus diesem Grund wird zur Ermittlung der im Prozess verrichteten Arbeit und der umgesetzten Wärmen der

1. Hauptsatz der Thermodynamik für geschlossene Systeme angewendet (vgl. Kapitel 2.1.2), welcher für eine Zustandsänderung in spezifischer Form wie folgt lautet:

$$dq_a + da = du + de_a \quad (5-1)$$

### Verrichtete Arbeit und umgesetzte Wärmen

Für die an der Kolbenstange verrichtete, spezifische Arbeit  $a_{12}$  kann für eine Zustandsänderung lt. Baehr (2005) geschrieben werden:

$$a_{12} = -\int_1^2 p dv + p_u \cdot (v_2 - v_1) \quad (5-2)$$

Wobei  $p$  der Druck und  $v$  das spezifische Volumen ist.

Sind nun die Temperaturniveaus des Prozesses, das heißt, die Verdampfungs- bzw. Kondensationstemperatur und somit auch die jeweiligen Drücke vorgegeben, ist es möglich die umgesetzte Wärme und die verrichtete Arbeit für jede einzelne Zustandsänderung zu berechnen. Die Summe dieser spezifischen Arbeiten ist die spezifische Nutzarbeit  $a_N$ , die für den reversiblen (verlustlosen) Prozess im  $p,v$ -Diagramm (siehe Abbildung 5-3) als eingeschlossene Fläche der einzelnen Zustandsänderungen dargestellt werden kann.

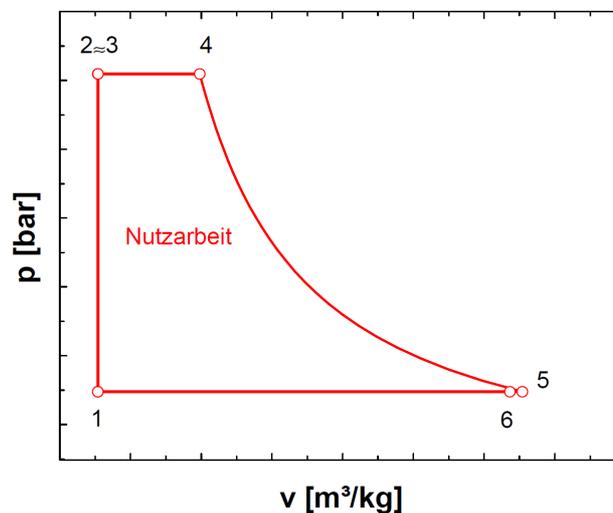


Abbildung 5-3: Darstellung des Prozesses im  $p,v$ -Diagramm

Die gesamte am Kolben abgegebene Arbeit pro Arbeitsspiel ist das Produkt aus der spezifischen Arbeit des Kreisprozesses und der Masse an Arbeitsmedium  $m_A$  im Zylinder. Somit ist die nutzbare Arbeit  $A_N$  mit Gleichung (5-3) definiert.

$$A_N = m_A \cdot a_N \quad (5-3)$$

### Thermodynamischer Wirkungsgrad

Der thermodynamische Wirkungsgrad  $\eta_{th}$  des Prozesses ist das Verhältnis von verrichteter Arbeit zu zugeführter Wärme eines Arbeitsspieles (vgl. Kapitel 2.1.3).

$$\eta_{th} = \frac{A_N}{Q_{zu}} = 1 - \frac{Q_{ab}}{Q_{zu}} \quad (5-4)$$

### Leistung

Die Leistung ist allgemein definiert als Arbeit pro Zeitdauer, die benötigt wurde um diese zu verrichten. Somit kann die mittlere Leistung des Wärmemotors, unter Vernachlässigung von etwaigen Verlusten, durch Gleichung (5-5) ausgedrückt werden.

$$P_N = \frac{A_N}{\tau_s} \quad (5-5)$$

Die Dauer eines Arbeitsspiels  $\tau_s$ , im Weiteren Spielzeit oder Spieldauer genannt, setzt sich aus den benötigten Zeiten für die einzelnen Zustandsänderungen, die sich aus der Geschwindigkeit der Wärmeübertragung ergeben, zusammen. Die Ermittlung dieser Zeiten ist für die zwei Varianten der Wärmez- und Abfuhr jedoch unterschiedlich. Aus diesem Grund werden diese voneinander unabhängig im jeweiligen Kapitel beschrieben (s. Kapitel 5.3.1 bzw. 5.4.1).

## 5.3. Durchströmter Wärmetauscher

Die erste Variante der Wärmez- und Abfuhr stellt ein durchströmter Wärmetauscher dar, in dem am Zustandspunkt {1} des Kreisprozesses (siehe Abbildung 5-2) Heißwasser kontinuierlich fließt. Ist die nötige Wärme für die Druckerhöhung, Vorwärmung und vollständige Verdampfung des Arbeitsmediums übertragen worden, wird der Heißwasserstrom unterbrochen {4}. Anschließend findet der Expansionsvorgang des Kolbens auf den Ausgangsdruck statt. Nach dessen Ende geht der Wärmetauscher wieder in

Betrieb {5}, jedoch strömt in diesem nun kontinuierlich Kühlwasser. Wenn die Kondensationswärme abgeführt wurde und das gesamte Arbeitsmedium wieder in flüssigem Zustand vorliegt, wird der Kühlwasserstrom unterbrochen. Der Prozess beginnt jetzt wieder von neuem und im Wärmetauscher fließt abermals Heißwasser.

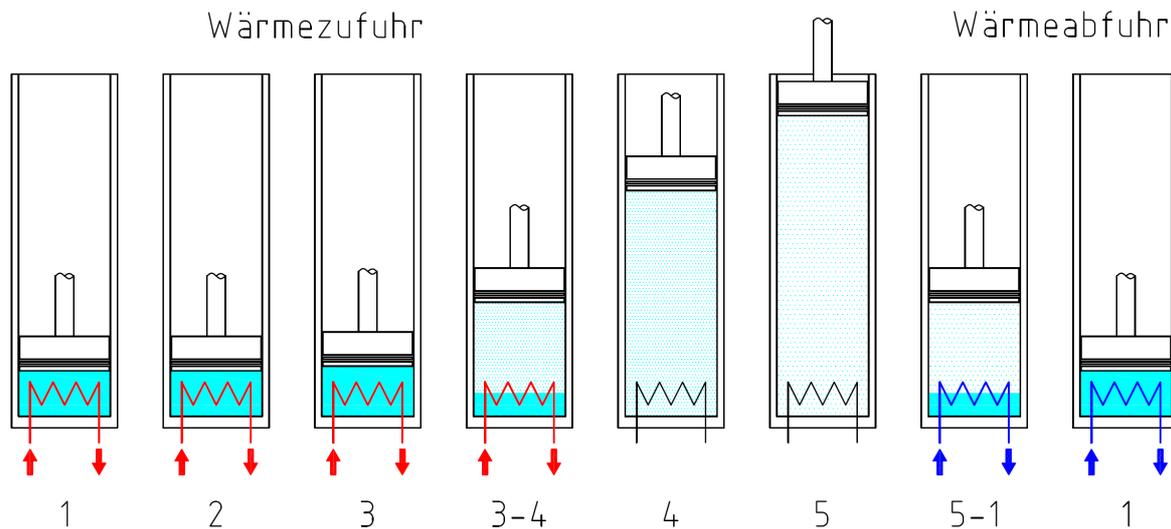


Abbildung 5-4: Funktionsweise des durchströmten Wärmetauschers

Da für die anschließende thermodynamische Analyse genaue Angaben zur Wärmequelle und Senke benötigt wurden, sind die in Kapitel 1.2 genannten Daten herangezogen worden. Als Wärmequelle steht Heißwasser mit einer Eintrittstemperatur von ca. 80 °C zu Verfügung. Die Kühlwassereintrittstemperatur liege bei 15 °C. Für alle weiteren Betrachtungen werden diese Vorgaben als Voraussetzung herangezogen.

### 5.3.1. Ermittlung der Zeitdauern der einzelnen Zustandsänderungen

Um diese Zeiten zu berechnen, müssen die Temperaturniveaus des Prozesses bereits festgelegt sein. Weiters müssen die Wärmetauscherfläche, die Eintrittstemperaturen in den Wärmetauscher bei Wärmezufuhr und Abfuhr, die vorhandenen Wärmedurchgangszahlen und die jeweiligen Wassermassenströme schon bekannt sein. Für die Berechnung wird von einer null-dimensionalen Betrachtungsweise ausgegangen und damit davon, dass es keine lokalen Temperaturunterschiede des Arbeitsmediums im Zylinder gibt. Zusätzlich seien die jeweilige Eintrittstemperatur in den Wärmetauscher, die Wassermassenströme und die Wärmedurchgangszahlen zeitlich konstant. Mögliche Wärmeverluste an die Umgebung werden ebenfalls nicht berücksichtigt. Die Ermittlung der für die Berechnung benötigten

Wärmedurchgangszahlen wird in Kapitel 5.3.2 behandelt. Abbildung 5-5 zeigt das vereinfachte Ersatzsystem für diese Berechnung.

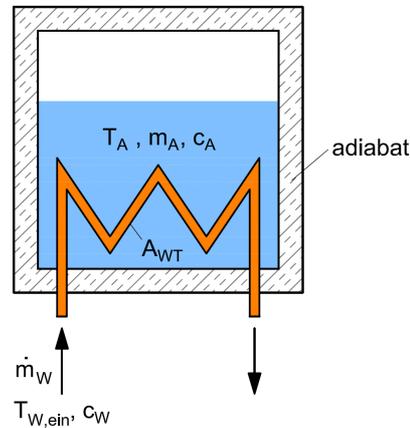


Abbildung 5-5: Ersatzsystem für die Ermittlung der benötigten Zeitdauer der Zustandsänderungen

Nachfolgend werden die physikalischen Zusammenhänge zur Ermittlung der für die Zustandsänderungen notwendigen Zeiten im Einzelnen erläutert.

### Druckerhöhung

Eigentlich müsste die Zeitdauer der Druckerhöhung infolge der Wärmezufuhr bei festgehaltenem Kolben als separate Zustandsänderung betrachtet werden. Jedoch unter der Annahme, dass die dafür benötigte Wärme klein im Vergleich zu der der Vorwärmung ist, wird diese der Einfachheit halber mit dem selben Zusammenhang berechnet und zeitlich zur Vorwärmung hinzugezählt.

### Vorwärmung

Bei der Vorwärmung erhöht sich die Temperatur des Arbeitsmediums  $T_A$  im Zylinder infolge des Wärmeeintrages mit der Zeit  $\tau$ . Somit muss sich unter den zuvor getroffenen Annahmen nämlich, dass die Eintrittstemperatur des Heißwassers  $T_{HW, ein}$  in den Wärmetauscher und der Heißwassermassenstrom  $\dot{m}_{HW}$  konstant seien, die Austrittstemperatur ebenfalls mit der Zeit ändern. Für den zeitlichen Temperaturverlauf des Arbeitsmediums  $T_A(\tau)$  gilt für einen Aufwärmvorgang lt. Wagner (1991) folgende Beziehung:

$$\frac{T_{HW, \text{ein}} - T_A(\tau)}{T_{HW, \text{ein}} - T_{A,K}} = \exp\left(-\frac{\dot{m}_{HW} \cdot c_{HW}}{m_A \cdot c_A} \cdot \left(1 - \exp\left(-\frac{k_{vW} \cdot A_{WT}}{\dot{m}_{HW} \cdot c_{HW}}\right)\right) \cdot \tau\right) \quad (5-6)$$

Dabei wird angenommen, dass die spezifischen Wärmekapazitäten des Heißwassers  $c_{HW}$ , des Arbeitsmediums  $c_A$  sowie die Wärmedurchgangszahl  $k_{vW}$  konstant sind. Aus diesem Zusammenhang kann die Zeitdauer für die Vorwärmung  $\tau_{vW}$ , also die Zeit, die benötigt wird, um das flüssige Arbeitsmedium von Kondensationstemperatur  $T_{A,K}$  auf Verdampfungstemperatur  $T_{A,V}$  zu erwärmen, durch Umformung berechnet werden. In Gleichung (5-7) ist  $A_{WT}$  die Oberfläche des Wärmetauschers und  $m_A$  die Masse an Arbeitsmedium im Zylinder.

### Verdampfung

Die Temperatur des Arbeitsmediums ändert sich während der isobaren Verdampfung nicht. Unter der vereinfachenden Annahme, dass die Wärmedurchgangszahl  $k_v$  konstant ist und immer die gesamte Oberfläche des Wärmetauschers für die Wärmeübertragung zu Verfügung steht, bleibt die Austrittstemperatur des Heißwasser  $T_{HW, \text{aus}}$  aus dem Wärmetauscher über diesen Zeitraum ebenfalls konstant. Es stellt sich ein stationärer Zustand ein. Daher kann die übertragene Wärme aus einer einfachen Energiebilanz des Wärmetauschers berechnet werden:

$$Q_V = k_v \cdot A_{WT} \cdot \Delta T_{\log,V} \cdot \tau_V = \dot{m}_{HW} \cdot c_{HW} \cdot (T_{HW, \text{ein}} - T_{HW, \text{aus}}) \cdot \tau_V \quad (5-7)$$

Da die für die Verdampfung des Arbeitsmediums benötigte Wärme  $Q_V$  bei der gewählten Verdampfungstemperatur bekannt ist, ist die Zeitdauer  $\tau_V$  für diese aus der Wärmeübertragungsleistung des Wärmetauschers mit Gleichung (5-7) bestimmt. Hierbei ist  $\Delta T_{\log,V}$  die logarithmische Temperaturdifferenz zwischen Arbeitsmedium und Heißwasser.

### Expansion

Mit guter Näherung kann angenommen werden, dass der Expansionsvorgang sehr viel schneller abläuft als alle übrigen Zustandsänderungen, die mit einer Übertragung von Wärme verbunden sind. Aus diesem Grund findet die benötigte Zeitdauer für die Expansion in der Ermittlung der mittleren Leistung keine Berücksichtigung ( $\tau_{Ex} \cong 0$ ).

### Enthitzung

Falls die Expansion des Kolbens im Bereich des überhitzten Dampfes endet, liegt die Temperatur des Arbeitsmediums  $T_{A,Ex,e}$  über der Kondensationstemperatur. Somit findet vor der Kondensation noch eine isobare Enthitzung des Dampfes statt (vgl. Kapitel 3.2.2). In

diesem Fall ist die Temperatur des Arbeitsmediums zeitlich veränderlich und für deren Verlauf gilt derselbe Zusammenhang wie bereits zuvor bei der Vorwärmung:

$$\frac{T_{KW,ein} - T_A(\tau)}{T_{KW,ein} - T_{A,Ex,e}} = \exp\left(-\frac{\dot{m}_{KW} \cdot c_{KW}}{m_A \cdot c_A} \cdot \left(1 - \exp\left(-\frac{k_{EH} \cdot A_{WT}}{\dot{m}_{KW} \cdot c_{KW}}\right)\right) \cdot \tau\right) \quad (5-8)$$

Aus dieser Beziehung kann die benötigte Zeit für die Enthitzung  $\tau_{EH}$ , d. h. die Zeitdauer bis das Arbeitsmedium die Kondensationstemperatur erreicht hat, ermittelt werden. Natürlich ist auch hier die Unveränderlichkeit des Kühlwassermassenstroms  $\dot{m}_{KW}$  und der Kühlwassereintrittstemperatur  $T_{KW,ein}$  in den Wärmetauscher vorausgesetzt. Weiters werden die spezifischen Wärmekapazitäten und die Wärmedurchgangszahl  $k_{EH}$  bei der Enthitzung als konstant angenommen.

### Kondensation

Bei der Kondensation bleibt, wie bei der Verdampfung, die Temperatur des Arbeitsmediums konstant. Wenn auch hier von einer unveränderlichen Wärmedurchgangszahl  $k_K$  ausgegangen wird und davon, dass stets die gesamte Oberfläche des Wärmetauschers am Wärmedurchgang beteiligt ist, ist die Kühlwasseraustrittstemperatur  $T_{KW,aus}$  bei der Kondensation ebenfalls konstant. Es gilt:

$$Q_K = k_K \cdot A_{WT} \cdot \Delta T_{\log,K} \cdot \tau_K = \dot{m}_{KW} \cdot c_{KW} \cdot (T_{KW,ein} - T_{KW,aus}) \cdot \tau_K \quad (5-9)$$

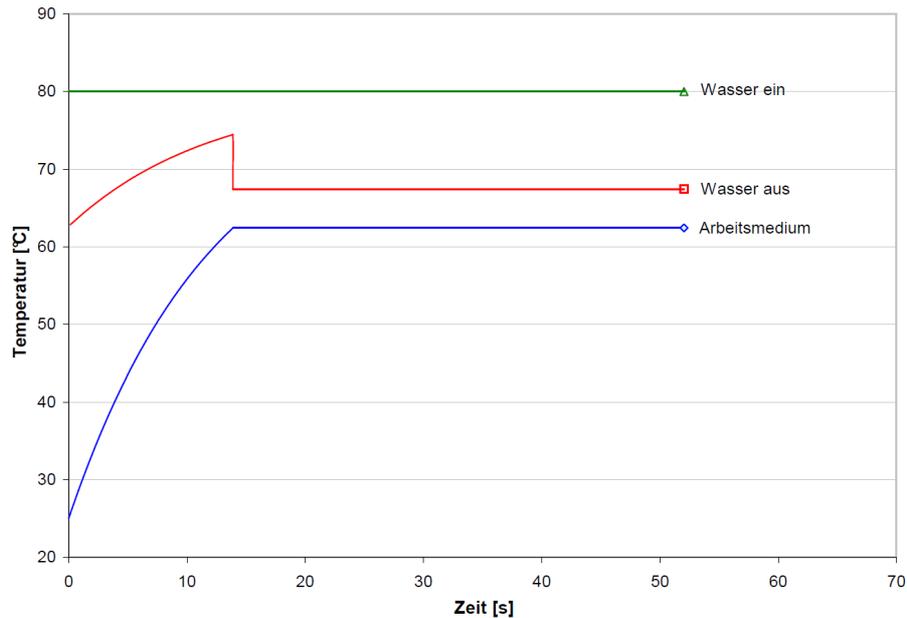
Hierbei ist  $\Delta T_{\log,K}$  die logarithmische Temperaturdifferenz zwischen Arbeitsmedium und Kühlwasser. Durch die Tatsache, dass die abzuführende Kondensationswärme  $Q_K$  durch die Menge an Arbeitsmedium und das Temperaturniveau bekannt ist, ergibt sich daraus die Zeitdauer für den Kondensationsvorgang  $\tau_K$ .

Aus der Summe aller Zeitdauern der einzelnen Zustandsänderungen ist lt. Gleichung (5-5) und Gleichung (5-10) die mittlere Leistung des Wärmemotors bestimmt.

$$\tau_S = \tau_{VW} + \tau_V + \tau_{Ex} + \tau_{EH} + \tau_K \quad (5-10)$$

In Abbildung 5-6 ist ein qualitativer Temperaturverlauf für die gesamten Wärmezufuhr sowohl für Arbeitsmedium als auch für das Heißwasser über der Zeit dargestellt. Daraus ist gut ersichtlich, dass sich die Austrittstemperatur des Wassers aus dem Wärmetauscher aufgrund der steigenden Temperatur des Arbeitsmediums im Zuge des Aufwärmvorganges

erhöht. Dadurch verringert sich die treibende Temperaturdifferenz und damit auch die übertragene Wärmeleistung mit der Zeit. Bei der Verdampfung ist unter den vorher getroffenen Annahmen, die Wärmeleistung aufgrund der gleichbleibenden Austrittstemperatur konstant. Die Sprungstelle der Wasseraustrittstemperatur ist von rein theoretischer Natur und durch die Veränderung der Wärmedurchgangszahl beim Übergang von der Vorwärmung auf die Verdampfung erklärbar.



**Abbildung 5-6: zeitlicher Verlauf der Temperaturen bei der Wärmezufuhr**

Der Vollständigkeit halber sind auch die Temperaturverläufe bei der Wärmeabfuhr in Abbildung 5-7 dargestellt. In diesem Fall erfolgt die Entspannung in den Bereich des überhitzten Dampfes und vor der Kondensation wird enthitzt. Hierbei ist jedoch keine Sprungstelle der Wasseraustrittstemperatur verzeichenbar, da für den Wärmeübergangskoeffizient beim Enthitzen angenommen wurde, dass dieser in etwa die gleiche Größe wie bei der Kondensation besitzt (vgl. Wagner, 1991).

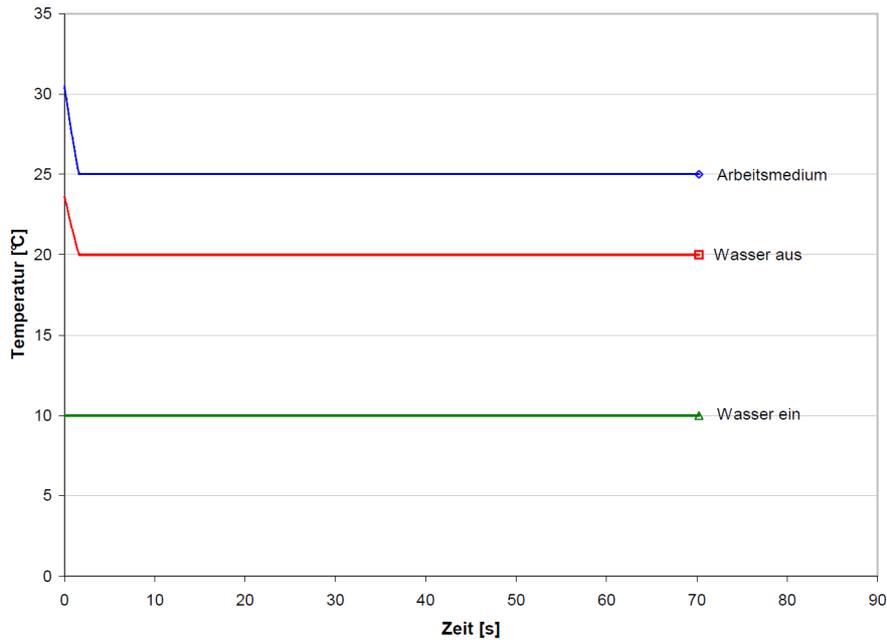
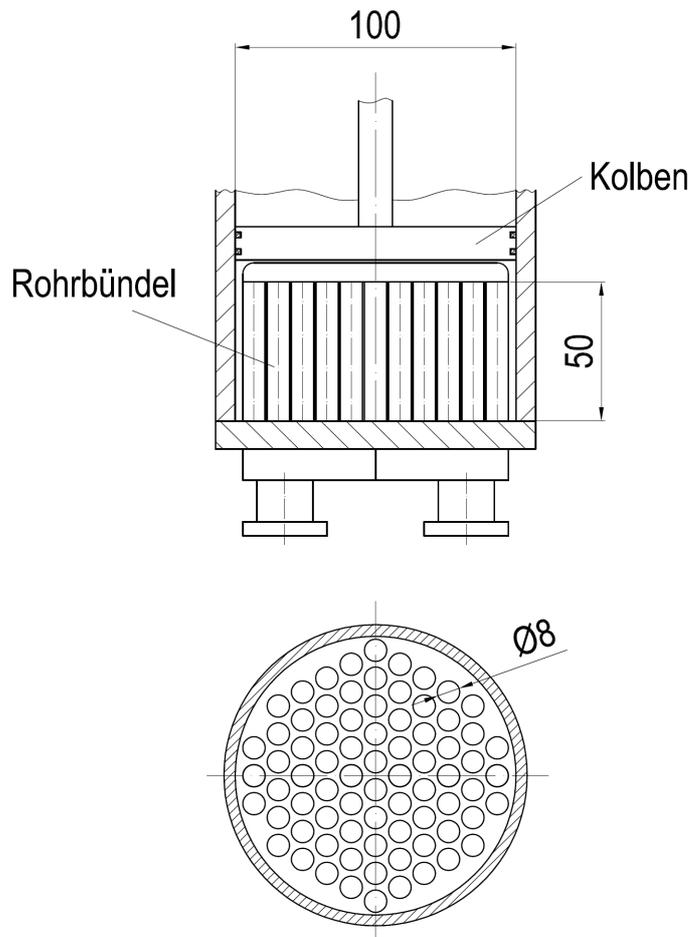


Abbildung 5-7: zeitlicher Verlauf der Temperaturen bei der Wärmeabfuhr

### 5.3.2. Analyse anhand praktischer Beispiele

#### Rohrbündelwärmetauscher

Die theoretischen Ansätze zur Analyse dieses Systems wurden bereits im vorigen Abschnitt erläutert. Nun soll eine Berechnung unter Annahme realistischer Werte für die Geometrie des Zylinders und des Wärmetauschers durchgeführt werden. Abbildung 5-8 zeigt diese Geometrie, wobei dies keinen Konstruktionsvorschlag darstellt, sondern nur zur Abschätzung der Abmessungen und dem besseren Vorstellungsvermögen dienen soll.



**Abbildung 5-8: Geometrie des Rohrbündelwärmetauschers**

Der Wärmetauscher sollte aus dichtest gepackten Rohrbündeln bestehen, welche von Wasser durchströmt werden. Die Rohre werden im Zustandspunkt {1} (siehe Abbildung 5-2) vom flüssigen Arbeitsmedium umgeben. Die Menge an Arbeitsmedium ist gegeben durch das Volumen, das sich aus dem Zwischenraum der Wärmetauscherrohre ergibt, wenn sich der Kolben am unteren Ende des Zylinders, im Weiteren unterer Totpunkt (UT) genannt, befindet. Die gesamte Oberfläche aller im Zylinder befindlichen Rohre soll die an der Wärmeübertragung beteiligte Fläche darstellen.

Die wichtigsten Abmessungen des Wärmetauschers lassen sich aus Abbildung 5-8 berechnen und sind in Tabelle 5-1 dargestellt.

Tabelle 5-1: Abmessungen des Rohrbündelwärmetauschers

Anzahl der Rohre	76	[-]
Rohrdurchmesser	8	[mm]
Höhe der Rohre	50	[mm]
Zylinderinnendurchmesser	100	[mm]
Volumen für Arbeitsmedium	0,2	[L]
Wärmetauscheroberfläche	0,1	[m <sup>2</sup> ]

Um einen Vergleich hinsichtlich des thermodynamischen Wirkungsgrades mit dem zuvor behandelten ORC-Prozess durchführen zu können, sind dazu dieselben Parameter vorzugeben. Daher wird angenommen, dass die Eintrittstemperatur des Heißwassers in den Wärmetauscher 80 °C und die des Kühlwassers 15 °C beträgt. Die Verdampfung des Arbeitsmediums soll ebenfalls wieder bei 70 °C und die Kondensation bei 25 °C stattfinden. Die Grädigkeit des Wassers gegenüber dem Arbeitsmedium am Austritt des Wärmetauschers wird sowohl bei der Verdampfung, als auch bei der Kondensation mit 5 K angenommen. Damit ergeben sich die jeweiligen Massenströme für die Wärmequelle und Wärmesenke.

Mit diesen Annahmen und Vorgaben wurden nun die Wärmeübergangskoeffizienten für die einzelnen Zustandsänderungen ermittelt.

Beim Wärmeübergang zwischen Wärmetauscherwand und Arbeitsmedium im durch den Kolben verschlossenen Arbeitsraum des Zylinders handelt es sich um freie Konvektion (vgl. Kapitel 2.2.1). Im Gegensatz dazu strömt auf der Gegenseite Wasser, das als Wärmequelle bzw. Wärmesenke dient. Daher erfolgt die Wärmeübertragung hierbei durch erzwungene Konvektion. Im Folgenden soll kurz auf die Ermittlung der Wärmeübergangskoeffizienten der einzelnen Zustandsänderungen eingegangen werden:

### **Vorwärmung**

Für die Vorwärmung wurden die Wärmeübergangskoeffizienten auf Seiten des Arbeitsmediums nach den Ansätzen für freie Konvektion an einer vertikalen Platte lt. Steiner (2007) ermittelt. Aufgrund einer zeitlichen Änderung der treibenden Temperaturdifferenz zwischen Arbeitsmedium und der Wärmequelle, wie in Abbildung 5-6 erkennbar ist, ändert sich auch der Wärmeübergangskoeffizient mit der Temperatur. Diese Abhängigkeit konnte in dieser Weise nicht berücksichtigt werden. Es wurde jedoch aus dem maximalen Wärmeübergangskoeffizienten, der sich am Anfang der Zustandsänderung ergab, und dem

minimalen, der am Ende dieser erreicht wurde, ein Mittelwert gebildet und idealerweise für diese Zustandsänderung als konstant angenommen.

### **Verdampfung**

Die Bestimmung der mittleren Wärmeübergangskoeffizienten beim Verdampfen erfolgte unter der Annahme, dass es sich hierbei um Sieden bei freier Konvektion handelt. Die Berechnung erfolgte nach dem VDI-Wärmeatlas (VDI, 2006).

### **Enthitzung und Kondensation**

Bei der Enthitzung und Kondensation wurde davon ausgegangen, dass diese Zustandsänderungen grundlegend den Vorgängen der Nußeltschen Wasserhauttheorie folgen (Baehr und Stephan, 2004). Aus diesem Grund sind die mittleren Wärmeübergangskoeffizienten auch nach dieser Theorie berechnet worden.

Beim Wärmeübergang des Wassers auf die Rohrrinnenseite handelt es sich sowohl bei der Wärmezufuhr, als auch bei der Wärmeabfuhr um erzwungene Konvektion. Zur exakten Berechnung müssten aber bereits Details hinsichtlich der Durchströmung des Wärmetauschers bekannt sein. Da dies jedoch nicht der Fall ist, wurde als Wärmeübergangskoeffizient ein üblicher Mittelwert für gängige Wärmetauscheranordnungen von  $1000 \text{ W/m}^2\text{-K}$  lt. Wagner (1993) angenommen.

In Tabelle 5-2 sind die errechneten Werte der Wärmeübergangskoeffizienten für die Arbeitsmedien R134a und R245fa bei den jeweiligen Zustandsänderungen eingetragen. Der Endpunkt der Entspannung liegt bei R134a bereits im Nassdampfgebiet, weshalb keine Enthitzung des Dampfes mehr stattfindet. Aus diesem Grund fehlt dieser Wert in Tabelle 5-2. Der große Unterschied im Wärmeübergang bei der Verdampfung ist durch die unterschiedliche Drucklage des Arbeitsmediums, welche maßgeblich für den Wärmeübergang ist, begründet.

Tabelle 5-2: Wärmeübergangskoeffizienten für die unterschiedlichen Zustandsänderungen

Arbeitsmedium	R134a	R245fa
	Wärmeübergangskoeffizient $\alpha$ [W/m <sup>2</sup> -K]	
<b>Vorwärmung</b>		
maximal	570	400
minimal	420	270
gemittelt	495	335
<b>Verdampfung</b>	7630	2210
<b>Enthitzung</b>	-	4190
<b>Kondensation</b>	3860	4190

Für die weiteren Betrachtungen soll von einer vernachlässigbar dünnen Wärmetauscherwandstärke ausgegangen werden. Somit reduziert sich die Abhängigkeit der Wärmedurchgangszahl auf die Werte der Wärmeübergangskoeffizienten. (vgl. Gleichung (2-7)) Diese wurden für jede Zustandsänderung einzeln ermittelt und sind in Tabelle 5-3 dargestellt.

Tabelle 5-3: Wärmedurchgangszahlen für die unterschiedlichen Zustandsänderungen

Arbeitsmedium	R134a	R245fa
	Wärmedurchgangszahl $k$ [W/m <sup>2</sup> -K]	
<b>Vorwärmung</b>	330	250
<b>Verdampfung</b>	880	690
<b>Enthitzung</b>	-	800
<b>Kondensation</b>	800	800

Damit sind nun alle Parameter, die zur Berechnung dieses Systems benötigt werden, festgelegt. Aus Tabelle 5-4 können die wichtigsten Ergebnisse dieser ersten Berechnung für beide Arbeitsmedien, unter der Annahme eines verlustlosen Prozesses, entnommen werden.

Tabelle 5-4: Berechnungsergebnisse Rohrbündelwärmetauscher ( $T_V = 70\text{ °C}$ ,  $T_K = 25\text{ °C}$ )

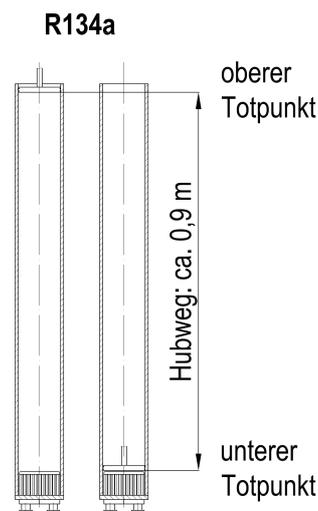
Arbeitsmedium	R134a	R245fa	
therm. Wirkungsgrad	11,0	11,4	[%]
mittlere Leistung	36,9	33,2	[W]
Masse an Arbeitsmedium im Zyl.	0,24	0,27	[kg]
Volumen am UT	0,2	0,2	[L]
Volumen am OT	7,2	32,4	[L]
Hubvolumen	7	32,2	[L]
Hubweg	0,9	4,1	[m]
Zeit für Vorwärmung	20,1	27,3	[s]
Zeit für Verdampfung	47,3	86,3	[s]
Zeit für Enthitzung	0	2,3	[s]
Zeit für Kondensation	71,8	88,3	[s]
Gesamtzeit Arbeitsspiel	139,2	204,2	[s]
Massenstrom Quelle (Wasser)	0,03	0,03	[kg/s]
Massenstrom Senke (Wasser)	0,027	0,027	[kg/s]
verrichtete Arbeit pro Spiel	5,13	6,78	[kJ]

Daraus ist ersichtlich, dass der thermodynamische Wirkungsgrad identisch mit dem eines konventionellen ORC-Prozesses ist, wenn dieser ebenfalls verlustlos betrachtet und von gleichen Temperaturniveaus ausgegangen wird. Dies ist dadurch erklärbar, dass sämtliche Zustandsänderungen des Wärmemotors denen des ORC-Prozess gleichen. Somit müssen auch die umgesetzten Wärmen und, damit verbunden, auch der thermodynamische Wirkungsgrad gleich sein, unabhängig davon, ob es sich um ein offenes oder geschlossenes System handelt. Der prinzipielle Unterschied des ORC-Prozesses gegenüber dem Wärmemotor ist, dass beim ersteren nur bei der Expansion Arbeit verrichtet wird. Im Gegensatz dazu wird beim Wärmemotor sowohl bei der Verdampfung als auch bei der Expansion Arbeit verrichtet.

Die spezifische Arbeit pro Arbeitsspiel ist durch die gewählten Temperaturniveaus und die Prozessführung bestimmt. Die gesamte verrichtete Arbeit hängt direkt proportional von der Menge an Arbeitsmedium im Zylinder ab und liegt lt. Gleichung (5-3) für R134a bei 5,1 kJ und für R245fa bei 6,8 kJ je Arbeitsspiel.

Weiters ist aus Tabelle 5-4 die bei den zuvor getroffenen Annahmen (d.h. spezielle Annahmen für die Geometrie und die Ermittlung der Wärmedurchgangszahlen) berechnete Nutzleistung ersichtlich, welche für beide Arbeitsmedien unter 40 Watt beträgt. Die Erklärung für die geringe Leistung, die man aus Gleichung (5-5) erhält, ist die lange Spielzeit, die für R134a bei ca. 140 Sekunden und für R245fa bei über 200 Sekunden liegt.

Die Menge an Arbeitsmedium ist direkt proportional zum Volumen am unteren Totpunkt, das von der Geometrie vorgeben ist, und liegt in diesem Fall bei beiden Arbeitsmedien bei ungefähr 0,25 kg. Bei der isobaren Verdampfung ändert sich das Volumen sehr stark und hat nach der erfolgten Entspannung den Punkt der größten Ausdehnung erreicht. Der Kolben befindet sich nun ganz oben im Zylinder, am oberen Totpunkt. Das Volumen ist auch in diesem Punkt bereits bestimmt, da sich die Menge an Arbeitsmedium im Zylinder nicht geändert hat. Aus dieser Tatsache ergibt sich die Größe des Hubvolumens und somit des maximalen Hubweges, den der Kolben im Laufe eines Arbeitsspiels erfährt. Dieser liegt bei R134a bei ca. 0,9 m und bei R245fa bei 4,1 m. Die Erklärung für den Unterschied des Hubvolumens bei diesen zwei Arbeitsmedien ist in der Drucklage der Kondensation zu suchen. Bei R134a ist der Kondensationsdruck mit ca. 6,7 bar gegenüber R245fa mit ca. 1,5 bar wesentlich höher, somit liegt der Arbeitsmitteldampf nach der Expansion in stärker komprimierter Form vor, was sich in einem geringeren Volumen äußert. Zur besseren Veranschaulichung ist der Hubweg für R134a in Abbildung 5-9 für diese Geometrie eingezeichnet. Bei R245fa wäre dieser um den Faktor 4,5 größer.



**Abbildung 5-9: Darstellung des Hubweges beim Rohrbündelwärmetauscher für R134a**

Die Massenströme auf Seiten der Wärmequelle und Wärmesenke ergeben sich aus der Berechnung, da ja eine Grädigkeit von 5 K im Austritt des Wärmetauschers gegenüber der Verdampfungs- bzw. Kondensationstemperatur angenommen wurde.

### Plattenwärmetauscher

Im Folgenden soll zum Vergleich noch eine weitere mögliche Geometrie des Wärmetauschers betrachtet und analysiert werden. In Abbildung 5-10 ist diese Geometrie dargestellt. Die dabei errechneten Ergebnisse werden mit der vorherigen Berechnung verglichen und anschließend wichtige Erkenntnisse diskutiert.

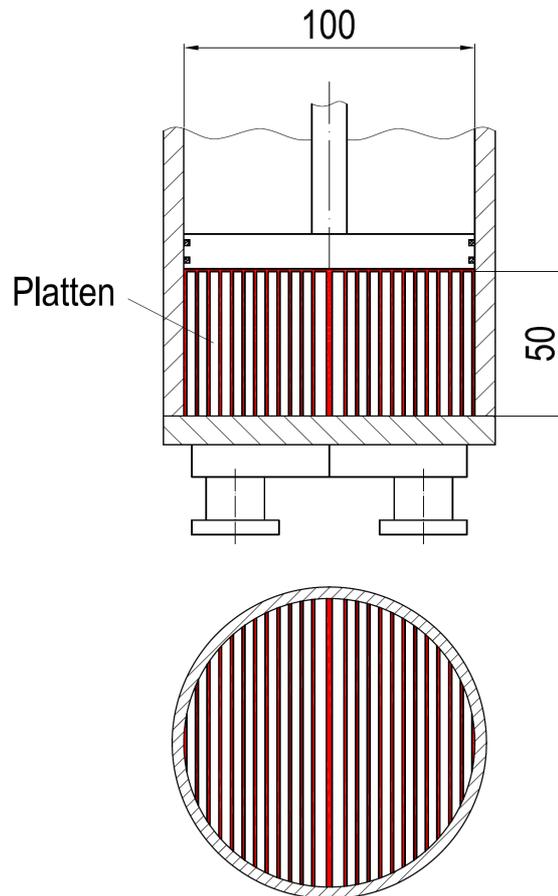


Abbildung 5-10: Geometrie des Plattenwärmetauschers

Der Wärmetauscher soll ähnlich einem Plattenwärmetauscher verstanden werden, wobei die Platten auf der Innenseite von Wasser durchströmt werden. Der Freiraum zwischen den Platten, in Abbildung 5-10 eingefärbt dargestellt, sei wiederum mit flüssigem Arbeitsmedium gefüllt. Der Innendurchmesser des Zylinders und die Höhe des Wärmetauschers seien gegenüber dem vorigen Beispiel unverändert geblieben. Aus Tabelle 5-5 ist erkennbar, dass sich das Volumen an Arbeitsmedium gegenüber dem Rohrbündelwärmetauscher halbiert und sich die Oberfläche verdoppelt hat.

Tabelle 5-5: Abmessungen des Plattenwärmetauschers

Anzahl der Platten	24	[-]
Plattendicke	3	[mm]
Höhe der Platten	50	[mm]
Zylinderinnendurchmesser	100	[mm]
Volumen für Arbeitsmedium	0,1	[L]
Wärmetauscheroberfläche	0,2	[m <sup>2</sup> ]

Unter der Annahme gleicher Randbedingungen, das heißt bei gleichen Temperaturniveaus, gleicher Grädigkeit am Austritt des Wärmetauschers bei Verdampfung und Kondensation und gleichen Wärmedurchgangszahlen für die einzelnen Zustandsänderungen, ist die Berechnung für den Plattenwärmetauscher abermals durchgeführt worden. Die Ergebnisse sind aus Tabelle 5-6 ersichtlich und wurden zur besseren Übersicht den Ergebnissen des Rohrbündelwärmetauschers für R134a gegenübergestellt.

Tabelle 5-6: Vergleich der Wärmetauscher ( $T_V = 70\text{ °C}$ ,  $T_K = 25\text{ °C}$ )

Wärmetauscher	Platten	Rohrbündel	
Arbeitsmedium	R134a		
therm. Wirkungsgrad	11,0	11,0	[%]
mittlere Leistung	73,8	36,9	[W]
Masse an Arbeitsmedium im Zyl.	0,12	0,24	[kg]
Volumen am UT	0,1	0,2	[L]
Volumen am OT	3,6	7,2	[L]
Hubvolumen	3,5	7	[L]
Hubweg	0,45	0,9	[m]
Zeit für Vorwärmung	5,0	20,1	[s]
Zeit für Verdampfung	11,8	47,3	[s]
Zeit für Enthitzung	0	0	[s]
Zeit für Kondensation	17,9	71,8	[s]
Gesamtzeit Arbeitsspiel	34,8	139,2	[s]
Massenstrom Quelle	0,06	0,03	[kg/s]
Massenstrom Senke	0,055	0,027	[kg/s]
verrichtete Arbeit pro Spiel	2,57	5,13	[kJ]

Aus der Gegenüberstellung ist zu entnehmen, dass sich der thermodynamische Wirkungsgrad erwartungsgemäß nicht verändert hat, da die Temperaturniveaus und die Prozessführung gleich geblieben sind.

Die Menge an Arbeitsmedium wurde aufgrund des halbierten Volumens des Zwischenraums im unteren Totpunkt ebenfalls halbiert. Der direkte Einfluss dieses Volumens auf die Arbeitsmediummenge hat nun auch eine Halbierung des Hubvolumens und somit des

Hubweges bei gleichem Zylinderdurchmesser zur Folge. In diesem Fall würde der Hubweg ca. 0,45 m betragen.

Die Menge an Arbeitsmedium reduziert sich also auf die Hälfte der bei der Berechnung des Rohrbündelwärmetauschers eingesetzten Menge. Damit halbiert sich auch die gesamte verrichtete Arbeit pro Arbeitsspiel. Die spezifische Arbeit pro Kilogramm an Arbeitsmedium bleibt aufgrund gleicher Temperaturniveaus unverändert. Obwohl die Leistung, wie aus Gleichung (5-5) ersichtlich, die verrichtete Arbeit pro Spielzeit ist, verdoppelt sich diese. Sie beträgt für R134a ca. 74 Watt. Der Grund dafür ist die viermal kürzere Spielzeit gegenüber der beim Einsatz eines Rohrbündelwärmetauschers erreichten Zeit. Diese liegt nun bei 35 Sekunden.

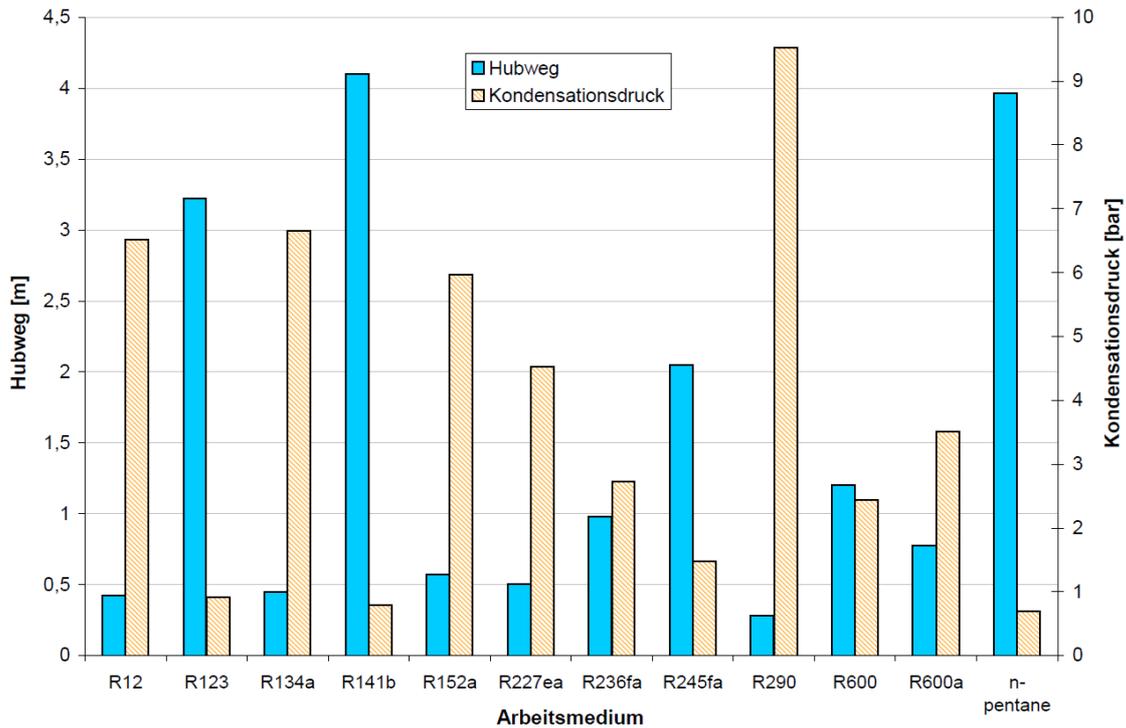
Aufgrund der doppelten Leistung haben sich die Massenströme quellen- und senkenseitig gleichermaßen verdoppelt.

### **5.3.3. Diskussion der Erkenntnisse**

#### **Einfluss der Menge an Arbeitsmedium**

Wie bereits erläutert, besteht ein direkter Zusammenhang zwischen der Menge an Arbeitsmedium im Zylinder und der verrichteten Arbeit. Wird die Menge verdoppelt, so verdoppelt sich auch die verrichtete Arbeit. Ein möglicher Trugschluss wäre, anzunehmen, dass die Leistung gleichermaßen stiege. Dies ist jedoch nicht der Fall, da sich die Zeit, die benötigt wird, um bei gleichen Randbedingungen die Wärme zu und anschließend wieder abzuführen, also die Spielzeit, ebenfalls verdoppelt. Somit kann daraus geschlussfolgert werden, dass die Menge an Arbeitsmedium theoretisch keinerlei Einfluss auf die Leistung des Wärmemotors hat.

Im Gegensatz dazu hat die Masse direkten Einfluss auf das Hubvolumen bei vorgegebener Prozessführung. Sie bestimmt den maximalen Kolbenhub und somit in weiterer Folge die Abmessungen des Zylinders. Wie in Kapitel 5.3.2 bereits dargelegt wurde, können die Hubvolumina abhängig vom eingesetzten Arbeitsmedium stark schwanken. Der Grund dafür sind die jeweils unterschiedlichen Kondensationsdrücke der verschiedenen Arbeitsmedien. Abbildung 5-11 verdeutlicht diesen Zusammenhang, wobei die gleichen Randbedingungen und die Geometrie des Plattenwärmetauschers herangezogen wurde.



**Abbildung 5-11: Darstellung des Kolbenhubs und des Kondensationsdrucks für unterschiedliche Arbeitsmedien für den Plattenwärmetauscher ( $T_V=70\text{ °C}$ ,  $T_K=25\text{ °C}$ )**

Um den Hubweg bei gegebenem Durchmesser klein zu halten, wäre es also nahe liegend, ein geeignetes Arbeitsmedium einzusetzen und die Menge möglichst gering zu halten. Abhilfe könnte auch durch eine Vergrößerung der Zylinderbohrung geschaffen werden (vgl. Kapitel 5.6).

### **Einfluss der Wärmetauscherfläche**

Die Menge an Arbeitsmedium hat also keinen direkten Einfluss auf die Leistung des Wärmemotors. Daher wurde der Einfluss der Größe der Wärmetauscherfläche ebenfalls analysiert. Hierbei ist die Leistung unter Variation der Wärmetauscherfläche, bei gleichen Randbedingungen, ermittelt worden. In Abbildung 5-12 ist das Ergebnis dieser Berechnungen für R245fa und R134a exemplarisch dargestellt.

Daraus kann entnommen werden, dass die Leistung mit größer werdender Wärmetauscherfläche direkt proportional steigt. Dies stimmt auch mit den Ergebnissen des Vergleiches der beiden Geometrien überein. Weiters ist ersichtlich, dass für beide Arbeitsmedien mehr als  $2,5\text{ m}^2$  Wärmetauscherfläche nötig wären, um eine Leistung von  $1\text{ kW}$  zu erzielen. Bei den zuvor gezeigten Geometrien betrug die Fläche jedoch nur  $0,1$  bzw.

0,2 m<sup>2</sup>. Somit müsste die Oberfläche des Rohrbündelwärmetauschers um das 25-fache und die des Plattenwärmetauschers um das 12,5-fache vergrößert werden, um 1 kW an Leistung zu erreichen.

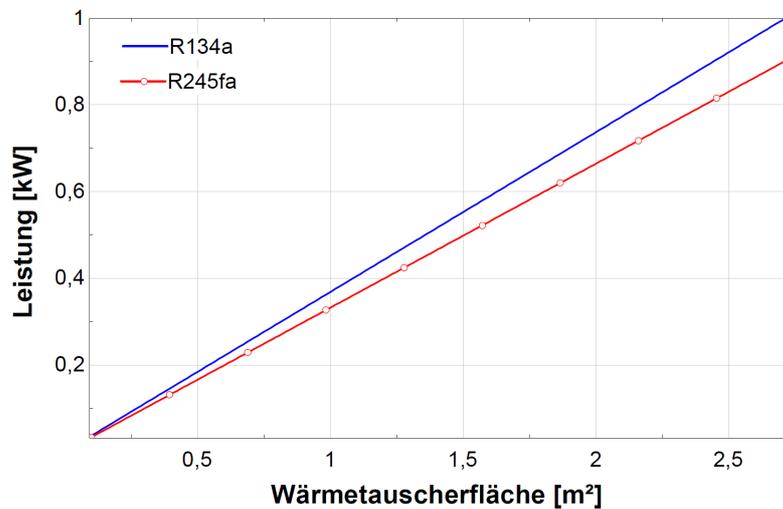


Abbildung 5-12: Abhängigkeit der Leistung von der Wärmetauscherfläche

Weiters ist zu beachten, dass sich die höhere Leistung aus den beträchtlich verkürzten Zeitdauern der einzelnen Zustandsänderungen ergibt. In Tabelle 5-7 sind die errechneten Zeitdauern für beide Arbeitsmedien dargestellt.

Tabelle 5-7: Zeiten der einzelnen Zustandsänderungen bei 1 kW ( $T_V=70\text{ °C}$ ,  $T_K=25\text{ °C}$ )

Arbeitsmedium	R134a	R245fa
	Zeit [s]	
Druckerhöhung/ Vorwärmung	0,37	0,44
Verdampfung	0,87	1,39
Enthitzung	0,00	0,04
Kondensation	1,32	1,42
gesamtes Arbeitsspiel	2,56	3,29

Daraus ist ersichtlich, dass sich die Dauer eines Arbeitsspiels für R134a auf unter 2,6 Sekunden verringern müsste um eine Leistung von 1 kW zu erreichen. Dabei ist auch zu berücksichtigen, dass damit die Zeit der Wärmezufuhr weniger als 1,25 Sekunden beträgt. Die Zeitdauer für die Wärmeabfuhr würde sich auf ca. 1,3 Sekunden verkürzen. Für R245fa ergeben sich ähnlich verringerte Zeiten. Dieser Sachverhalt muss natürlich bei einer möglichen Umsetzung dieses Konzeptes in Betracht gezogen werden, da damit die Umschaltung des Wärmetauschers von Heiz- auf Kühlbetrieb sehr schnell passieren müsste.

Weiters zeigen die Ergebnisse der wärmetechnischen und thermodynamischen Analyse, dass es für die Umsetzung wichtig wäre, einerseits die Oberfläche des Wärmetauschers bei gegebenem Bauraum zu maximieren, um akzeptable Leistungen zu ermöglichen und andererseits die Menge an Arbeitsmedium möglichst gering zu halten, um große Hubwege und damit große Abmessungen zu vermeiden.

### **5.4. Nichtdurchströmter Wärmetauscher**

In diesem Abschnitt soll nun eine zweite Variante der Wärmezu- bzw. Abfuhr über einen im Zylinder befindlichen Wärmetauscher erläutert und thermodynamisch analysiert werden.

Zu Beginn eines Arbeitsspiels soll der Wärmetauscher mit heißem Wasser befüllt und anschließend verschlossen werden. Das Arbeitsmedium beginnt sich aufzuwärmen und anschließend zu verdampfen, während das Wasser im Wärmetauscher langsam abkühlt. Es kommt zu einem Temperatenausgleich beider Medien. Nachdem das Arbeitsmedium vollständig verdampft und expandiert ist, wird das abgekühlte Heißwasser im Wärmetauscher durch kaltes Wasser ersetzt und anschließend wieder verschlossen. Das Kühlwasser hat die Aufgabe die abzuführende Wärme vollständig aufzunehmen. Dabei erfährt dieses eine stetige Erwärmung. Zuletzt wird der Wärmetauscher wieder geöffnet und das Kühlwasser wird von Heißwasser ausgespült und anschließend wieder verschlossen. An diesem Punkt ist ein Arbeitsspiel vollendet und der Prozessumlauf beginnt von neuem. Abbildung 5-13 zeigt die Funktionsweise des nichtdurchströmten Wärmetauschers.

Es ist ersichtlich, dass sich auf Seiten des Arbeitsmediums, d.h. im Inneren des Zylinders, nichts Grundsätzliches gegenüber der Wärmeübertragung durch einen durchströmten Wärmetauscher geändert hat, ausgenommen, dass die treibende Temperaturdifferenz zwischen Arbeitsmedium und Wasser mit der Zeit kleiner wird. Aus thermodynamischer Sicht handelt es sich hierbei wieder um ein geschlossenes System und die durch den Kolben verrichtete Arbeit kann mit Hilfe der gleichen Zusammenhänge, die bereits in Kapitel 5.2 beschrieben wurden, ermittelt werden. Die vom Kolben abgegebene mittlere Leistung kann wieder lt. Gleichung (5-5) beschrieben werden, wobei diese wieder von der Dauer eines Arbeitsspiels abhängig ist. Diese setzt sich wiederum aus den Zeiten der einzelnen Zustandsänderungen, die für einen Prozessumlauf benötigt werden, zusammen und ist über Gleichung (5-10) definierbar. Die Zeiten sind umso kürzer, je schneller die

Wärmeübertragung von staten geht und ergeben sich in diesem Fall aus anderen Zusammenhängen als beim durchströmten Wärmetauscher.

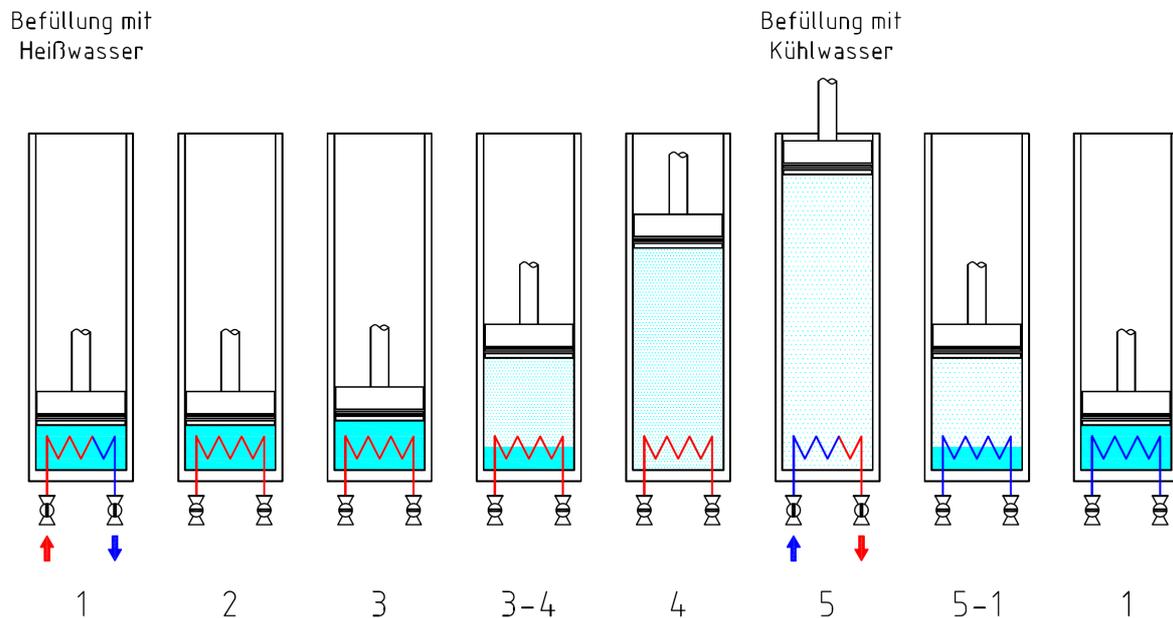


Abbildung 5-13: Funktionsweise des nichtdurchströmten Wärmetauschers

#### 5.4.1. Ermittlung der Zeitdauern der einzelnen Zustandsänderungen

Zur Ermittlung dieser Zeiten war es nötig, ein vereinfachtes Ersatzsystem anzunehmen. Die Idee hinter diesem wird nun anhand eines Aufwärmvorgangs erläutert und anschließend auf die einzelnen Zustandsänderungen umgelegt.

##### Idee des Ersatzsystems

Man gehe von einem Becken mit endlichen Abmessungen aus. Dieses Becken entspricht vereinfacht dem mit Arbeitsmedium befüllten Zylinder. Nun wird ein kleiner Körper, dessen Temperatur höher sei als die des Arbeitsmediums, mit einer bestimmten Oberflächengröße in dieses Becken getaucht. Der Körper entspricht dabei dem mit Heißwasser befüllten Wärmetauscher. Nach dem Eintauchen beginnt sich der Körper langsam abzukühlen und aufgrund dessen wird die Temperatur des Arbeitsmediums allmählich steigen. Dieser Vorgang ist zu Ende, wenn Arbeitsmedium und Körper dieselbe Temperatur erreicht haben. Nun stellt sich die Frage, wie hoch die Temperatur am Ende dieses Vorganges ist und wie lange dieser dauert. Zur besseren Vorstellung zeigt Abbildung 5-14 dieses Ersatzsystem.

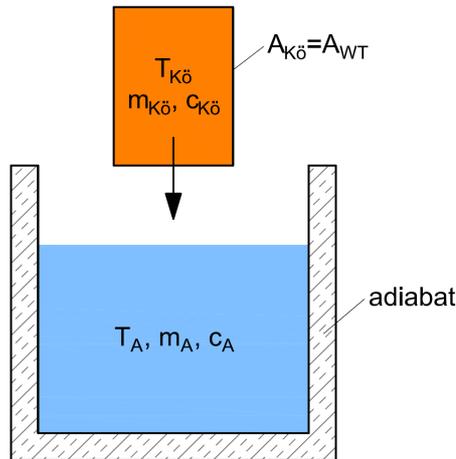


Abbildung 5-14: Ersatzsystem des Wärmetauschers

Es ist ersichtlich, dass es sich hierbei um ein Temperatur- bzw. Wärmeausgleichsproblem handelt. Unter gewissen Vereinfachungen kann ein solches Problem mit nur wenigen Gleichungen beschrieben werden (vgl. Wagner, 1991). Diese Vereinfachungen lauten:

- Örtlich konstante Oberflächentemperatur des Körpers
- Kein örtlicher Temperaturunterschied des Arbeitsmediums im Becken (0-dimensional)
- Keine Wärmeverluste an die Umgebung (adiabat)
- Konstante Stoffwerte
- Konstante Wärmeübergangskoeffizienten (zeitlich und örtlich)

Für die Wärmeabgabe des Körpers über die Zeit gilt nun:

$$\dot{Q}_{K\ddot{o}} = -m_{K\ddot{o}} \cdot c_{K\ddot{o}} \cdot \frac{dT_{K\ddot{o}}}{d\tau} \quad (5-11)$$

Hierbei ist  $T_{K\ddot{o}}$  die Temperatur,  $m_{K\ddot{o}}$  die Masse und  $c_{K\ddot{o}}$  die spez. Wärmekapazität des Körpers. Da aufgrund obiger Annahmen keine Wärmeverluste an die Umgebung berücksichtigt werden, muss das Arbeitsmedium die gesamte vom Körper abgegebene Wärme aufnehmen und es kann geschrieben werden:

$$\dot{Q}_A = m_A \cdot c_A \cdot \frac{dT_A}{d\tau} \quad (5-12)$$

Weiters gilt Gleichung (5-13) für die konvektive Wärmeübertragung zwischen Körper und Arbeitsmedium.

$$\dot{Q} = \alpha \cdot A_{K\ddot{o}} \cdot (T_{K\ddot{o}} - T_A) \quad (5-13)$$

Wobei  $A_{K\ddot{o}}$  für die Oberfläche des Körpers steht.

Aus diesen drei Gleichungen ergibt sich durch Gleichsetzen und Lösen der Differentialgleichung der zeitliche Verlauf der Temperaturdifferenz zwischen Körper und Arbeitsmedium:

$$\frac{T_{K\ddot{o}}(\tau) - T_A(\tau)}{T_{K\ddot{o},a} - T_{A,a}} = \exp\left(-\alpha \cdot A_{K\ddot{o}} \cdot \left(\frac{1}{m_A \cdot c_A} + \frac{1}{m_{K\ddot{o}} \cdot c_{K\ddot{o}}}\right) \cdot \tau\right) \quad (5-14)$$

Der Index  $a$  steht hierbei für den Anfang des Temperatursausgleichs, d.h. dem Zeitpunkt des Eintauchens.

Die Endtemperatur des Ausgleichsvorganges  $T_\infty$  kann aus einer Energiebilanz zwischen Arbeitsmedium und Körper berechnet werden:

$$T_\infty = \frac{m_A \cdot c_A \cdot T_{A,a} + m_{K\ddot{o}} \cdot c_{K\ddot{o}} \cdot T_{K,a}}{m_A \cdot c_A + m_{K\ddot{o}} \cdot c_{K\ddot{o}}} \quad (5-15)$$

Für die zeitliche Änderung der Temperatur des Arbeitsmediums über die Zeit bezogen auf diese Endtemperatur ergibt sich:

$$\frac{T_A(\tau) - T_\infty}{T_{A,a} - T_\infty} = \exp\left(-\alpha \cdot A_{K\ddot{o}} \cdot \left(\frac{1}{m_A \cdot c_A} + \frac{1}{m_{K\ddot{o}} \cdot c_{K\ddot{o}}}\right) \cdot \tau\right) \quad (5-16)$$

Aus diesen Zusammenhängen sind nun die zeitlichen Verläufe der Temperaturen, sowohl des Körpers als auch des Arbeitsmediums bekannt. Diese sind in Abbildung 5-15 dargestellt. Des Weiteren ist die Endtemperatur des Ausgleichsvorgangs bekannt.

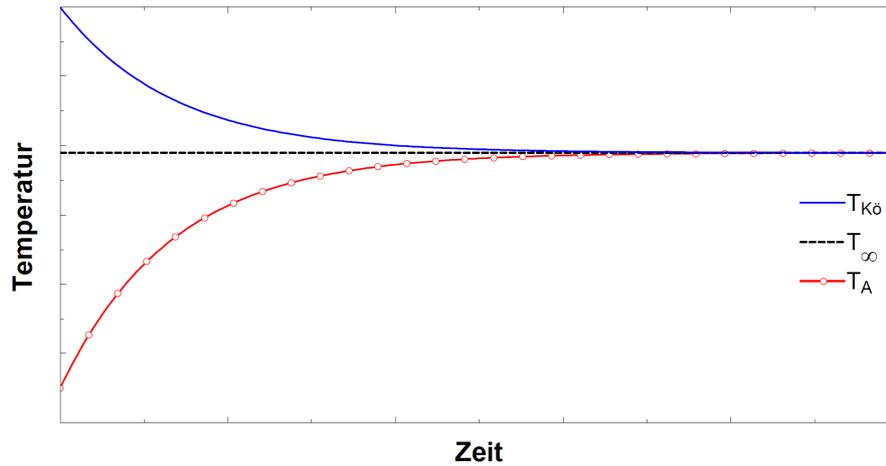


Abbildung 5-15: Temperaturverlauf des Abkühlvorgangs über die Zeit

Für den Fall, dass sich die Temperatur des Arbeitsmediums zeitlich nicht verändert, d.h. wenn dieses verdampft, vereinfacht sich Gleichung (5-14) auf folgende Form:

$$\frac{T_{K\delta}(\tau) - T_A}{T_{K\delta,a} - T_A} = \exp\left(-\alpha \cdot A_K \cdot \left(\frac{1}{m_K \cdot c_K}\right) \cdot \tau\right) \quad (5-17)$$

Der zeitliche Verlauf der Körpertemperatur ist in Abbildung 5-16 dargestellt.

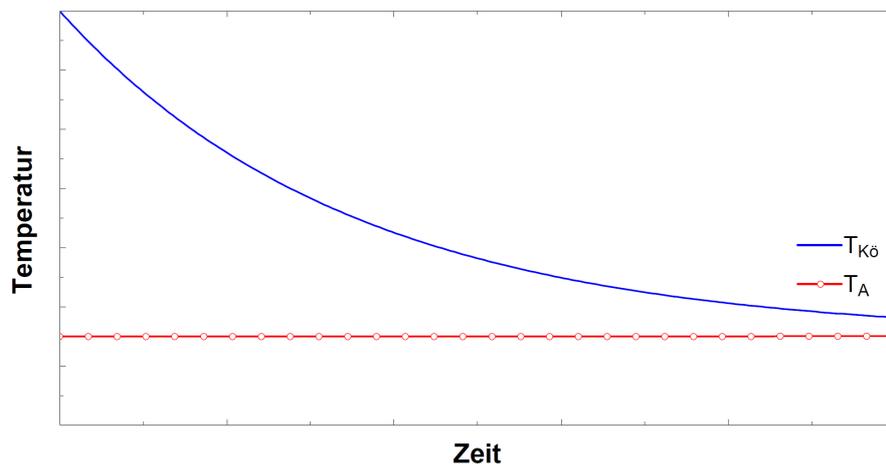


Abbildung 5-16: Temperaturverlauf des Körpers über die Zeit

Die Endtemperatur des Ausgleichsvorganges, entspricht hierbei der Verdampfungstemperatur des Arbeitsmediums.

### Umlegung auf den nichtdurchströmten Wärmetauscher

Die oben genannten Vereinfachungen sollen nun immer noch gelten und weiter nehme man die Wassertemperatur im Wärmetauscher als örtlich konstant an. Anstelle des Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha$  zwischen der Körperoberfläche und dem umgebenden Arbeitsmedium trete nun die Wärmedurchgangszahl  $k$  des Wärmetauschers für die jeweilige Zustandsänderung.

Sind die Menge an Arbeitsmedium und die gewünschten Temperaturniveaus für Verdampfung und Kondensation bereits festgelegt, so stehen die im Prozess zu- und abgeführten Wärmen für die einzelnen Zustandsänderungen ebenfalls fest. Ist die Eintrittstemperatur des Heißwassers in den Wärmetauscher bekannt und eine gewisse Grädigkeit gegenüber dem Arbeitsmedium am Ende der Verdampfung gewählt, kann über eine Energiebilanz die benötigte Masse an Heißwasser  $m_{HW}$  bestimmt werden:

$$m_{HW} \cdot c_{HW} \cdot (T_{HW, \text{ein}} - T_{HW, \text{aus}}) = Q_{VW} + Q_V \quad (5-18)$$

Diese Energiebilanz entspricht der gesamten zugeführten Wärme für Vorwärmung  $Q_{VW}$  (inklusive Druckerhöhung) und vollständiger Verdampfung  $Q_V$ . Das in Abbildung 5-17 dargestellte Diagramm soll den Verlauf der Temperaturen von Arbeitsmedium und Heißwasser bei der Wärmezufuhr, in Abhängigkeit der übertragenen Wärmemenge, verdeutlichen. Daraus ist ein linearer Verlauf der Temperatur des Heißwassers über die Wärmezufuhr ersichtlich.

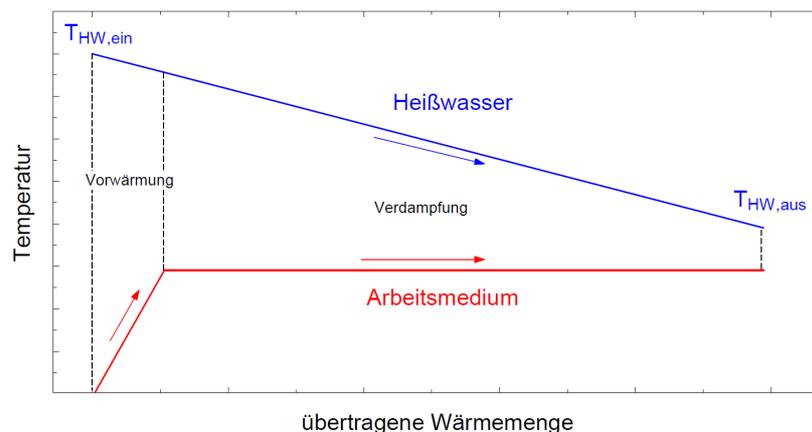


Abbildung 5-17: Q,T-Diagramm der Wärmezufuhr

Ebenso kann eine Energiebilanz für die Seite der Wärmesenke aufgestellt werden, wenn Eintrittstemperatur und Grädigkeit festgelegt sind. Aus Gleichung (5-19) ist es möglich, die Masse an Kühlwasser  $m_{KW}$  zu ermitteln, die nötig ist, um die vom Arbeitsmedium abzuführende Wärme für Enthitzung  $Q_{EH}$  und Kondensation  $Q_K$  aufzunehmen.

$$m_{KW} \cdot c_{KW} \cdot (T_{KW,aus} - T_{KW,ein}) = Q_{EH} + Q_K \quad (5-19)$$

Der Vollständigkeit halber sind in Abbildung 5-18 auch die Temperaturverläufe für die Wärmeabfuhr dargestellt.

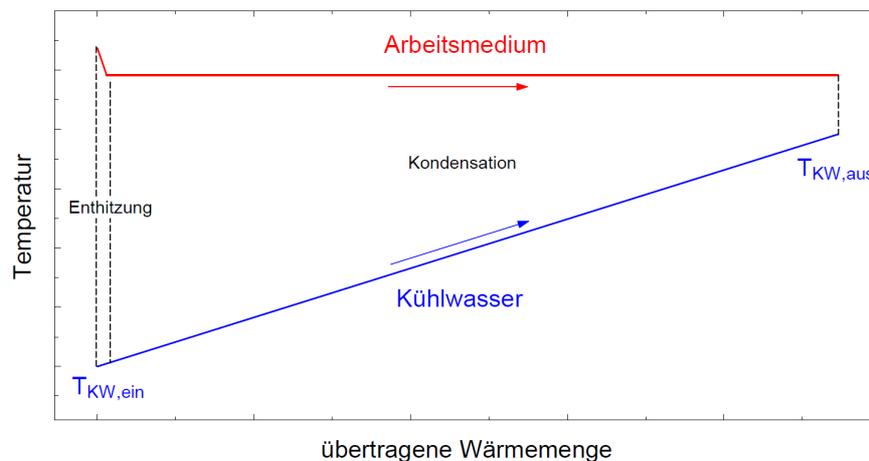


Abbildung 5-18: Q,T-Diagramm der Wärmeabfuhr

Die Ermittlung der einzelnen Zeiten werden nun für jede einzelne Zustandsänderung kurz erläutert:

### Druckerhöhung und Vorwärmung

Am Beginn des Arbeitsspiels ist der Wärmetauscher mit heißem Wasser befüllt. Aufgrund der Unterkühlung des Arbeitsmediums beginnt sich dieses aufzuwärmen, während das Wasser unter stetiger Wärmeabfuhr abkühlt. Aus der Energiebilanz lt. Gleichung (5-18) sind Anfangs- und Endtemperatur der Vorwärmung bekannt und Gleichung (5-14) modifiziert sich wie folgt:

$$\frac{T_{HW,e} - T_{A,e}}{T_{HW,a} - T_{A,a}} = \exp\left(-k_{VW} \cdot A_{WT} \cdot \left(\frac{1}{m_{HW} \cdot c_{HW}} + \frac{1}{m_A \cdot c_A}\right) \cdot \tau_{VW}\right) \quad (5-20)$$

Die Indize  $a$  und  $e$  stehen hierbei jeweils für den Anfang und das Ende der Zustandsänderung. Daraus kann durch Umformung die Dauer der Vorwärmung ermittelt werden.

### Verdampfung

Bei der Verdampfung ist die Temperatur des Arbeitsmediums konstant. Somit kann durch Abänderung von Gleichung (5-17) geschrieben werden:

$$\frac{T_{HW,e} - T_{A,e}}{T_{HW,a} - T_{A,a}} = \exp\left(-k_V \cdot A_{WT} \cdot \left(\frac{1}{m_{HW} \cdot c_{HW}}\right) \cdot \tau_V\right) \quad (5-21)$$

Die Anfangswerte der Temperaturen von Wasser und Arbeitsmedium entsprechen natürlich den Temperaturen am Ende der Vorwärmung. Damit ist dann die Zeitdauer des Verdampfungsvorgangs bestimmbar.

### Expansion

Wie bereits beim Wärmemotor mit durchströmten Wärmetauscher wird auch in diesem Fall davon ausgegangen, dass die Dauer des Expansionsvorgangs sehr viel schneller ablaufe als alle übrigen Zustandsänderungen, die mit einer Wärmeübertragung verbunden sind. Somit wird diese auch hier zeitlich nicht berücksichtigt.

### Enthitzung

Falls nach dem Expansionsvorgang eine Enthitzung des Dampfes notwendig ist, ändert sich dabei sowohl die Temperatur des Arbeitsmediums als auch die des Kühlwassers mit der Zeit. Dabei lässt sich die Dauer für diesen Vorgang wieder nach dem gleichen Zusammenhang wie bei der Vorwärmung ermitteln:

$$\frac{T_{KW,e} - T_{A,e}}{T_{KW,a} - T_{A,a}} = \exp\left(-k_{EH} \cdot A_{WT} \cdot \left(\frac{1}{m_{KW} \cdot c_{KW}} + \frac{1}{m_A \cdot c_A}\right) \cdot \tau_{EH}\right) \quad (5-22)$$

Als Anfangstemperatur des Arbeitsmediums ist hierbei die Temperatur nach der erfolgten Entspannung einzusetzen und als Endtemperatur die der Kondensation.

### Kondensation

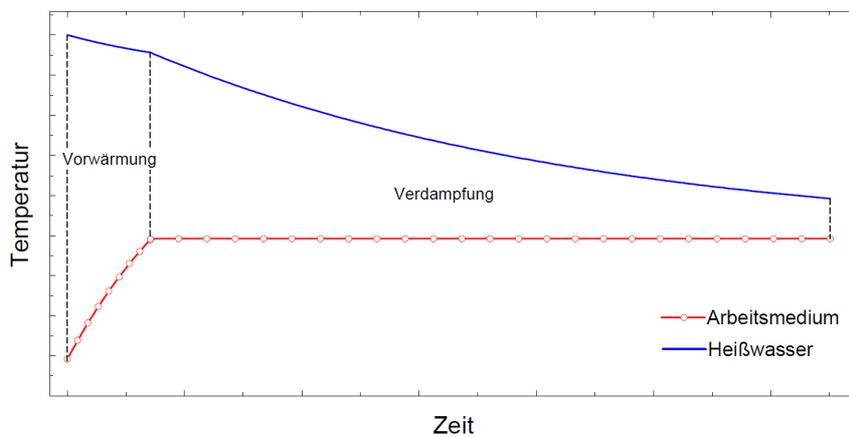
Für die Kondensation ist die Temperatur des Arbeitsmediums über die Zeit konstant, somit kann analog zur Verdampfung der gleiche vereinfachte Ansatz angewendet werden:

$$\frac{T_{KW,e} - T_{A,e}}{T_{KW,a} - T_{A,a}} = \exp\left(-k_K \cdot A_{WT} \cdot \left(\frac{1}{m_{KW} \cdot c_{KW}}\right) \cdot \tau_K\right) \quad (5-23)$$

Hieraus ist die benötigte Zeit für die Kondensation ermittelbar.

Durch Aufsummierung aller benötigten Zeiten für die jeweiligen Zustandsänderungen ist hiermit die Dauer eines Arbeitsspiels bestimmt.

In Abbildung 5-19 sind die zeitlichen Verläufe der Temperaturen bei der Wärmezufuhr sowohl für das Arbeitsmedium, als auch für das Heißwasser dargestellt.



**Abbildung 5-19: zeitlicher Temperaturverlauf bei der Wärmezufuhr**

Daraus zeigt sich, dass der Temperaturverlauf des Heißwassers beim Übergang von der Vorwärmung zur Verdampfung einen Knick aufweist. Die Begründung dafür ist bei der, für die Berechnung eingesetzten, Wärmedurchgangszahl zu suchen, welche bei der Verdampfung wesentlich größer ist als bei Vorwärmung. Abbildung 5-20 zeigt den Temperaturverlauf bei der Wärmeabfuhr.

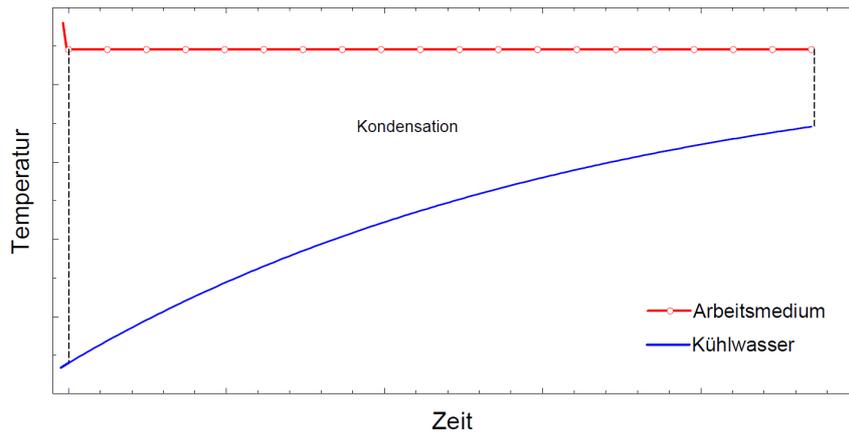


Abbildung 5-20: zeitlicher Temperaturverlauf bei der Wärmeabfuhr

#### 5.4.2. Analyse anhand eines praktischen Beispiels

Nachdem in Kapitel 5.4.1 die theoretischen Ansätze zur Beschreibung dieses Systems erläutert wurden, wird in diesem Abschnitt unter der Annahme einer realistischen Geometrie für zwei verschiedene Arbeitsmedien, nämlich R134a und R245fa, die thermodynamische Analyse des Wärmemotors erörtert. Diese Geometrie entspricht der des Plattenwärmetauschers und wurde bereits in Abbildung 5-10 dargestellt. Die für die Berechnung relevanten Daten sind aus Tabelle 5-5 entnehmbar.

Um eine Vergleichbarkeit mit dem Wärmemotor mit durchströmtem Wärmetauscher zu ermöglichen, wurden dazu dieselben Randbedingungen gesetzt. Aus diesem Grund wird wieder angenommen, dass die Temperatur des Heißwassers zu Beginn eines Arbeitsspiels, das heißt beim Befüllen des Wärmetauschers,  $80\text{ °C}$  beträgt. Am Ende der Verdampfung soll das Heißwasser noch eine Grädigkeit von  $5\text{ K}$  gegenüber dem Arbeitsmedium aufweisen. Das Kühlwasser, das nach der Expansion in den Wärmetauscher eintritt, habe eine Temperatur von  $15\text{ °C}$ . Nach vollständiger Aufnahme der abzuführenden Kondensationswärme, somit am Ende eines Arbeitsspiels, soll die Temperatur des Kühlwassers noch  $5\text{ K}$  unter der Kondensationstemperatur des Arbeitsmediums liegen.

Aus der Geometrie des Wärmetauschers sind dessen Abmaße bereits fix vorgegeben. Daher ist der Freiraum für das Arbeitsmedium zwischen den Wärmetauscherplatten schon bestimmt. Da sich innerhalb dieser Platten das Wasser, das die Wärmezu- und Abfuhr bewerkstelligt,

befindet, ist auch für dieses die Füllmenge bereits vorgegeben. Diese ergibt sich aus dem Gesamtvolumen der Wärmetauscherplatten und beträgt für die gewählte Geometrie ca. 0,3 Liter. Daher sind die Temperaturniveaus für Verdampfung und Kondensation nicht mehr frei wählbar. Die Verdampfungstemperatur ergibt sich aus der Energiebilanz für den Wärmetauscher bei der Wärmezufuhr, die in Gleichung (5-18) ersichtlich ist. Dasselbe gilt auch für die Kondensationstemperatur, welche aus Gleichung (5-19) ermittelt werden kann. Als Verdampfungstemperaturen ergeben sich dabei 54 °C für R245fa und 58 °C für R134a. Die Kondensationstemperaturen liegen bei R245fa bei 39 °C und bei R134a bei 35 °C.

Um die benötigten Zeitdauern für jede einzelne Zustandsänderung berechnen zu können, ist es wieder notwendig die Größe der Wärmeübergangskoeffizienten und anschließend die der Wärmedurchgangszahlen zu ermitteln.

Aufgrund der Tatsache, dass sowohl im Zylinder, das heißt auf Seiten des Arbeitsmediums, als auch auf Seiten der Wärmequelle bzw. Senke keine Strömung von außen aufgeprägt wird, handelt es sich hierbei beidseitig um freie Konvektion (vgl. Kapitel 2.2.1). Die Annahmen die für die einzelnen Zustandsänderungen getroffen wurden, sollen nun kurz erläutert werden:

### **Vorwärmung**

Die Ermittlung der jeweiligen Wärmeübergangskoeffizienten erfolgte hierbei wieder lt. Steiner (2007). Da sich die Temperaturdifferenzen zwischen Arbeitsmedium und Wasser mit der Zeit ändern, wurden jeweils maximale und minimale Werte errechnet und anschließend gemittelt.

### **Verdampfung**

Für die Seite des Arbeitsmediums wurden die Wärmeübergangskoeffizienten für die jeweilige Verdampfungstemperatur nach den Ansätzen zum Sieden unter freier Konvektion lt. VDI-Wärmeatlas (VDI, 2006) ermittelt. Der Wärmeübergang auf Seiten der Wärmequelle wurde nach dem gleichen Ansatz wie bei der Vorwärmung bestimmt und aufgrund der sich ändernden Temperaturdifferenzen zwischen Arbeitsmedium und Wasser gemittelt.

### **Enthitzung und Kondensation**

Beim Enthitzen und Kondensieren des Arbeitsmediums wurde davon ausgegangen, dass der Vorgang den Annahmen der Nußeltschen Wasserhauttheorie folgt (Baehr und Stephan, 2004). Daher wurden die Wärmeübergangskoeffizienten auch nach dieser bestimmt. Da sich auch hierbei die Temperaturdifferenzen zwischen Wärmesenke und Arbeitsmedium zeitlich ändern,

wurden diese auf einen Mittelwert zusammengefasst. Für den Wärmeübergang auf der Wasserseite gelten wiederum dieselben Annahmen wie bereits zuvor bei der Vorwärmung und der Verdampfung.

Die mit Hilfe der obigen Annahmen errechneten Wärmeübergangskoeffizienten sind in Tabelle 5-8 sowohl für die zwei Arbeitsmedien als auch für die Wasserseite dargestellt.

**Tabelle 5-8: Wärmeübergangskoeffizienten für die unterschiedlichen Zustandsänderungen**

Arbeitsmedium	R134a	R245fa	Wasser
	Wärmeübergangskoeffizient $\alpha$ [W/m <sup>2</sup> -K]		
<b>Vorwärmung</b>			
maximal	500	350	1000
minimal	400	300	900
gemittel	450	325	950
<b>Verdampfung</b>			
maximal	5300	1700	900
minimal			600
gemittel	5300	1700	750
<b>Enthitzung</b>			
gemittelt	-	3200	650
<b>Kondensation</b>			
maximal	4800	4200	650
mininal	2900	3200	450
gemittel	3850	3700	550

Die Wärmedurchgangszahl kann, unter Vernachlässigung der Wärmetauscherwandstärke, mittels Gleichung (2-7) bestimmt werden. Tabelle 5-9 zeigt die errechneten Wärmedurchgangszahlen für die jeweilige Zustandsänderung.

**Tabelle 5-9: Wärmedurchgangszahlen für die unterschiedlichen Zustandsänderungen**

Arbeitsmedium	R134a	R245fa
	Wärmedurchgangszahl $k$ [W/m <sup>2</sup> -K]	
<b>Vorwärmung</b>	300	250
<b>Verdampfung</b>	660	520
<b>Enthitzung</b>	-	540
<b>Kondensation</b>	480	480

Nun sind alle nötigen Parameter zur Berechnung dieses Systems bekannt. Aus Tabelle 5-10 können die Ergebnisse dieser Berechnung entnommen werden.

Tabelle 5-10: Berechnungsergebnisse nichtdurchströmter Plattenwärmetauscher

Arbeitsmedium	R134a	R245fa	
therm. Wirkungsgrad	6,3	4,5	[%]
mittlere Leistung	39,3	27,8	[W]
Masse an Arbeitsmedium im Zyl.	0,12	0,13	[kg]
Volumen am UT	0,1	0,1	[L]
Volumen am OT	2,6	9,6	[L]
Volumen für Wasser	0,3	0,3	[L]
Hubvolumen	2,5	9,5	[L]
Hubweg	0,32	1,21	[m]
Zeit für Vorwärmung	2,3	1,8	[s]
Zeit für Verdampfung	12,1	18,1	[s]
Zeit für Enthitzung	0	0,1	[s]
Zeit für Kondensation	18,4	20,4	[s]
Gesamtzeit Arbeitsspiel	32,8	40,4	[s]
Masse Quelle	0,29	0,29	[kg]
Masse Senke	0,30	0,30	[kg]
verrichtete Arbeit pro Spiel	1,29	1,12	[kJ]
Kondensationstemperatur	35,3	39,0	[°C]
Verdampfungstemperatur	58,2	54,5	[°C]

Es ist ersichtlich, dass der thermodynamische Wirkungsgrad sowohl für R134a als auch für R245fa wesentlich geringer ist, als es zuvor beim durchströmten Wärmetauscher der Fall war (vgl. Tabelle 5-6). Der Grund dafür sind in beiden Fällen die geringere Verdampfungstemperatur und die höhere Kondensationstemperatur, die sich wie zuvor bereits erläutert wurde, aus der durch die Wärmetauschergeometrie beschränkten Menge an Heiß- und Kühlwasser ergeben.

Die Menge an Arbeitsmedium im Zylinder ist dieselbe geblieben, da die Geometrie des Plattenwärmetauschers nicht verändert wurde. Im Gegensatz dazu hat sich das Volumen am oberen Totpunkt verringert. Dies wirkt sich direkt auf das Hubvolumen und damit auf den maximalen Kolbenhub aus, welcher für den vorgegebenen Zylinderdurchmesser bei R134a von 45 cm auf ca. 32 cm sinkt. Der Hauptgrund dafür ist die höhere Kondensationstemperatur und der damit verbundene höhere Kondensationsdruck, welcher am Endpunkt des Expansionsvorgangs und somit am Punkt der größten Ausdehnung herrscht.

Obwohl sich die Dauer eines Arbeitsspiels kaum verändert hat, sank die Leistung für R134a von ca. 74 W auf 40 W. Die Begründung dafür ist die vom Prozess verrichtete Arbeit bezogen auf ein Arbeitsspiel. Diese verringerte sich um die Hälfte gegenüber der Wärmezufuhr- und Abfuhr mittels durchströmtem Wärmetauscher. Erklärbar ist dies durch die gegenüber dem

durchströmten Wärmetauscher verringerte Verdampfungs- und erhöhte Kondensationstemperatur. Das T,s-Diagramm in Abbildung 5-21 soll dies verdeutlichen.

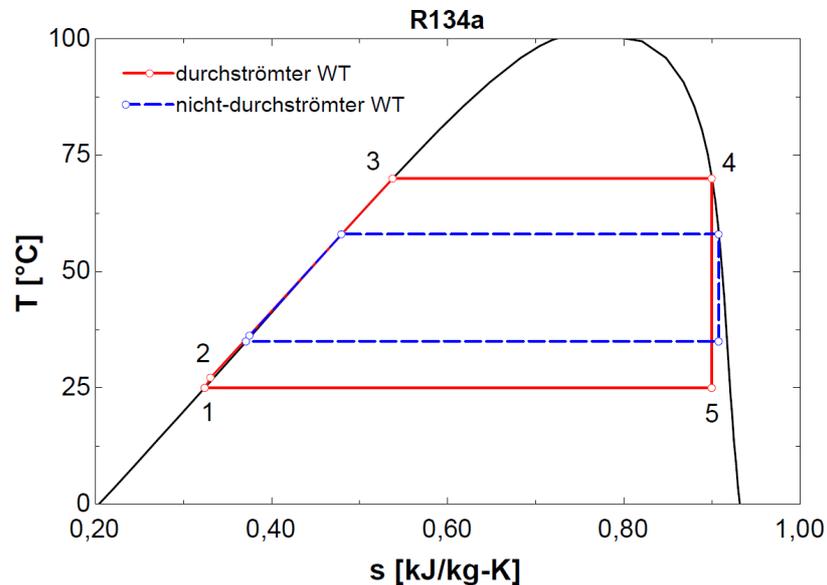


Abbildung 5-21: Vergleich der Wärmetauscher im T,s-Diagramm

### 5.4.3. Diskussion der Erkenntnisse

#### **Einfluss der Heiß- bzw. Kühlwassermenge**

Wie im vorigen Abschnitt bereits erörtert, hat das Volumen, das für Heiß- und Kühlwasser zu Verfügung steht, direkten Einfluss auf die erreichbare Verdampfungs- und Kondensationstemperatur und somit auf den thermodynamischen Wirkungsgrad. Um die gleichen Temperaturniveaus wie beim durchströmten Wärmetauscher zu erreichen, müssten bei gleicher Menge an Arbeitsmedium im Zylinder wesentlich größere Mengen an Wasser zu Verfügung stehen. Diese müssten in etwa dreimal so groß sein, wie die Menge, die im Beispiel des Plattenwärmetauschers Platz findet. Aufgrund des höheren Wirkungsgrades würde natürlich zwangsläufig auch die Leistung steigen.

#### **Einfluss der Menge an Arbeitsmedium**

Da sich beim nichtdurchströmten Wärmetauscher nur die Art und Weise der Wärmez- und Abfuhr geändert hat, jedoch im Inneren des Zylinders die gleiche Problematik herrscht, kann der Einfluss des Arbeitsmedium identisch zu Kapitel 5.3.3 beschrieben werden. Nach wie vor ist die Leistung unter der Annahme von gleichen Randbedingungen unabhängig von der

Menge an eingesetztem Arbeitsmedium. Die Begründung dafür ist, dass bei Vergrößerung der Menge an Arbeitsmedium die verrichtete Arbeit pro Spiel zwar stiege, jedoch würde sich die Zeitdauer für dieses gleichermaßen verlängern. Diese beiden Einflüsse heben sich demnach auf. Im Gegensatz dazu hat die Menge natürlich direkten Einfluss auf das Hubvolumen und somit auf den maximalen Kolbenweg.

### Einfluss der Wärmetauscherfläche

Aufgrund der bereits beschriebenen Erkenntnisse ist es naheliegend, dass auch bei diesem Wärmemotor ein linearer Zusammenhang zwischen errechneter Leistung und Wärmetauscherfläche besteht. Dies soll Abbildung 5-22 veranschaulichen. Daraus ist zu erkennen, dass die Fläche, die benötigt wird, um eine Leistung von 1 kW zu erreichen, für R134a bei ca. 5 m<sup>2</sup> und für R245fa bei ca. 7 m<sup>2</sup> liegt, wenn von gleichen Mengen an Arbeitsmedium und Wasser und gleichen Randbedingungen ausgegangen wird. Das wäre die 25-fache bzw. 35-fache Fläche des angenommenen Plattenwärmetauschers.

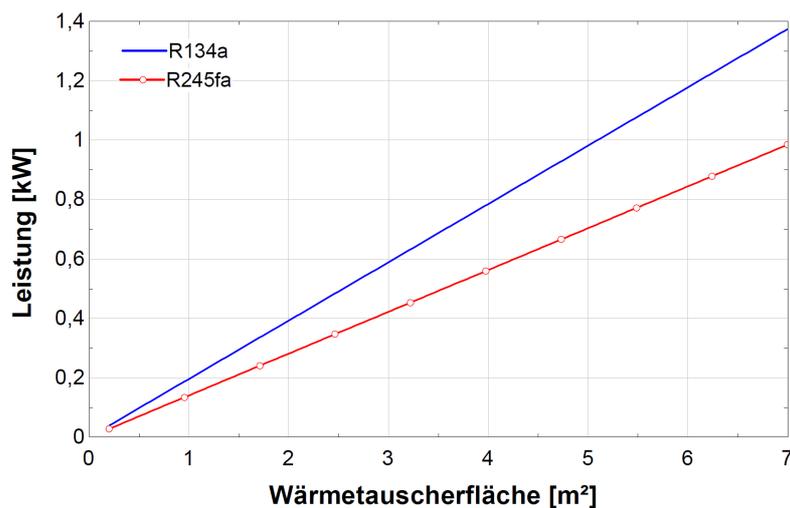


Abbildung 5-22: Leistung in Abhängigkeit der Wärmetauscherfläche

Wenn die Leistung auf diese Größe stiege, würden sich die Zeiten der einzelnen Zustandsänderungen und somit auch die benötigte Gesamtzeit eines Arbeitsspiels sehr verkürzen. In Tabelle 5-11 sind die Zeiten die sich aus der Berechnung ergeben, um eine Leistung von 1 kW zu erreichen, dargestellt.

Tabelle 5-11: Zeiten der einzelnen Zustandsänderungen bei 1 kW

Arbeitsmedium	R134a	R245fa
	Zeit [s]	
Druckerhöhung/ Vorwärmung	0,09	0,05
Verdampfung	0,48	0,52
Enthitzung	0,00	0,00
Kondensation	0,73	0,58
gesamtes Arbeitsspiel	1,30	1,15

Daraus ist zu erkennen, dass sich die Spielzeit sowohl für R134a als auch für R245fa auf unter 1,5 Sekunden verringert. Die Zeitdauer der Wärmezufuhr wäre damit für beide Arbeitsmedien weniger als 0,6 Sekunden, die der Wärmeabfuhr etwas länger. Dies ist für das Umschalten zwischen Wärmezufuhr und Abfuhr von großer Bedeutung, da dies sehr schnell von statten gehen müsste.

Somit sind die allgemeinen Erkenntnisse beim nichtdurchströmten Wärmetauscher sehr ähnlich denen des durchströmten Konzeptes. Jedoch ist beim nichtdurchströmten Konzept eine Verschlechterung des Wirkungsgrades bei gleicher Wärmetauschergeometrie und gleichen Eintrittstemperaturen des Wassers bei Wärmezufuhr und Abfuhr zu verzeichnen, da aufgrund der beschränkten Wassermengen im Wärmetauscher die erreichbare Verdampfungstemperatur niedriger und die Kondensationstemperatur höher liegt.

### 5.5. Nicht berücksichtigte Faktoren bei der Berechnung

Bei der Analyse des Wärmemotor-Konzeptes wurde von diversen Vereinfachungen und Idealisierungen ausgegangen, die hier kurz erläutert werden sollen. Diese gelten sowohl für den Wärmemotor mit durchströmtem Wärmetauscher, wie auch für den mit nichtdurchströmtem Wärmetauscher.

#### Expansion

Wie bereits bei der Berechnung der Dauern der einzelnen Zustandsänderungen erwähnt wurde, ist der Expansionsvorgang, der sich der Verdampfung anschließt und den Druck im Zylinder wieder auf Kondensationsdruck verringert, zeitlich nicht berücksichtigt worden. Es wurde davon ausgegangen, dass dieser sehr viel schneller ablaufe als die mit einem Wärmeaustausch verbundenen Zustandsänderungen.

### **Reibungsverluste**

Reibungsverluste zwischen Zylinderwand und Kolben, die sich aufgrund der Bewegung des letzteren ergeben, sind nicht berücksichtigt worden. Aufgrund der Tatsache, dass der Kolben gegenüber dem Zylinder jedenfalls abgedichtet werden muss, um eine Leckage an Arbeitsmedium zu vermeiden, wird diese Bewegung nicht reibungsfrei ablaufen. Die dabei auftretenden Verluste wären vor allem abhängig von der Kolbengeschwindigkeit, dem Hubweg und dem Druck im Zylinder.

### **Wärmeverluste**

Wärmeverluste an die Umgebung, die sich durch die Oberfläche des Zylinders und des Kolbens ergeben, fanden in der Berechnung keine Berücksichtigung. Diese steigen direkt mit den Abmessungen der Komponenten.

### **Vermischungen**

Ein wesentlicher Punkt, der ebenfalls nicht in die Berechnung einbezogen wurde, sind Mischungsvorgänge. Damit sind Vermischungen von heißem mit kaltem Wasser im Wärmetauscher gemeint, die sich beim Umschalten von Wärmezu- auf Wärmeabfuhr ergeben werden. Da der Wärmetauscher am Ende der Verdampfung noch mit Heißwasser gefüllt ist, und dieses erst von Kühlwasser aus dem Wärmetauscher gespült werden muss, um die anschließende Wärmeabfuhr zu ermöglichen, werden diese Vermischungen unvermeidlich sein. Dasselbe gilt auch für die darauf folgende Wärmezufuhr.

### **Wärmeverschleppungen / Speichermassen**

Zusätzlich zu den schon oben genannten Faktoren wurden auch etwaige Speichermassen in der Berechnung nicht berücksichtigt. Da beim Wärmemotor alle Zustandsänderungen im Zylinderraum zu unterschiedlichen Zeiten durchlaufen werden, ändert sich mit der Temperatur des Arbeitsmediums auch die Temperatur der umliegenden Bauteile. Dazu zählen Zylinder, Kolben und der Wärmetauscher. Da diese Komponenten massebehaftet sind, muss davon ausgegangen werden, dass diese auch ein gewisses Wärmespeichervermögen aufweisen. Es handelt sich somit um ein thermisch träges System. Die umliegenden Bauteile sind nach erfolgter Kondensation kalt, daher müssen diese bei der anschließenden Wärmezufuhr ebenfalls aufgewärmt werden. Dadurch wird sich nicht die gewünschte Verdampfungstemperatur einstellen bzw. wird es eine längere Zeit benötigen als bei einer idealisierten Betrachtung. Der gleiche Zusammenhang gilt für die Wärmeabfuhr.

Die Summe all dieser genannten Faktoren wird die Effizienz und die Leistungsfähigkeit des Wärmemotors mit Sicherheit verringern, auch wenn die Größenordnung dieser Faktoren nur schwer abschätzbar ist.

## 5.6. Diskussion von weiteren Fragestellungen

Es wird nun auf einige Fragestellungen, die sich im Laufe der Analyse des Wärmemotorkonzeptes ergeben haben, eingegangen. Diese gelten sowohl für den durchströmten als auch für den nichtdurchströmten Wärmetauscher.

### Optimierung der Geometrie

Wie in Kapitel 5.3.3 und 5.4.3 bereits detailliert beschrieben wurde, hat die Masse an Arbeitsmedium im Zylinder direkten Einfluss auf das Hubvolumen und damit auf den maximalen Hubweg des Kolbens bei gegebenem Zylinderinnendurchmesser (Bohrung). Selbst bei geringer Masse an Arbeitsmedium im Zylinder war der jeweilige maximale Hubweg für die zur Analyse herangezogenen Geometrien groß. Eine mögliche Abhilfe für dieses Problem stellt eine Vergrößerung der Bohrung im Bereich oberhalb des Wärmetauschers dar. (s. Abbildung 5-23)

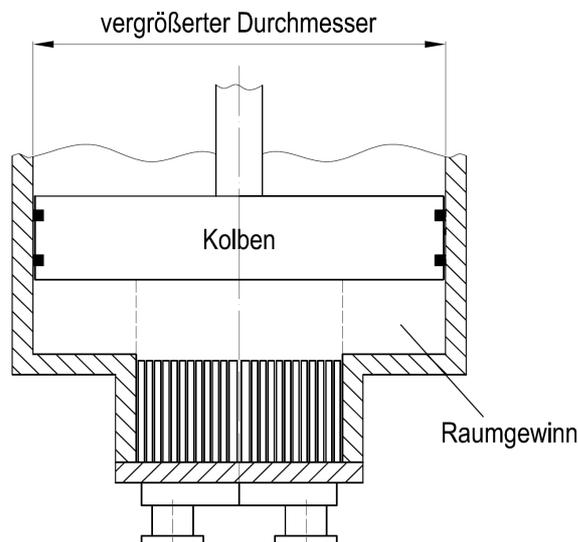


Abbildung 5-23: Optimierung der Geometrie

Mit dieser Maßnahme steht dem dampfförmigen Arbeitsmedium bei gleichem Hubweg mehr Raum zur Ausdehnung zu Verfügung, als bei der in Abbildung 5-10 dargestellten Geometrie. Da zwischen Durchmesser und Volumen des Zylinders ein quadratischer Zusammenhang besteht, hätte eine solche Geometrie starken Einfluss auf den maximalen Kolbenhub.

### Abdichtung des Arbeitsraums

Grundsätzlich stellt die Abdichtung eines beweglichen Bauteiles gegenüber einem feststehenden in der Technik stets eine Herausforderung dar. Der Kolben des Wärmemotors muss zur Zylinderwand abgedichtet werden (s. Abbildung 5-24), da im Arbeitsraum in der Regel ein anderer Druck als in der Umgebung herrscht. Abhängig vom eingesetzten Arbeitsmedium kann diese Druckdifferenz stark unterschiedlich sein. Je größer die Druckdifferenz wird, umso schwieriger gestaltet sich die Abdichtung.

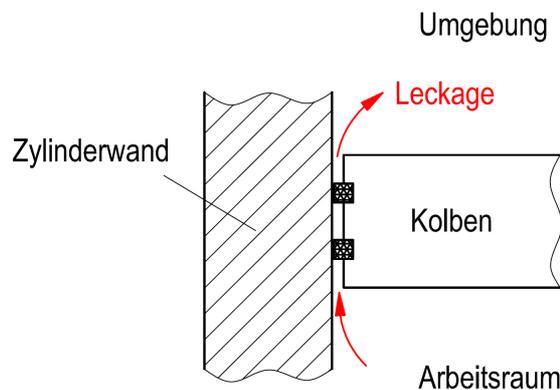


Abbildung 5-24: Abdichtung des Arbeitsraums

Als Beispiele für die unterschiedlichen Drücke sollen an dieser Stelle R245fa und R134a genannt werden. Bei einer Verdampfungstemperatur von 70 °C beträgt der Sättigungsdruck von R245fa 6,1 bar und der von R134a 21 bar. Hinsichtlich der Abdichtung sollte daher ein Arbeitsmedium mit geringem Verdampfungsdruck bevorzugt werden.

Eine geringe Leckage an Arbeitsmedium, d.h. eine stetige Verringerung der Arbeitsmittelmenge im Arbeitsraum mit der Zeit, wird sich jedoch nicht gänzlich vermeiden lassen. Dieser Leckstrom darf nicht nach außen gelangen und muss wieder zurück in den Arbeitsraum geführt werden. Eine technische Realisierung dieser Rückführung bedarf weiterer Überlegungen.

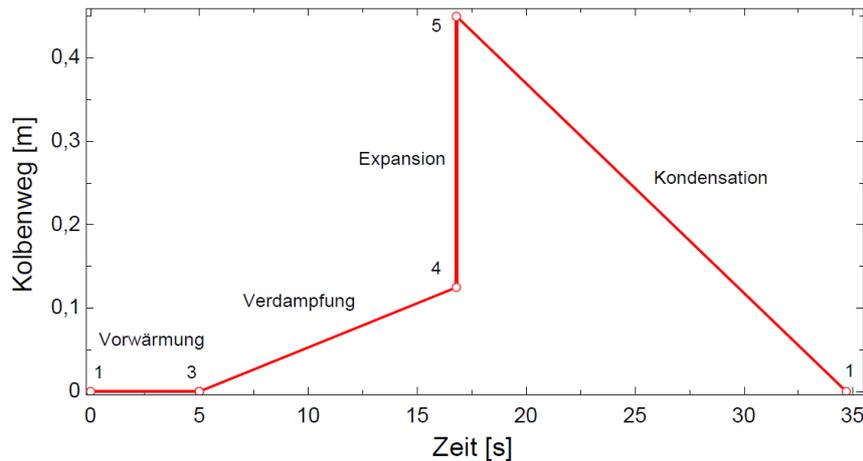
### **Am Wärmeübergang beteiligte Fläche**

Bei allen vorangegangenen Simulationen wurde davon ausgegangen, dass stets die gesamte Wärmetauscheroberfläche an der Wärmeübertragung beteiligt ist. Das ist aber nur bei der Vorwärmung und Enthitzung der Fall, da die gesamte Wärmetauscherfläche mit der homogenen Phase benetzt ist. Bei der Verdampfung verringert sich die Menge an flüssigem Arbeitsmedium im Wärmetauscher stetig, da dieses in die dampfförmige Phase übergeht. Damit wird aber auch die am Verdampfungsvorgang beteiligte Oberfläche stetig kleiner, da die Menge an flüssigem Arbeitsmedium den Zwischenraum des Wärmetauschers nicht mehr vollständig ausfüllt (benetzt).

Zu Beginn der Kondensation steht dem dampfförmigen Arbeitsmedium noch die gesamte Wärmetauscherfläche zur Verfügung. Im Laufe dieser Zustandsänderung füllt sich jedoch der Zwischenraum des Wärmetauschers mit Kondensat. Dadurch verringert sich auch in diesem Fall die zur Niederschlagung des Dampfes zur Verfügung stehende Fläche mit der Zeit. Dies verschlechtert bzw. verlangsamt die Wärmeübertragung zusätzlich. Die Lösung dieses Problems stellt eine weitere technische Herausforderung dar, die schwierig zu realisieren sein dürfte.

### **Kraftübertragung**

Ein wesentlicher Punkt ist die Kraftübertragung vom Kolben auf den elektrischen Generator, der die im Wärmemotor verrichtete Arbeit in elektrische Energie umwandelt. Die Zustandsänderungen, die während eines Arbeitsspiels im Arbeitsraum durchlaufen werden, finden auf zwei unterschiedlichen Druckniveaus statt (vgl. Kapitel 5.1). Der Druck wird durch eine auf den Kolben wirkende Kraft realisiert. Diese muss einerseits für die Vorwärmung und Verdampfung des Arbeitsmediums (Hochdruck), andererseits für Enthitzung und Kondensation (Niederdruck) jeweils konstant gehalten werden. Ist dies nicht der Fall, folgen die einzelnen Zustandsänderungen nicht dem Verlauf eines Rankine-Prozesses. In Abbildung 5-25 ist ein prinzipieller Verlauf der translatorischen Kolbenbewegung über ein Arbeitsspiel für R134a und den Ergebnissen aus Tabelle 5-6 für den Plattenwärmetauscher dargestellt.



**Abbildung 5-25: Kolbenweg in Abhängigkeit der Zeit**

Bei der Druckerhöhung und der anschließenden Vorwärmung ist das Arbeitsmedium noch flüssig. Aufgrund der geringen Dichteänderung erfährt der Kolben über diesen Zeitraum keine ersichtliche Bewegung {1-3}. Bei der Verdampfung hingegen bewegt sich der Kolben aufgrund der Volumenvergrößerung des Arbeitsmediums stetig nach oben {3-4}. Die Expansion auf den Kondensationsdruck erfolgt wiederum sehr rasch (Es wurde hier angenommen, dass dies unendlich schnell passiert.){4-5}. Am Ende dieser ist der maximale Kolbenhub erreicht. Bei der Kondensation und der damit verbundenen Volumenverkleinerung bewegt sich der Kolben stetig zum Ausgangspunkt zurück {5-1}. Daraus ist ersichtlich, dass die Kolbenbewegung über ein Arbeitsspiel sehr ungleichförmig ist. Diese ungleichförmige Bewegung auf den elektrischen Generator zu übertragen wird jedenfalls eine zusätzliche Herausforderung darstellen, vor allem, da von diesem während eines Arbeitsspiels zwei unterschiedliche, konstante Kräfte aufgenommen werden müssen. Die Ungleichförmigkeit der translatorischen Kolbenbewegung würde natürlich auch zu einer ungleichförmigen Drehbewegung führen, falls ein konventioneller Kurbeltrieb zur Kraftübertragung bzw. Momentübertragung zum Einsatz käme.

### **Wärmeabfuhr / „Wärmeentsorgung“**

Ein sehr wichtiger Punkt, der hier zum Abschluss dieses Abschnitts noch erläutert werden muss, ist die Wärmeabfuhr. Aufgrund der geringen erreichbaren Wirkungsgrade ist die Arbeitsleistung im Vergleich zur zugeführten Wärmeleistung gering. Das hat aber auch zur Folge, dass die abzuführende Wärmeleistung hoch ist. Zu Veranschaulichung wird angenommen, dass die erzielte Leistung des Systems 1 kW betrage. Bei einer Verdampfungstemperatur von 70 °C und einer Kondensationstemperatur von 25 °C ist der

bestmögliche thermodynamische Wirkungsgrad des Rankine-Prozesses für R245fa 11,4 %. Um diese Leistung zu erreichen, müssten eine Wärmeleistung von 8,8 kW zugeführt und 7,8 kW bei einer Temperatur von 25 °C wieder abgeführt werden. Da die Kühlwassertemperatur laut Aufgabenstellung 15 °C beträgt (vgl. Kapitel 1.2), müsste theoretisch ein Kühlwassermassenstrom von 0,185 kg/s bzw. ein Volumenstrom von ca. 670 l/h zu Verfügung stehen. Hierbei wurde angenommen, dass das Kühlwasser bis auf die Kondensationstemperatur des Arbeitsmediums, d.h. auf 25 °C, aufgewärmt werden kann. Es stellt sich hier die Frage, ob diese große Wassermenge auf diesem niedrigen Temperaturniveau weiter genutzt bzw. wie diese wieder auf 15 °C rückgekühlt werden kann. Im Falle einer Rückkühlung müssen jedenfalls zusätzliche Anlagenkomponenten und damit ein zusätzlicher Eigenbedarf an elektrischer Energie (für Umwälzpumpen etc.) berücksichtigt werden. Weiters ist diese „Wärmeentsorgung“ an das Temperaturniveau der Umgebung gebunden. Diese Problematik gilt sowohl für das Wärmemotor-Konzept als auch für einen konventionellen ORC-Prozess.

### 5.7. Alternative Prozessführungen

In diesem Abschnitt werden zwei weitere Möglichkeiten der Prozessführung für den Wärmemotor erörtert und diskutiert. Die Idee dahinter ist, eine Verringerung des maximalen Kolbenhubes zu erreichen.

#### 5.7.1. Flash-Prozess

In Abbildung 5-26 ist die Prozessführung des Flash-Prozesses im T,s-Diagramm dargestellt. Diese gleicht bis zum Ende der Vorwärmung {3} der eines Rankine-Prozesses (vgl. Kapitel 5.1). Danach erfolgt jedoch nicht die isobare Verdampfung des Arbeitsmediums, sondern direkt der Expansionsvorgang auf den Kondensationsdruck {3-4}. Somit wird das noch flüssige Arbeitsmedium von der Siedelinie aus entspannt. Im Zuge der Expansion verdampft dieses teilweise {3-4}. Am Zustandspunkt {4} hat das Arbeitsmedium seine größte Volumenausdehnung erreicht und der Kolben den maximalen Hubweg zurückgelegt. Anschließend wird das Arbeitsmedium wieder vollständig kondensiert {4-1}.

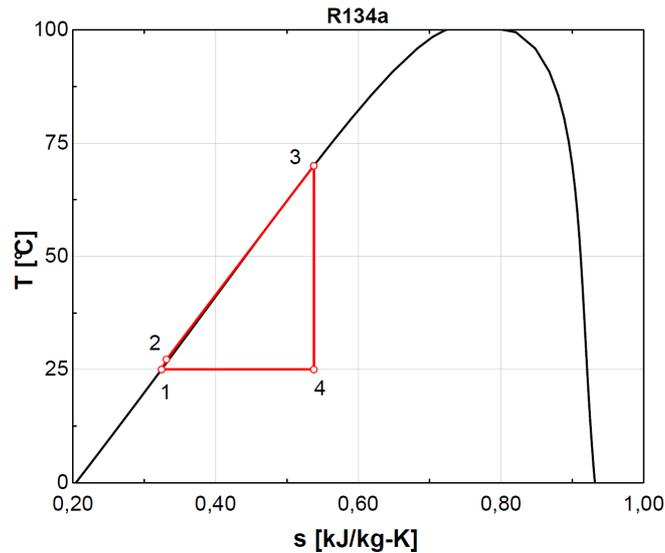


Abbildung 5-26: T,s-Diagramm Flash-Prozess für R134a

### 5.7.2. Prozess mit isochorer Verdampfung

In Abbildung 5-27 ist der Verlauf der Zustandsänderungen dieses Prozesses, welcher im Weiteren auch „Ichoe“-Prozess genannt wird, dargestellt. Im Gegensatz zum Rankine- bzw. Flash-Prozess befindet sich der Zustandspunkt {1} nicht auf der Siedelinie, sondern bereits im Nassdampfgebiet. Daher liegt das Arbeitsmedium hier nicht in rein flüssiger Phase vor, sondern ist bereits teilweise dampfförmig. Es erfolgt nun eine Verdampfung bei konstantem Volumen (isochor), d.h. bei steigender Temperatur bzw. steigendem Druck {1-2}. Um dies zu bewerkstelligen muss der Kolben des Wärmemotors festgehalten werden. Der Endpunkt der Verdampfung {2} liegt hierbei im Nassdampfgebiet nahe der Taulinie. Danach wird der Kolben losgelassen und das verdampfte Arbeitsmedium auf Kondensationsdruck entspannt {2-3}. Am Zustandspunkt {3} hat der Kolben den maximalen Hubweg zurückgelegt. Um den Kreisprozess zu schließen, muss das Arbeitsmedium bei konstantem Druck wieder teilweise kondensiert werden, bis Zustandspunkt {1} erreicht ist.

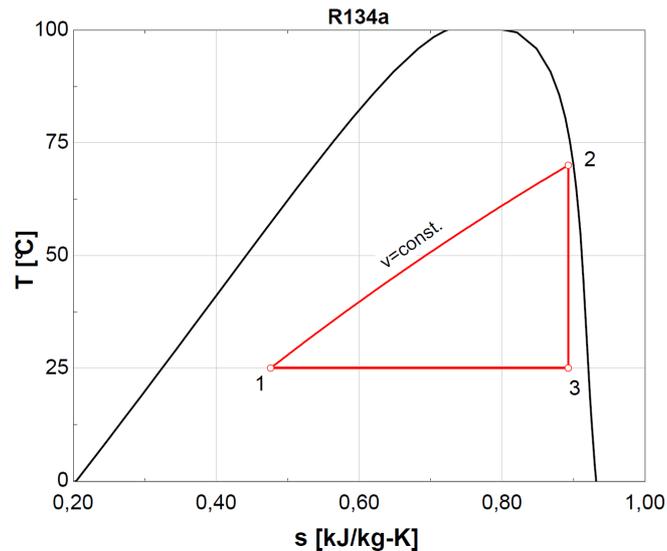


Abbildung 5-27: T,s-Diagramm des „Ichore“-Prozesses für R134a

### 5.7.3. Analyse und Diskussion von Flash- und Ichore-Prozess

Eine detaillierte thermodynamische Analyse wurde durchgeführt, um die Prozesse hinsichtlich Leistung, Wirkungsgrad und maximalem Kolbenhub zu vergleichen. Dabei wurden in der Simulation dieselben Randbedingungen wie in Kapitel 5.3.2 festgelegt. Die Kondensationstemperatur wurde für beide Prozesse mit 25 °C festgelegt. Die Temperaturen am Ende der Vorwärmung (Flash) bzw. der Verdampfung (Ichore) wurden jeweils mit 70 °C angenommen. Der Zustandspunkt {1} des Ichore-Prozesses ergibt sich aus diesen Annahmen, da das Volumen bei der Verdampfung konstant bleibt. Für die Ermittlung der Leistung wurde davon ausgegangen, dass der Wärmetauscher kontinuierlich durchströmt wird (vgl. Kapitel 5.3). Beim Flash-Prozess hat sich die Berechnung der für die einzelnen Zustandsänderungen benötigten Zeitdauern nicht verändert. In diesem Fall findet jedoch keine Verdampfung mehr statt.

Für den Ichore-Prozess ist angenommen worden, dass für die isochore Verdampfung die gleichen Zusammenhänge gelten, wie sie in Kapitel 5.3.1 für die Vorwärmung beschrieben wurden. Als Wärmedurchgangszahlen wurden wieder die in Tabelle 5-3 ersichtlichen Werte herangezogen. Um eine Vergleichbarkeit mit den Analyseergebnissen des Rankine-Prozesses aus Kapitel 5.3.2 zu schaffen, ist von der gleichen Geometrie (Plattenwärmetauscher) ausgegangen worden. Die Ergebnisse dieser Analyse wurden zur besseren Übersicht in Tabelle 5-12 den Ergebnissen des Rankine-Prozesses für R134a gegenübergestellt.

Tabelle 5-12: Ergebnisse der Analyse verschiedener Prozessführungen für R134a

Arbeitsmedium	R134a			
	Flash	Ichore	Rankine	
Prozessführung				
therm. Wirkungsgrad	7,2	7,3	11	[%]
mittlere Leistung	51,1	69,7	73,8	[W]
Masse an Arbeitsmedium	0,12	0,12	0,12	[kg]
Hubvolumen	1,3	2,5	3,5	[L]
Hubweg	0,165	0,32	0,45	[m]
Gesamtzeit Arbeitsspiel	11,6	16,9	34,8	[s]
verrichtete Arbeit pro Spiel	0,594	1,175	2,57	[kJ]

Sowohl für den Flash- als auch für den Ichore-Prozess ist eine Verringerung des thermodynamischen Wirkungsgrades um ca. 35% gegenüber dem Rankine-Prozess zu verzeichnen. Dies begründet sich durch das Sinken der mittleren Temperatur bei der Wärmezufuhr.

Beim Flash-Prozess verringerte sich das Hubvolumen auf 1,3 Liter. Im Gegensatz dazu betrug dieses für den Rankine-Prozess noch 3,5 Liter. Das hat natürlich direkte Auswirkungen auf den maximalen Kolbenhub, der mit dieser Prozessführung, der vorgegebenen Geometrie und vorgegebener Masse an Arbeitsmedium auf weniger als 17 cm sinkt. Für den Ichore-Prozess verringert sich dieser ebenfalls, jedoch nur auf 32 cm.

Aufgrund der nicht vorhandenen Verdampfung beträgt die Arbeitsspielzeit beim Flash-Prozess weniger als 12 Sekunden. Das ist in etwa ein Drittel der Zeit, die beim Rankine-Prozess für ein Arbeitsspiel benötigt wird. Trotzdem sinkt dabei die Leistung auf 51 W. Die Begründung dafür ist die verrichtete Arbeit pro Spiel, die hierbei nur noch etwa 0,6 kJ beträgt. Die Leistung des Ichore-Prozesses ist mit 70 W nur unwesentlich geringer als die des Rankine-Prozesses.

Somit kann hier festgehalten werden, dass das Hubvolumen und somit der Hubweg vor allem durch den Flash-Prozess wesentlich verringert werden könnte, jedoch sehr stark auf Kosten des thermodynamischen Wirkungsgrades.

## 5.8. Zusammenfassung der Erkenntnisse

Erwartungsgemäß ist der thermodynamische Wirkungsgrad des Wärmemotors identisch zu dem eines konventionellen ORC-Prozesses, bei gleicher Prozessführung, gleichen Temperaturniveaus und verlustloser Betrachtung. Jedoch muss davon ausgegangen werden,

dass sich dieser aufgrund von auftretenden Verlusten, wie z.B. Wärmeverschleppungen und Reibungsverlusten bei der Kolbenbewegung, stark verringert.

Die thermodynamische Analyse hat gezeigt, dass die Menge an Arbeitsmedium im Zylinder keinen direkten Einfluss auf die Leistung des Wärmemotors hat, wenn die gleichen Randbedingungen vorgegeben werden. Wird die Menge an Arbeitsmedium im Zylinder vergrößert, steigt bei gleichen Temperaturniveaus auch die verrichtete Arbeit. Damit wird aber auch die Zeit, um die nötigen Wärmen zu- und anschließend wieder abzuführen, verlängert. Somit heben sich diese beiden Faktoren gegenseitig auf.

Im direkten Zusammenhang mit der Menge an Arbeitsmedium stehen jedoch das Hubvolumen und der Hubweg, welcher wiederum stark vom eingesetzten Arbeitsmedium abhängig ist.

Des Weiteren konnte ein linearer Zusammenhang von Wärmetauscherfläche und erreichbarer Leistung festgestellt werden. Eine Verdoppelung der Fläche, bei gleichen Randbedingungen, würde eine Verdoppelung der Leistung bedeuten, da damit die gleiche Wärmemenge in der halben Zeit übertragen werden kann. Um bei den vorgegebenen Temperaturniveaus eine akzeptable Leistung zu erzielen müssten die Flächen jedoch sehr groß sein. Pro kW Leistung ergab die Analyse eine benötigte Fläche von mehr als 2,5 m<sup>2</sup>, was eine Unterbringung im Zylinderraum schwierig gestalten wird. Dabei würden sich die Zeiten für ein Arbeitsspiel natürlich sehr stark verkürzen.

Der Unterschied zwischen durchströmtem und nichtdurchströmtem Wärmetauscher lag nun in der Verdampfungs- und Kondensationstemperatur. Bei der zum Vergleich der beiden Varianten herangezogenen Geometrie ergaben sich für den nichtdurchströmten Wärmetauscher wesentlich niedrigere Verdampfungstemperaturen und höhere Kondensationstemperaturen und somit niedrigere thermodynamische Wirkungsgrade. Der Grund dafür ist die durch die Geometrie beschränkte Menge an Heiz- und Kühlwasser. Aus dieser ergeben sich die Temperaturniveaus bei gleicher Menge an Arbeitsmedium im Zylinder.

Die Analyse zwei weiterer Prozessführungen ergab, dass durch diese eine Verringerung des maximalen Kolbenhubs (unter der Annahme gleicher Masse an Arbeitsmedium, gleicher

Temperaturniveaus und Geometrie) durchaus möglich ist, jedoch stark auf Kosten des thermodynamischen Wirkungsgrades. Sinnvoller wäre hier eine Optimierung der Geometrie des Arbeitsraums.

Offene Fragestellungen ergaben sich vor allem bei der Übertragung der vom Kolben verrichteten Arbeit auf einen elektrischen Generator. Der Grund hierfür ist die sehr ungleichförmige Kolbenbewegung über ein Arbeitspiel. Weiters muss auch die Abdichtung des Arbeitsraums gegenüber der Umgebung noch genauer untersucht werden.

Hinsichtlich der Wärmeabfuhr sind ebenfalls weitere Überlegungen notwendig, da bei den niedrigen erreichbaren Wirkungsgraden große Wärmemengen auf niedrigstem Temperaturniveau wieder abgeführt werden müssen. Was bedeutet, dass große Volumenströme an Kühlwasser mit niedriger Temperatur anfallen. Ob dieses Kühlwasser weiter genutzt werden kann oder rückgekühlt werden muss, ist auf jeden Fall noch zu klären. Dieser Sachverhalt gilt gleichermaßen für den „konventionellen“ ORC-Prozess.

## 6. Zusammenfassung

Viele solarthermische Anlagen, die in Wohnhäusern zur Brauchwassererwärmung und Heizungsunterstützung eingesetzt werden, liefern in den Sommermonaten weit mehr Wärme als dafür benötigt wird. Die Umwandlung dieser auf niedrigerem Temperaturniveau „frei“ zu Verfügung stehenden Wärme in elektrische Energie, stellt ein sehr großes Potential dar, wird aber bislang nicht genutzt. Eine mögliche Technologie zur Nutzung dieser Überschusswärme ist der Organic-Rankine-Cycle, kurz ORC genannt. In diesem Wärmekraftprozess, der einer Dampfkraftanlage ähnelt, kommen organische Fluide anstelle von Wasser als Arbeitsmedien zum Einsatz.

Die Aufgabe dieser Diplomarbeit war es, zwei unterschiedliche ORC-Konzepte zur Nutzung dieser oben genannten Überschusswärme thermodynamisch zu analysieren und hinsichtlich ihrer technischen Umsetzbarkeit zu untersuchen. Beim ersten Konzept handelt es sich um einen „konventionellen“ ORC-Prozess, welcher beispielsweise in Biomasse-Kraft-Wärme-Kopplungsanlagen oder solarthermischen Kraftwerken Anwendung findet. Das zweite Konzept ist ein alternativer ORC-Prozess, der auch als „Wärmemotor“ bezeichnet wird. Bei diesem wird mit Hilfe eines beweglichen Kolbens, der einen mit Arbeitsmedium befüllten Zylinder abschließt, ein diskontinuierlich ablaufender Rankine-Prozess durchgeführt. Im Inneren des Zylinders befindet sich ein Wärmetauscher, welcher die für den Prozessablauf benötigte Wärmezu- und Abfuhr bewerkstelligt. Für beide Konzepte ist sowohl für Wärmequelle, als auch Wärmesenke Wasser angedacht. Die Temperaturen sollte hierbei bei 80 °C (Wärmequelle) bzw. 15 °C (Wärmesenke) und der Leistungsbereich zwischen 1 und 2 kW<sub>el</sub> liegen.

Zur Analyse wurden die Prozesse im Programm EES™ thermodynamisch modelliert und Prozess-Simulationen durchgeführt. Um eine Vergleichbarkeit der Simulationsergebnisse zu gewährleisten, wurde jeweils von gleichen Verdampfungs- und Kondensationstemperaturen ausgegangen. Des Weiteren sind auch identische Grädigkeiten auf Seiten der Wärmequelle und Senke angenommen worden.

Die in der Simulation für ideale (verlustlose) Bedingungen erreichten theoretischen Wirkungsgrade lagen für den „konventionellen“ ORC-Prozess abhängig vom Arbeitsmedium

zwischen 10,5 und 11,8 %. Unter Berücksichtigung von Verlusten in der Expansionsmaschine und der Prozesspumpe verringerten sich diese jedoch auf 7,1 bis 8,25 %.

Des Weiteren wurde die Möglichkeit einer internen Wärmeregeneration zur Effizienzsteigerung für ausgewählte Arbeitsmedien untersucht. Der Wirkungsgradgewinn gegenüber dem Prozess ohne Regeneration war dabei gut ersichtlich und betrug maximal 0,9 %. Dadurch wird die Anlage in ihrem Aufbau jedoch komplexer, was zusätzliche Kosten mit sich bringt. Ob dies in Relation zur Wirkungsgradsteigerung steht, bedarf einer Wirtschaftlichkeitsrechnung. Eine weitere Analyse ergab, dass sich eine Scrollmaschine, welche seit langem als Kompressor in der Kälte- und Klimatechnik Verwendung findet, als Expansionsmaschine in dem vorgegebenen Leistungsbereich eignen könnte.

Die Untersuchung des „Wärmemotor“-Konzeptes ergab, dass die theoretisch erreichbaren Wirkungsgrade unter verlustloser Betrachtung identisch mit denen des „konventionellen“ ORC-Prozesses sind. Jedoch ist davon auszugehen, dass sich die realen Wirkungsgrade aufgrund von diversen Verlusten stark verringern. Diese werden vor allem in Form von Wärmeverschleppungen und Reibungsverlusten in der Kolbenbewegung auftreten. Eine Abschätzung der Größenordnung der genannten Verluste ist hierbei nur schwer möglich. Auch die Kraftübertragung vom Kolben auf einen elektrischen Generator bringt Fragestellungen in der Umsetzung mit sich, da die Kolbenbewegung während eines Arbeitsspiels einen stark ungleichförmigen Verlauf aufweist. Zusätzlich ergab die Analyse, dass die benötigte Wärmetauscherfläche groß sein müsste, um bei den angenommenen Temperaturniveaus eine akzeptable Leistung zu erzielen (ca. 2,5 m<sup>2</sup>/kW), was bei der Unterbringung im Zylinder Schwierigkeiten bereiten wird. Als weitere noch zu untersuchende Punkte sollen hier vor allem die großen Hubvolumina, die sich durch die Verdampfung des Arbeitsmediums ergeben sowie die Abdichtung des Arbeitsraums gegenüber der Umgebung genannt werden.

Aufgrund der niedrigen erreichbaren Wirkungsgrade muss ein Großteil der dem Prozess zugeführten Überschusswärme wieder auf niedrigem Temperaturniveau abgeführt werden. Dadurch werden zusätzliche Anlagenkomponenten, welche den elektrischen Eigenbedarf der Gesamtanlage erhöhen und zusätzliche Kosten bewirken, benötigt. Dies gilt für beide analysierten ORC-Konzepte und bedarf auf jeden Fall noch weiterer Untersuchungen.

Um eine ökonomische Nutzung dieser „gratis“ zu Verfügung stehenden Überschusswärme zu ermöglichen, müssen die Investitionskosten des jeweiligen Konzeptes gering und dessen Effizienz möglichst hoch sein. Dies spricht eher für einen konventionellen ORC-Prozess, da hierbei Komponenten, welche sich bereits in der Kälte- und Klimatechnik bewiesen haben und in einer großen Stückzahl produziert werden (z.B.: Scrollmaschine, Verdampfer, Kondensator), eingesetzt werden könnten.

## Literatur

- Baehr, H.D., 2005, Thermodynamik, Springer-Verlag, Berlin Heidelberg New York
- Baehr, H.D., Stephan K., 2004, Wärme- und Stoffübertragung, Springer-Verlag, Berlin Heidelberg New York
- Bitzer, 2010, Projektierungshandbuch Vollhermetische Scrollverdichter, Bitzer Kühlmaschinenbau GmbH, Sindelfingen
- Carlyle Compressor Co., 2007, Carlyle Scroll Compressor Application Guide, Lit.No.: 574-020 Rev. 01/07
- Chen, Y., Lundqvist, P., Johansson, A., Platell, P., 2006, A comparative study of the carbon dioxide transcritical power cycle compared with an organic rankine cycle with R123 as working fluid in waste heat recovery, Applied Thermal Engineering, 26: 2142-2147
- Drescher, U., Brüggemann, D., 2007, Fluid selection for the Organic Rankine Cycle (ORC) in biomass power and heat plants, Applied Thermal Engineering, 27: 223-228
- Eichseder, H., 2004, Skriptum Thermodynamik, Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik, Technische Universität Graz
- Eifler, W., Schlücker, E., Spicher, U., Will, G., 2009, Küttner Kolbenmaschinen, Vieweg u. Teubner-Verlag, Wiesbaden
- Kim, H.J., Ahn, J.M., Park, I., Rha, P.C., 2007, Scroll expander for power generation from a low-grade steam source, Proc. IMechE, Vol. 221 Part A: J. Power and Energy
- Klein, S.A., 2010, Engineering Equation Solver (EES™) Academic Professional V8.659 (09/1/10)
- Lemort, V., Quoilin, S., Cuevas, C., Lebrun, J., 2009, Testing and modeling a scroll expander integrated into an Organic Rankine Cycle, Applied Thermal Engineering, 29: 3094-3102
- Madhawa Hettiarachchi, H.D., Golubovic, M., Worek, W.M., Ikegami, Y., 2007, Optimum design criteria for an Organic Rankine cycle using low-temperature geothermal heat sources, Energy, 32: 1698-1706
- Pfleiderer, C., Petermann, H., 2005, Strömungsmaschinen, Springer-Verlag, Berlin Heidelberg New York
- Pischinger, R., 1999, Skriptum Kolbenmaschinen, Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik, Technische Universität Graz
- Quoilin, S., Declaye, S., Lemort, V., 2010, Expansion machine and fluid selection for the organic rankine cycle, 7th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics, 19-21 July 2010, Antalya Turkey

- 
- Recknagel, H., Sprenger, E., Schramek, E.R., 2005, Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik, Oldenbourg Industrie-Verlag, München
- Saleh, B., Koglbauer, G., Wendland, M., Fischer, J., 2007, Working fluids for low-temperature organic Rankine cycles, *Energy*, 32: 1210-1221
- Schuster, A., 2010, Stromerzeugung mit dem ORC-Prozess, Vortrag OTTI-Fachforum Kraft-Wärme-Kopplung mit Biomasse, Augsburg
- Schuster, A., Karellas, S., Kakaras, E., Spliethoff, H., 2009, Energetic and economic investigation of Organic Rankine Cycle applications, *Applied Thermal Engineering*, 29: 1809-1817
- Smith, I.K., Stosic, N., Kovacevic, A., 2001, Power recovery from low cost two-phase expanders, GRC Annual Meeting 2001, San Diego
- Steiner, H., 2007, Skriptum Höhere Strömungslehre und Wärmeübertragung, Institut für Strömungslehre und Wärmeübertragung, Technische Universität Graz
- Tchanche, B.F., Papadakis, G., Lambrinos, G., Frangoudakis, A., 2009, Fluid selection for a low-temperature solar organic Rankine cycle, *Applied Thermal Engineering*, 29: 2468-2476
- VDI, 2006, VDI-Wärmeatlas, Springer-Verlag, Berlin Heidelberg New York
- Wagner, W., 1991, Wärmeübertragung, Vogel-Verlag, Würzburg
- Wagner, W., 1993, Wärmeaustauscher, Vogel-Verlag, Würzburg
- Wang, X.D., Zhao, L., 2009, Analysis of zeotropic mixtures used in low-temperature solar Rankine cycles for power generation, *Solar Energy*, 83: 605-613

