

Verwendung von Kondensat zum Antrieb einer Flüssigkeitsturbine im geschlossenen Kreislauf

Thermodynamische Betrachtung

von
Dipl. Phys.

Inhalt

1	Einleitung	3
2	Zusammenfassung der Ergebnisse	4
3	Grundlagen und Analyse des Prozesses	5
3.1	Qualitative Beschreibung des Prozesses	5
3.2	Der Wirkungsgrad des Prozesses	8
3.3	Abschätzung der Wirkungsgrade anderer Medien	9
3.3.1.1	p-h-Diagramm von Dichlordifluormethan (R12)	10
3.3.2	Das Kältemittel Isobutan (R600a)	11
3.3.2.1	p-h-Diagramm von Isobutan (R600a)	11
3.3.3	Das Kältemittel Propylen (R1270)	12
3.3.3.1	p-h-Diagramm von Propylen	12
3.3.4	Das Kältemittel 1,1,1,2-Tetrafluorethan (R134a)	13
3.3.4.1	p-h-Diagramm von R134a	13
3.3.5	Das Kältemittel 2,3,3,3-Tetrafluorpropen(R1234yf)	14
3.3.5.1	p-h-Diagramm von Tetrafluorpropen	14
3.3.6	Gemische aus Ammoniak und Wasser	15
4	Quantitative Betrachtungen	16
4.1	Die Enthalpie zur Verfolgung der Energiebilanz	16
4.2	Wärme, Temperatur und Entropie	17
4.3	Die Enthalpiebilanz des Modellprozesses	18
4.4	Beispiel für Wasserdampf	21
4.5	Nutzung eines anderen Wärmeträgers	23
4.5.1	Exemplarische Betrachtung von R1234yf	23
4.6	Vergleich mit dem Einsatz einer Dampfturbine	25

1 Einleitung

Es kommt leider selten genug vor, dass man abseits der gewohnten technischen Pfade eine Idee betrachten darf, die eigentlich so einfach wie offensichtlich scheint: Warum soll die Lageenergie eines durch Verdampfung aufgestiegenen Kühlmittels nicht für die Gewinnung elektrischer Energie genutzt werden können? Wie in der vorliegenden Patentschrift von Herrn Tjards treffend bemerkt, geschieht in der Natur nichts anderes bei der Nutzung der Wasserkraft:

- ◆ die Wärme der Sonneneinstrahlung lässt Wasser verdunsten,
- ◆ das leichtere Luft/Gas-Gemisch steigt kilometerhoch auf, wird kälter und regnet ab,
- ◆ und das Kondensat lässt sich, vornehmlich im Gebirge, in Stauseen, Flüssen und Bächen als Wasserkraft nutzen.

Gemessen an den Jahrtausenden, die dieser Kreislauf schon funktioniert, und den Jahrhunderten, in denen er bereits für Hämmer und Mühlen genutzt wurde (wofür am Deilbach ein schönes Zeichen steht), erklärt sich auch das Wort „unlängst“, welches die Patentschrift der Nutzung von Dampfmaschinen und –turbinen zuordnet.

Nun also die Idee, nicht nur die Kraft der Sonnenstrahlen, sondern eine Reihe anderer Wärmequellen zu nutzen, und diesen Kreislauf in einem lokal begrenzten Raum zu installieren, der deutlich weniger Ressourcen verbraucht als ein Staudamm. Die Nutzung alter Kohlezechen für die Speicherung regenerativer Energien wird kontrovers diskutiert: die Nutzung dieser Hinterlassenschaften für das notwendige Gefälle, um eine Wasserturbine in einem geschlossenen Kreis zu betreiben, hätte vermutlich eine höhere Akzeptanz. Die Nutzung auch kleinerer Temperaturunterschiede mit einem vergleichsweise einfachen technischen Aufwand würde eine Reihe von bisher wenig genutzten Wärmequellen zugänglich machen.

Zum Thema passen auch aktuelle Überlegungen amerikanischer Geologen, den Supervulkan unter dem Yellowstone Nationalpark über Bohrungen zu kühlen, einen möglichen Ausbruch zu verhindern. Gleichzeitig könnte die entnommene Wärme zur Erzeugung elektrischer Energie verwendet werden.

Im Folgenden soll zunächst nur der Modellprozess betrachtet werden, der auch im vorliegenden Gutachten von Prof. Johannes Kiefer (Bremen) verfolgt wird: ein Verdampfer erzeugt Dampf, der über eine Leitung aufsteigt zu einem höher gelegenen Kondensator. Das Kondensat läuft über eine Leitung in die Tiefe zurück und treibt eine Turbine, bevor es in den Verdampfer gelangt. Je einfacher der technische Aufwand für die kalte Seite des Prozesses, umso weniger Verluste und umso mehr bleibt an nutzbarer Energie für die Turbine.

Ist dieser vereinfachte Prozess erst einmal verstanden, bleibt immer noch Raum für Verbesserungen. Aber: in der Thermodynamik bedeutet jeder zusätzliche Wärmetausch entlang fallender Temperaturen in Wärmetauschern, jedes pumpende Ankämpfen gegen höhere Temperaturen in Kältemaschinen einen zusätzlichen Verlust, der gegen den erstrebten Gewinn aufzurechnen ist.

2 Zusammenfassung der Ergebnisse

Für einen geschlossenen Kreislauf aus Verdampfer, Dampfsteigrohr, Kondensator, Kondensatfallrohr und kondensatgetriebener Turbine wird anhand der Enthalpiebilanz unter idealisierten Bedingungen der Wirkungsgrad für verschiedene Prozessträger, Prozesstemperaturen und Höhenunterschiede errechnet.

Eine Berechnungsmethode zur Anwendung einer eventuell vorhandenen Dampftafel wird hergeleitet und anhand von Wasser demonstriert.

Für den Vergleich verschiedener Medien wird einer vereinfachten Form der Wirkungsgradabschätzung demonstriert. Für das geeignete Medium wird der Prozessverlauf in einem Druck-Enthalpiediagramm dargestellt und der Wirkungsgrad abgeschätzt.

Der Wirkungsgrad der dargestellten Anlage ergibt sich in guter Näherung aus dem Verhältnis der spezifischen Energie aus der Fallhöhe, geteilt durch die notwendige Energie zum Verdampfen des (unterkühlten) Mediums.

Die spezifische Energie aus 100 m Fallhöhe beträgt ca. 1 kJ/kg, bei 1000 m erhält man 10 kJ/kg. Diese Bedingung limitiert die nutzbare Energiedichte, so dass Wärmequellen aus Solarthermie oder Verbrennung nicht effektiv genutzt werden können.

Die Nutzung einer Kältemaschine als Wärmesenke erweist sich, in Übereinstimmung mit dem 2. Hauptsatz der Thermodynamik, als nicht sinnvoll.

Wegen seiner hohen Verdampfungsenthalpie ist Wasser als Prozessträger ungeeignet, der Wirkungsgrad bei 1000 m Höhenunterschied liegt bei 0,44 %.

Daher werden verschiedene organische Kältemittel betrachtet, unter denen R1234yf (Tetrafluorpropen) unter den zulässigen Mitteln die besten Ergebnisse verspricht.

Mit diesem Mittel kann mit dem vorgeschlagenen Verfahren unter Nutzung eines 1000 m tiefen Schachtes bei einer Temperaturspanne von 40 °C (Dampf) gegen 20 °C (Kondensat) ein Wirkungsgrad von 6,1 % theoretisch erreicht werden.

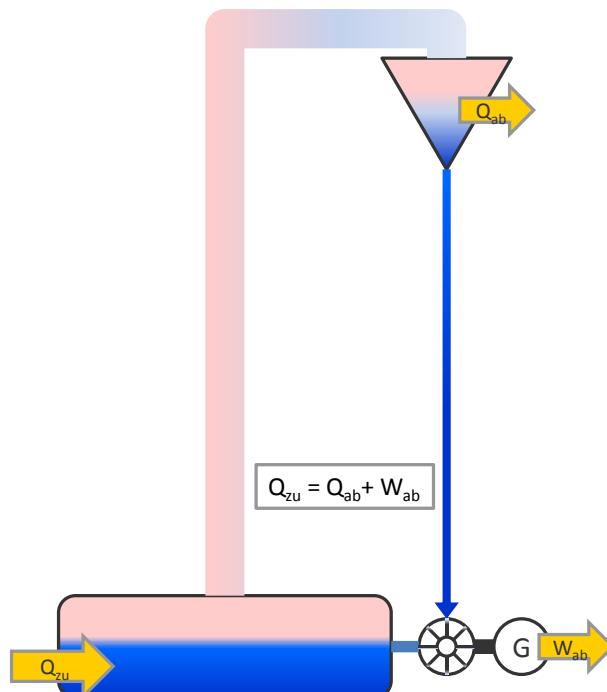
Mit den gleichen Kühlmitteleigenschaften kann eine Turbokompressormaschine bei 80°C in kompakter und ebenerdiger Bauweise aus einer Dampftemperatur von 80 °C bei 20 °C Kondensatortemperatur bereits einen theoretischen Wirkungsgrad von 15,9 % liefern, was für die Wasserturbine erst bei ca. 3000 m Fallhöhe rechnerisch nutzbar wäre.

3 Grundlagen und Analyse des Prozesses

3.1 Qualitative Beschreibung des Prozesses

In einem Verdampfer wird durch die Zufuhr von Wärme ein Kühlmittel auf seinem prozessbedingten Temperatur- und Druckniveau verdampft. Da die Verdampfung an der sogenannten Sattdampfelinie des Kühlmittels erfolgt, kann mit dem Druck auch die Temperatur im Verdampfer kontrolliert werden.

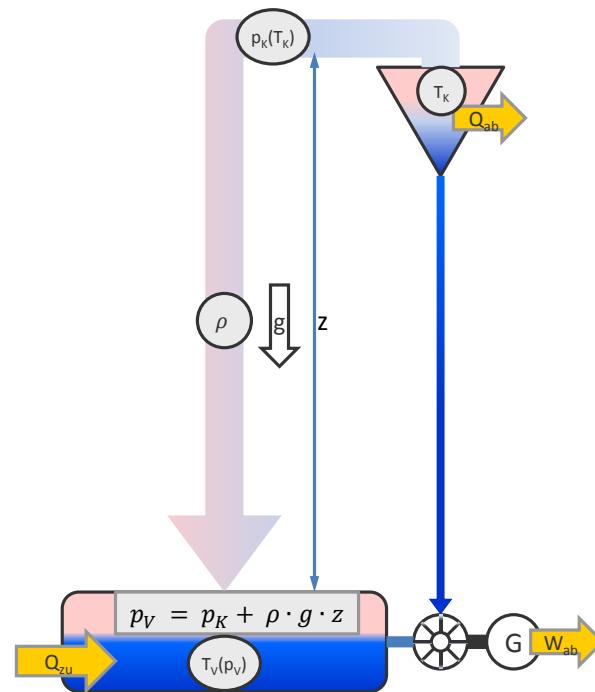
Nebeninfo: Abweichungen von dieser Regel gibt es nur bei Gemischen, z.B. von Ammoniak und Wasser im Kalina-Prozess, wo sich durch die Verdampfung die Mischungsverhältnisse ändern. Später wird diskutiert werden, warum eine solche Mischung für das vorliegende Verfahren ungeeignet ist.



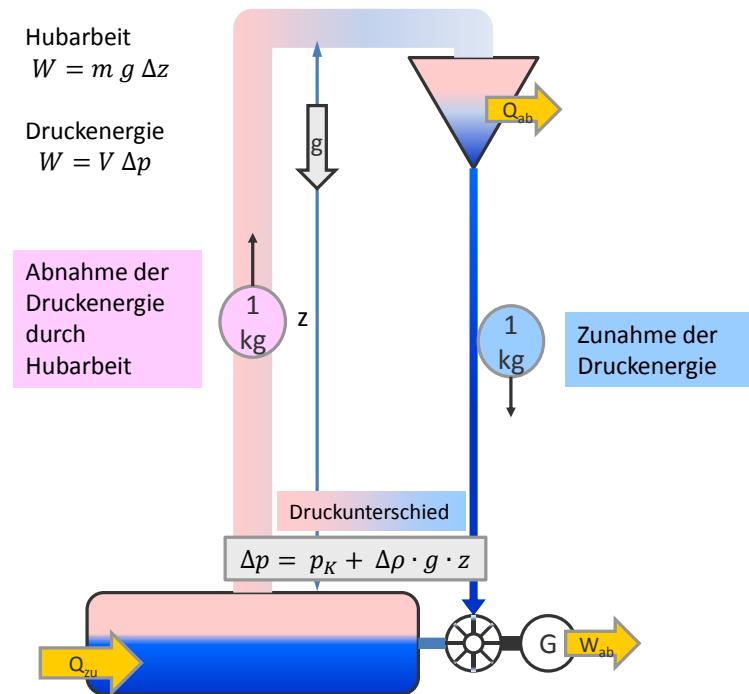
Die Einflüsse auf diesen Druck und damit auch die Temperatur sind im Wesentlichen:

- ◆ Das Gewicht der Dampfsäule bis zum Kondensator
- ◆ Der Druck im Kondensator, der durch die Temperatur der Wärmesenke für die Wärmeabgabe bestimmt wird.

Durch die Wahl des Kühlmittels und die Temperatur der Wärmesenke lässt sich der Arbeitspunkt des Verdampfers also geeignet beeinflussen.



Der Aufstieg des Dampfes ist mit Hubarbeit verbunden. Die dazu notwendige Energie wird dem aufsteigenden Medium entnommen – eine Folge der Energieerhaltung. Durch Isolation der Leitung wird eine Wärmeabgabe an die Umgebung unterbunden.



Damit führt das Medium am oberen Ende weniger Energie mit sich als am unteren Ende, nämlich ideal betrachtet einen um die Hubarbeit reduzierten Betrag, der jetzt in der äußerlich sichtbaren „Lageenergie“ steckt. Genau diese Lageenergie wird später an der Turbine nutzbar.

Durch die Abgabe der Energie an die Lageenergie hat das Medium Druck und Temperatur reduziert, ggf. bilden sich bereits erste Tröpfchen.

Nebeninfo: Dieser Effekt ist in der Natur bei der Wolkenbildung und am Kühlturn zu betrachten: über einem See oder im Kühlturn selbst an den Rieselern und Abscheidern ist die Luft zwar feucht, aber die Wolken oder der Schwaden bilden sich erst beim Aufstieg, wenn die Wärme in Lageenergie umgewandelt wird.

Um jetzt den feuchten Dampf endgültig zu kondensieren, muss fast so viel Wärme entzogen werden, wie bei der Verdampfung hinzugefügt wurde. Die Differenz besteht wesentlich in der aufgewendeten Hubarbeit, die nun nicht mehr entzogen werden muss.

Allerdings findet die Kondensation jetzt auf einem geringeren Temperaturniveau statt, weil auch der Druck reduziert ist. Das kann, je nach Art des Mediums, eine ungünstig hohe Wärmeentnahme erfordern, um die gewünschte Verflüssigung zu erreichen, die sich später in der Unterkühlung des Mediums vor dem Verdampfer, selbst nach der Entspannung in der Turbine, zeigt. Diese Unterkühlung muss dann zunächst durch Erwärmung bis zum Siedepunkt aufgehoben werden, was eine zusätzliche Wärmezufuhr erfordert.

Nebeninfo: Eine konstruktive Verbesserung, um diesen Effekt zu vermindern, wäre die Führung der Kondensatleitung im Innern der Dampfleitung, oder als Doppelrohr um die Dampfleitung herum. Damit würde eine Art Vorwärmung erreicht, und gleichzeitig Isolation gespart.

In der Kondensatleitung setzt das Medium die Lageenergie nach unten in Druckenergie um, die an der Turbine als Arbeit entnommen wird. Dabei wird der Druck bis auf den Druck im Verdampfer reduziert.

Der Druck vor der Turbine ist gegenüber dem Fuß der Dampfleitung höher, obwohl der Betrag der Lageenergie bzw. der Hubarbeit einander gleich sind. Druckenergie oder Volumenarbeit ist aber immer das Produkt aus Volumen und Druck, so dass das größere Volumen des Dampfes einen kleineren Druckunterschied, das kleinere Volumen einer Masseeinheit Flüssigkeit einen höheren Druckunterschied aus der gleichen Arbeit erzeugt.

Um also einen Druckunterschied über die Turbine zu erreichen, muss daher im Verdampfer eine Verdampfung stattfinden, bei der sich das Volumen und so auch die Dichte nennenswert ändern. Sonst würde der Druck der aufsteigenden Säule den Druckgewinn der absteigenden Säule kompensieren. Daher ist ein Betrieb des Kreises in der Nähe des kritischen Punktes eines Mediums, wo sich bei der Verdampfung das Volumen nicht ändert, in der vorliegenden Anordnung wenig sinnvoll.

3.2 Der Wirkungsgrad des Prozesses

Der Wirkungsgrad η des Prozesses bestimmt sich aus dem Verhältnis der erlangten mechanischen Arbeit der Turbine zur eingesetzten Wärmemenge Q am Verdampfer:

$$\eta = \frac{W_{ab}}{Q_{zu}}$$

In der qualitativen Betrachtung wurde dargestellt, dass die an der Turbine günstigstenfalls abzurufende mechanische Arbeit in dem Äquivalent der Hubarbeit besteht, die vorher am Dampf verrichtet wurde.

Für 1 kg umgesetztes Medium über eine Höhe z gilt für die Lageenergie (potentielle Energie) E_{pot} wie die Hubarbeit W gleichermaßen:

$$E_{pot} = W = m \cdot g \cdot z$$

Dabei ist m die umgesetzte Masse, hier 1 kg, und $g = 9,806 \text{ m/s}^2$ die Fallbeschleunigung.

Für eine Leitung mit 100 m Höhe ergibt sich für 1 kg:

$$W = 1 \text{ kg} \cdot 100 \text{ m} \cdot 9,806 \text{ m/s}^2 \approx 981 \text{ J} \approx 1 \text{ kJ}$$

Ein Massenstrom von 1 kg/s entspricht folglich bei ca. 100 m Höhendifferenz 1 kW.

Bei 1000 m Höhendifferenz beträgt diese Leistung folglich 10 kW. Für eine Leistung von 1 MW muss der Massenstrom dabei 100 kg/s betragen.

Zu bemerken ist, dass die Arbeit unabhängig von der Dichte des Mediums immer den gleichen höhenabhängigen Wert annimmt, da sich die Berechnung auf 1 kg Masse bezieht, unabhängig davon, welches Volumen diese Masse einnimmt.

Dieser Massenstrom muss im Verdampfer vollständig verdampft werden. Die dazu notwendige Wärme, zuzüglich der Wärme zur Überwindung einer vorhandenen Unterkühlung nach der Turbine, stehen beim Wirkungsgrad unter dem Bruchstrich.

Wasser bei 100 °C, d. h. unter Atmosphärendruck im Verdampfer, hat eine Verdampfungswärme von 2266 kJ/kg. Setzt man diesen Wert in die Formel für den Wirkungsgrad, so ergibt sich für eine 100 m hohe Anlage:

$$\eta = \frac{W_{ab}}{Q_{zu}} = \frac{1 \text{ kJ}}{2266 \text{ kJ}} = 0,000441 \approx 0,044 \%$$

Eine Verzehnfachung des Höhenunterschiedes auf 1000 m verzehnfacht den Wirkungsgrad auf 0,44%.

Würde diese Wärme mit einer Kältemaschine entnommen, die mit 1 kW elektrischer Leistung 4 kW Wärme pumpt, müsste diese Maschine am Kondensator pro kg/s Wasser noch 2265 kJ/s an Wärme entnehmen. 1 kJ/s (für 1000 m: 10

kJ/s, dort also 2256 kJ/s abzuführen) steckt bereits in der Hubarbeit des Dampfes.

Damit müsste die elektrische Leistung der betrachteten Maschine ca. 565 kW betragen, um theoretisch 1 bzw. 10 kW aus der Turbine zu entnehmen.

Nach diesem Ergebnis wird die Idee, Wasser als Kühlmittel zu verwenden, nicht weiter verfolgt.

Ebenso wird die Verwendung einer Kältemaschine zur Wärmeabfuhr in der Folge nicht weiter betrachtet, es sei denn ein Kältemittel offerierte einen Wirkungsgrad von ca. 25% und mehr.

3.3 Abschätzung der Wirkungsgrade anderer Medien

Um das Potential, was in dem Prozess steckt, mit anderen Kältemitteln zu erschließen, wird im Folgenden eine grobe Abschätzung der zu erzielenden Wirkungsgrade in möglichen Arbeitsbereichen von Druck und Temperatur vorgenommen.

Als Arbeitsbereich wird eine Temperatur um 30°C - 40°C angenommen, bedingt durch eine technisch machbare Wärmeabfuhr in die Umgebung, z.B. über Luftkühler.

Wie bereits oben dargestellt, bestimmt der Druck, der sich im Kondensator zu der jeweiligen Temperatur gemäß den Umgebungsbedingungen einstellt, wiederum den Druck und die Temperatur im Verdampfer. Durch den vergleichsweise geringen Energieverlust des Dampfes auf dem Weg nach oben verändert sich auch die Temperatur des Dampfes nur um wenige Grad.

3.3.1 Das verbotene Kältemittel Dichlordifluormethan (R12)

Das Kältemittel R12, welches in der Studie von Prof. Kiefer genannt wird, unterliegt wegen seiner Wirkung auf die Ozon-Schicht nach dem Montreal-Protokoll von 1987 einem Herstellungs- und Verwendungsverbot. Dieses Medium soll dennoch als Modellfall betrachtet werden, verfügte es doch über einige förderliche Eigenschaften:

- ◆ Die Dichte liegt am Siedepunkt bei ca. 1,4 kg/l, also über der Dichte von Wasser, was ermöglicht geringere Strömungsgeschwindigkeiten oder einen höheren Massendurchsatz bei gleichem Leitungsquerschnitt
- ◆ Die Siedetemperatur kann durch den Gesamtdruck der Anlage, der sich aus dem Zusammenspiel von Wärmezufuhr und Wärmeabfuhr einstellen ließe, an die verfügbare Wärmesenke, z. B. mit 30 °C Kondensatortemperatur, angepasst werden
- ◆ Eine Verdampfungsenthalpie von 130 kJ/kg bei 35 °C würde im Vergleich zu Wasser bei ca. 1/20 liegen.

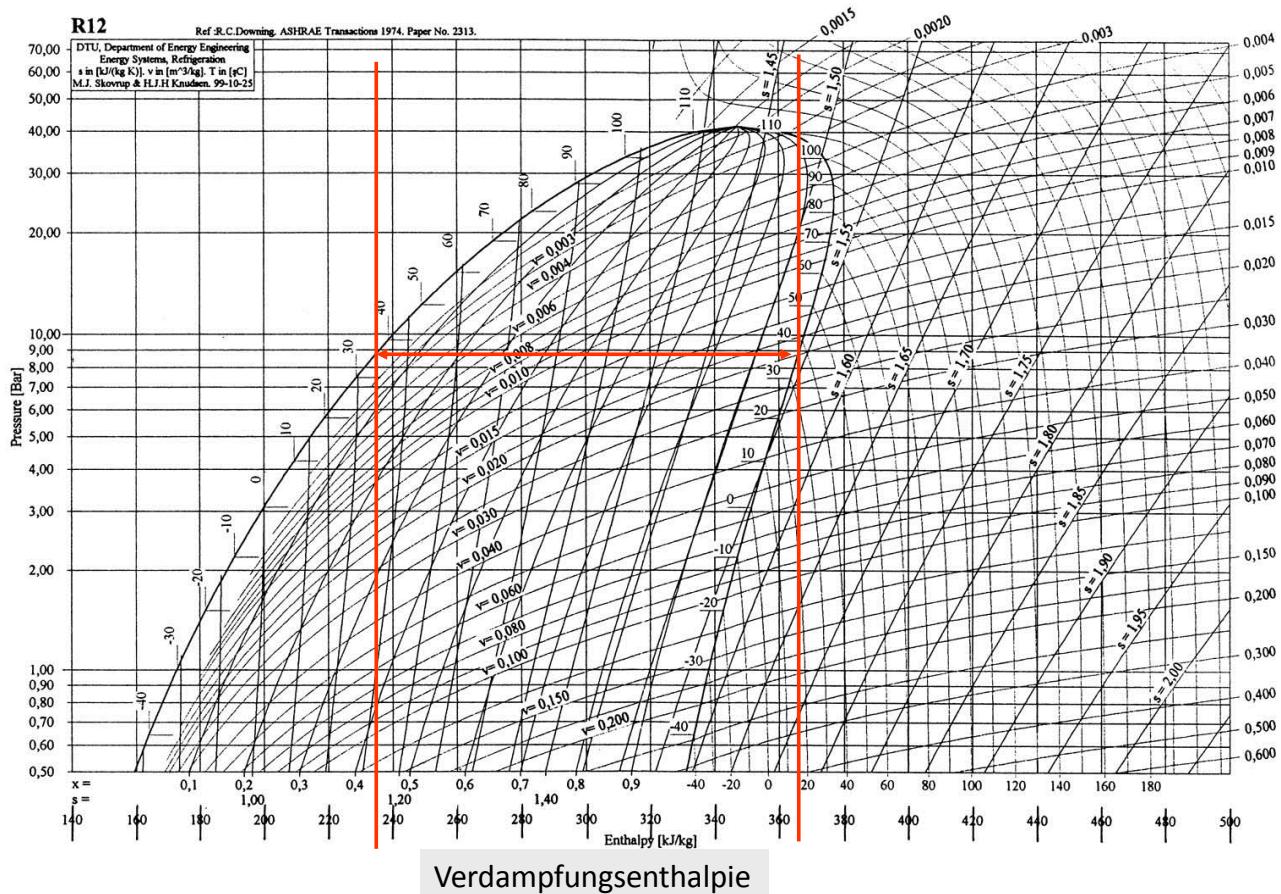
Damit würde bei einem Einsatz von 130 kW Heizleistung ein Massenstrom von 1 kg/s erreicht werden. Auch hier entspricht dieser Massenstrom bei einer Höhe von 100 m einer Leistung von 1 kW.

$$\eta_{R12,100\text{ m},30^\circ\text{C}} = \frac{W_{ab}}{Q_{zu}} = \frac{1\text{ kJ}}{130\text{ kJ}} = 0,00769 \approx 0,77\%$$

Nicht berücksichtigt ist hier allerdings, dass am Eintritt des Verdampfers eine merkliche Unterkühlung vorliegt, die zusätzliche Wärme zum Erreichen des Siedepunktes erfordert.

Auch hier würde sich eine Verzehnfachung des Höhenunterschiedes positiv auswirken. Allerdings verstärkt sich der Unterkühlungseffekt, so dass nicht linear auf ca. 7,7 % Wirkungsgrad extrapoliert werden sollte.

3.3.1.1 p-h-Diagramm von Dichlordifluormethan (R12)



Ablesen der Verdampfungsenthalpie bei ca. 35 °C: 130 kJ/kg.
 (aus
<http://www.itcmp.pwr.wroc.pl/~kriogen/Wyklady/PodsChlod/wykresy/R12.jpg>)

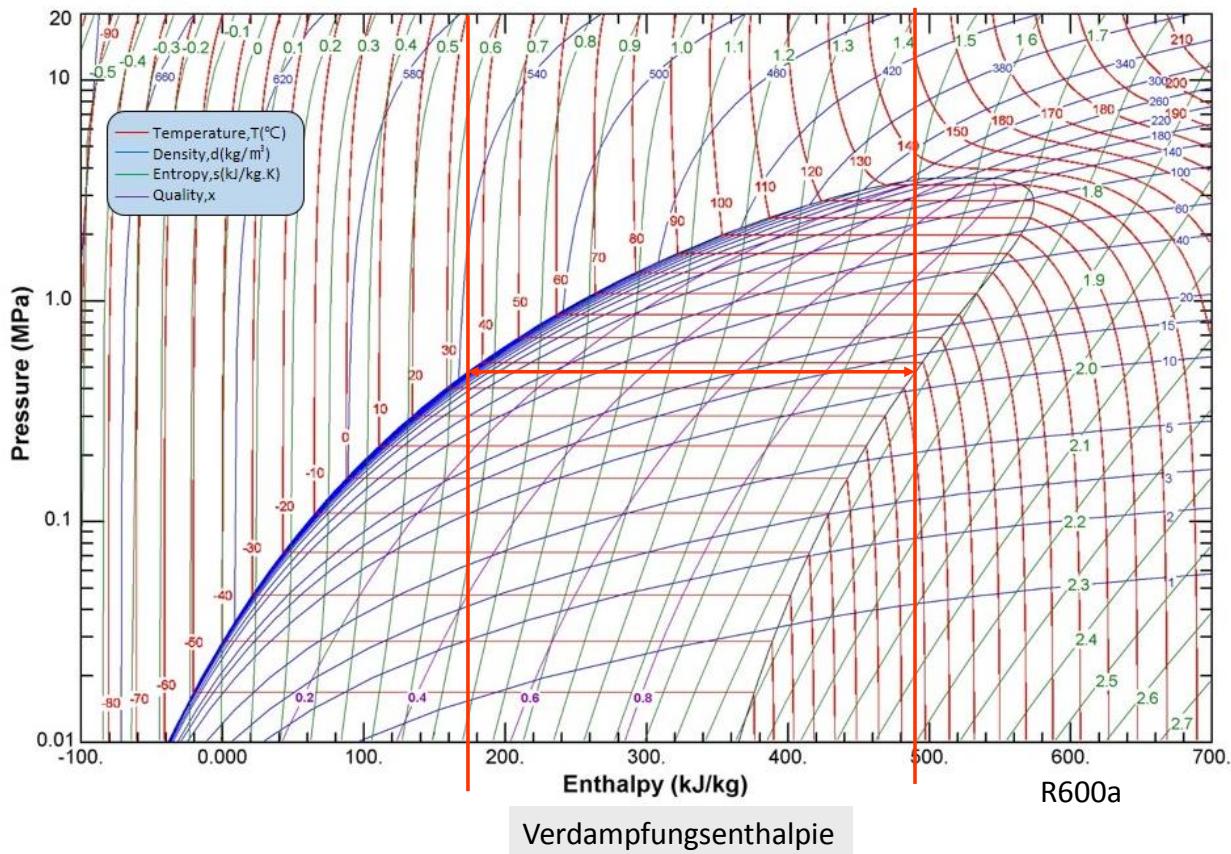
3.3.2 Das Kältemittel Isobutan (R600a)

Isobutan (R600a) hat bei ca. 30-40°C eine Verdampfungswärme von ca. 310 kJ/kg. Es gilt als umweltverträglich. Der maximale Wirkungsgrad für eine Anlage mit 100 m Höhe liegt im Bereich von

$$\eta_{R600a,100\text{ }m,30^\circ\text{C}} = \frac{W_{ab}}{Q_{zu}} = \frac{1\text{ }kJ}{310\text{ }kJ} = 0,00322 \approx 0,32\text{ \%}$$

Auch hier würde der Wert durch ein 1000 m -Fallrohr im einstelligen Prozentbereich liegen, aber unter 3,2%.

3.3.2.1 p-h-Diagramm von Isobutan (R600a)



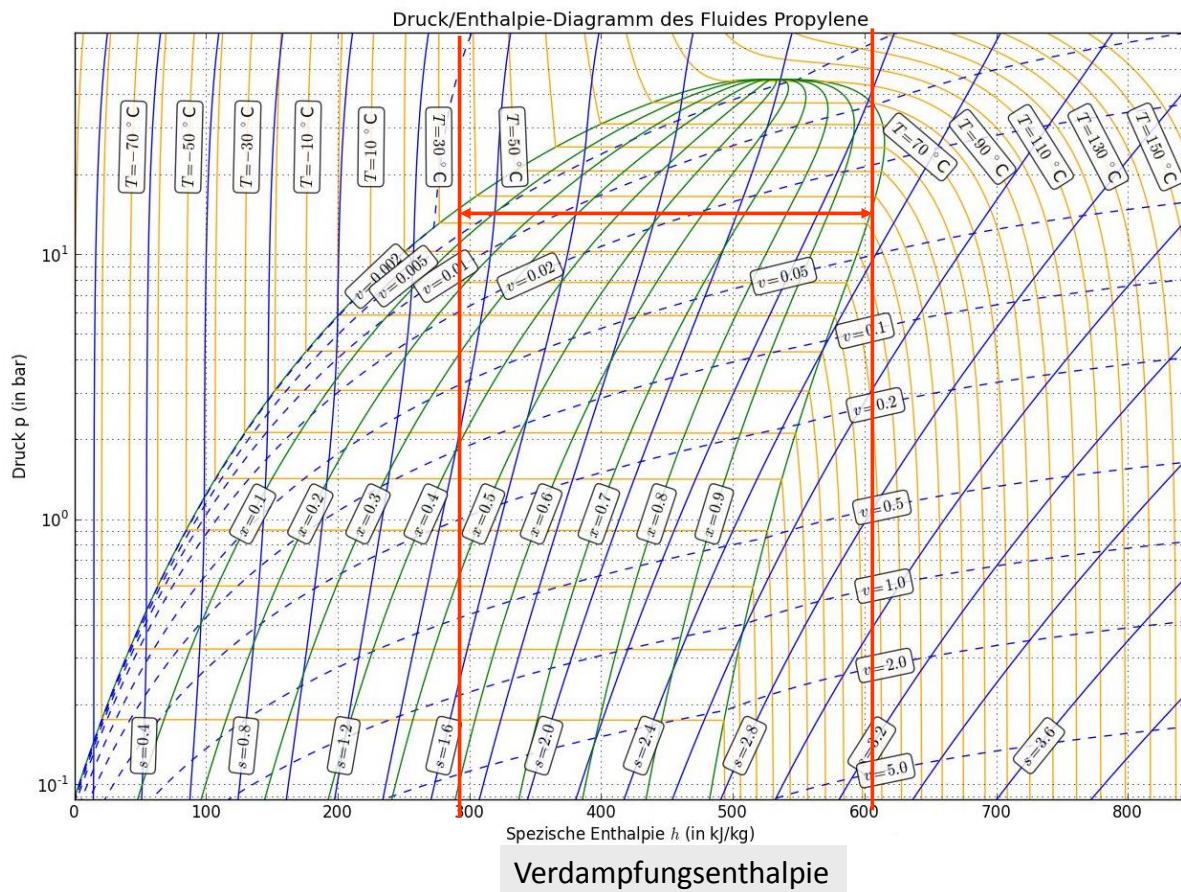
p-h-Diagramm von R600a mit Verdampfungsenthalpie bei ca. 35 °C: ca. 310 kJ/kg
(Quelle: <http://www.oz-chill.com/wp-content/uploads/2014/02/OZ-600a-Enthalpy-Chart.jpg>)

3.3.3 Das Kältemittel Propylen (R1270)

Propylen ist ebenfalls ein vergleichsweise umweltverträgliches Kühlmittel. Seine Verdampfungswärme beträgt bei 30 -40 °C ebenfalls ca. 300 -320 kJ/kg.

Damit können die Werte über den Wirkungsgrad vom Isobutan übernommen werden.

3.3.3.1 p-h-Diagramm von Propylen



p-h-Diagramm von Propylen (R1270) mit Verdampfungsenthalpie bei 35 °C
ca. 310 kJ/kg
(von <https://4.bp.blogspot.com/-p7qINrFEvTg/VtSdSr0SqPI/AAAAAAAABpU/UI8LVj0aXp0/s1600/Diagramm%2Bvon%2BPropylene.png>)

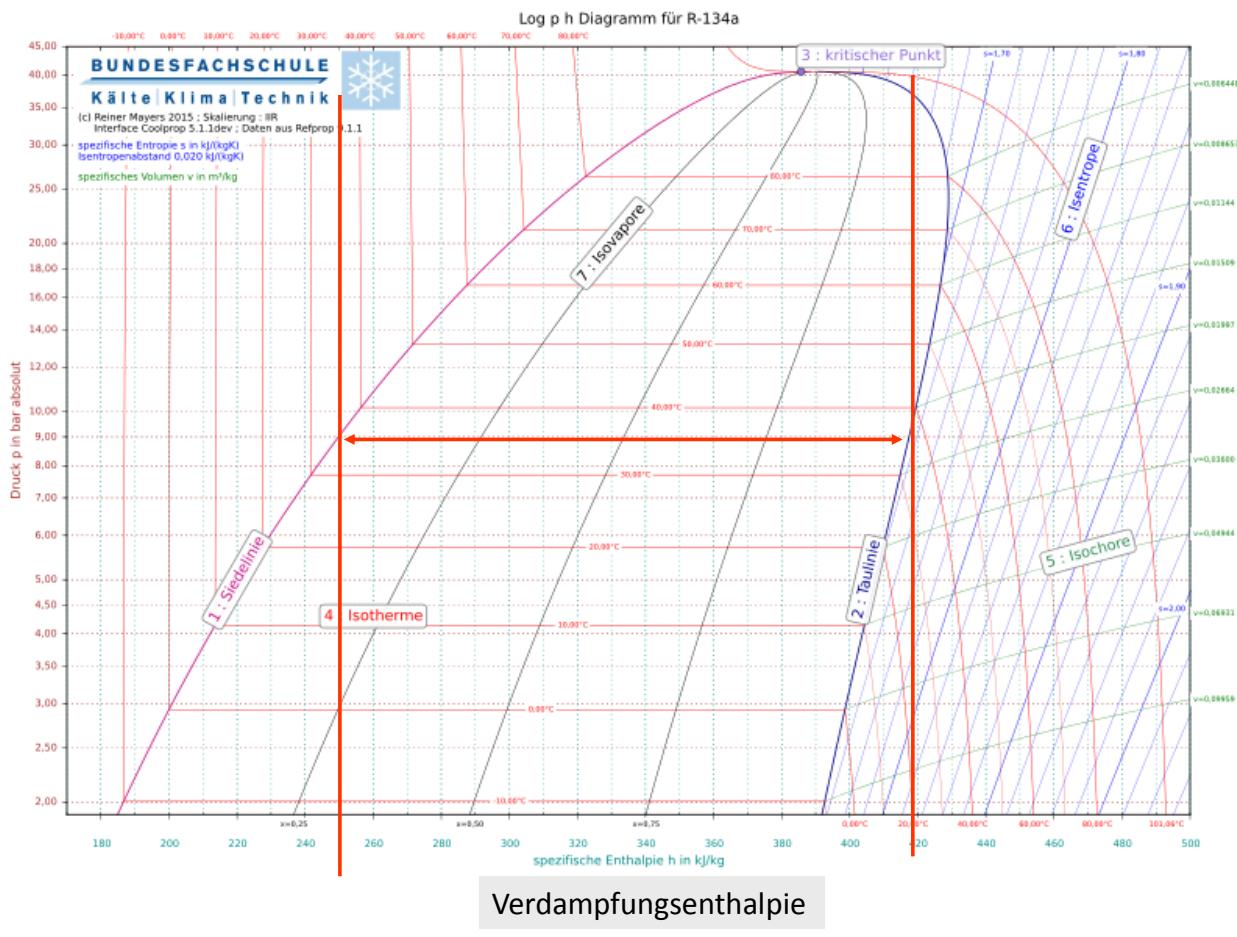
3.3.4 Das Kältemittel 1,1,1,2-Tetrafluorethan (R134a)

Das Kältemittel R134a unterliegt in der EU inzwischen ebenfalls Einschränkungen. Seine Verdampfungswärme im interessierenden Temperaturbereich von 30-40°C liegt bei ca. 170 kJ/kg. Damit errechnet sich

$$\eta_{R134a, 100\text{ m}, 30^\circ\text{C}} = \frac{W_{ab}}{Q_{zu}} = \frac{1\text{ kJ}}{170\text{ kJ}} = 0,00588 \approx 0,59\%$$

Der Vergleich mit den umweltverträglichen Alternativen illustriert die Herausforderungen, vor denen die Kältemaschinenhersteller durch das Verbot wirksamer Kältemittel stehen.

3.3.4.1 p-h-Diagramm von R134a



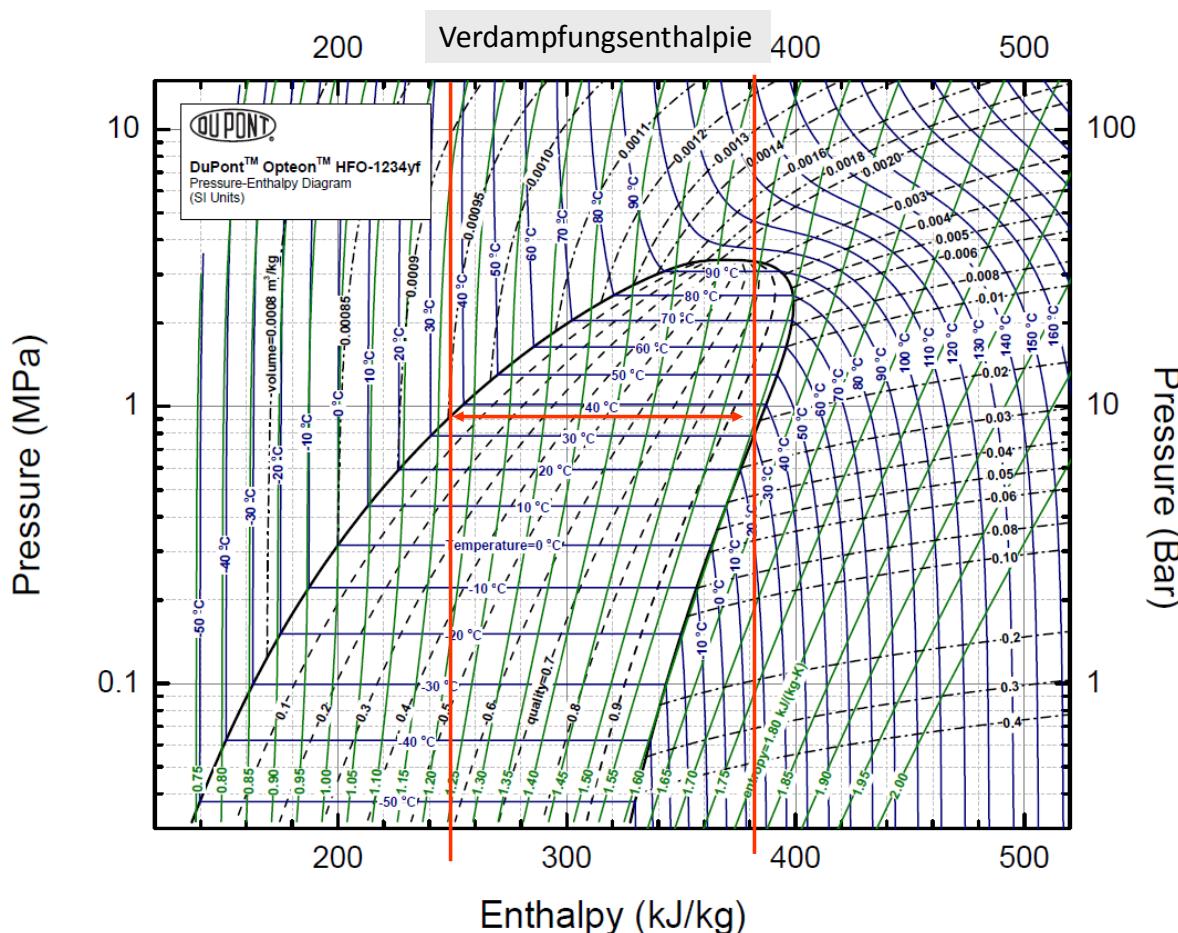
p-h-Diagramm von R134a: Verdampfungsenthalpie ca. 170 kJ/kg
(aus: <https://de.wikipedia.org/wiki/Druck-Enthalpie-Diagramm>)

3.3.5 Das Kältemittel 2,3,3,3-Tetrafluorpropen(R1234yf)

Das Kältemittel R1234yf soll wegen seiner Klimaverträglichkeit andere Kältemittel ersetzen. Im interessierenden Temperaturbereich beträgt die Verdampfungswärme ca. 130 kJ/kg. Damit erscheint ein Wirkungsgrad ähnlich dem Wert für R12 möglich:

$$\eta_{R1234yf, 100 m, 30^\circ C} = \frac{W_{ab}}{Q_{zu}} = \frac{1 \text{ kJ}}{130 \text{ kJ}} = 0,00769 \approx 0,77 \%$$

3.3.5.1 p-h-Diagramm von Tetrafluorpropen



p-h-Diagramm von R1234yf: Verdampfungsenthalpie 130 kJ/kg
<http://www.gazechim-froid.fr/site/wp-content/uploads/2013/12/Diagramme-enthalpique-R-1234yf-SI.pdf>

3.3.6 Gemische aus Ammoniak und Wasser

Ein Gemisch aus Ammoniak und Wasser, wie es beim Kalina-Prozess zum Einsatz kommt, ist in der vorliegenden Anordnung nicht verwendbar. Der Kalina-Prozess schöpft seine Vorteile aus der verstärkten Verdampfung des Ammoniak bei besserer Anpassung der jeweiligen Fluidtemperaturen an die Temperaturen der Wärmetauscherfläche, im Verdampfer wie im Kondensator. Dieser Ammoniak wird als Gas über eine Turbine geleitet, bevor er wieder mit Wasser gemischt wird. Das durch die Lösung erwärmte Gemisch wird in einem speziellen Vorwärmer (Rekuperator) abgekühlt und einem Kondensator zugeführt.

In der vorliegenden Anordnung würde im Dampfrohr vorzugsweise Ammoniak aufsteigen, aber kaum Wasser. Damit entfiele die Hubarbeit an dem Wasser, die nach dem Kondensator im Fallrohr an der Turbine abgerufen wird.

Folglich ist ein Ammoniak-Wasser-Gemisch für den vorgeschlagenen Aufbau ungeeignet.

4 Quantitative Betrachtungen

4.1 Die Enthalpie zur Verfolgung der Energiebilanz

Zunächst gilt es, eine geeignete physikalische Größe für die Beschreibung des Transportes und der Übergabe der Energie im Kühlmittel und den Veränderungen entlang seines Weges auszuwählen. Eine geeignete mathematische Beschreibung ist unerlässlich, da die menschliche Vorstellung sich leicht täuschen lässt.

Eine besondere Herausforderung besteht, bei der Anwendung des Energieerhaltungssatzes in einem System festzulegen, welche Energieanteile dem Medium zugerechnet werden, und welche Teile der Energie an anderer Stelle im System bilanziert werden müssen.

So kann besonders die Druckenergie in einem Volumen beim Medium selbst verrechnet werden, oder aber eine Vergrößerung des Volumens als Energieabgabe an die Umgebung betrachtet werden, die beim Schrumpfen wieder aus der Umgebung aufgenommen wird. Im ersten Fall spricht man von der Enthalpie als Energiegröße, im zweiten Fall von der inneren Energie des Mediums.

Entsprechend lautet die Definition der Enthalpie

$$\text{Enthalpie } H = \text{innere Energie } U + \text{Druckenergie } p \cdot V$$

Für die Bilanzierung der Energie in einen geschlossenen Kraftwerksprozess, unabhängig vom verwendeten Kühlmittel, hat sich die Enthalpie bewährt.

Diese Größe hat für die Analyse des Kreisprozesses einer Wärmekraftmaschine zwei spezielle praktische Vorteile:

1. **Isotherme Expansion und Kompression** in Verdampfern und Kondensatoren:

Bleiben bei einem Wärmetausch der Druck und die Temperatur gleich, wie zum Beispiel beim Verdampfen in einem Kessel, wenn der entstehende Dampf gleich abgeführt wird und sich nicht staut, wird diese **Wärme bilanzmäßig direkt auf die Enthalpie aufgeschlagen**, ohne dass die Ausdehnung des Volumens als „Volumenarbeit“ abgezogen wird, wie es bei der Betrachtung der inneren Energie der Fall ist.

Umgekehrt wird bei der Kondensation als isotherme Kompression die abgeführte Wärme direkt von der Enthalpie abgezogen. Die Aufnahme von Volumenarbeit aus der Umgebung, was das Wort „Kompression“ suggeriert, wird nicht bilanziert, da das Medium diese Arbeit vorher auch nicht abgegeben hatte.

Nebeninfo: Das klingt nach einem Trick, aber die physikalische Gleichwertigkeit dieser Betrachtungen mit Hilfe verschiedener, „problemangepasster“ Energiebilanzgrößen ist mathematisch unbestechlich gesichert.

2. **Adiabatische Expansion und Kompression** in Turbinen und Pumpen:

Wird keine Wärme (z.B. auch durch Reibung) ausgetauscht, geht jede **Arbeit direkt in die Enthalpie des Kühlmittels ein**, sei es als zugeführte Pumpenarbeit positiv wie als entnommene Turbinenarbeit negativ. Was noch überzeugender ist: kennt man die Dichte und Masse des Mediums, kann man aus der Druckdifferenz über eine Pumpe direkt die Pumpenleis-

Druckenergie. Volumenarbeit, innere Energie und Enthalpie

Praktische Vorteile der Enthalpie

tung berechnen. Was darüber hinaus an elektrischer Leistung benötigt ist, sind dann Verluste. Oder im Fall einer senkrecht durchflossenen Röhre: die Energie zum Heben einer Kühlmittelmasse geht mit der Hubarbeit zu Lasten der Enthalpie, der Gewinn der Enthalpie in der fallenden Röhre entspricht bei Vernachlässigung der Reibung genau dem Gewinn an Druckenergie aus der Lageenergie, sichtbar am zunehmenden Druck in der Tiefe.

Verständlich also, dass Prozesse im Kraftwerksbereich vorzugsweise mit der Enthalpie beschrieben werden, da sich in den meisten Fällen Arbeit und Wärmeaustausch gut gedanklich trennen lassen. So auch beim vorliegenden System.

4.2 Wärme, Temperatur und Entropie

Wärme ist eine Form der Energie, und sie lässt sich in Einheiten der Energie, wie z. B. der Kilowattstunde angeben. Ebenso wird eine Wärmeleistung in Megawatt (MW) angegeben. Wir bezeichnen **Wärme** oft mit dem Symbol **Q**.

Unglücklicherweise suggeriert das manchmal, dass 300 MW Wärme auch 300 MW elektrische Energie werden können, wenn nur der Energieerhaltungssatz, der erste Hauptsatz der Thermodynamik betrachtet wird.

Wärme an sich enthält aber keine Aussagekraft für ihre Nutzbarkeit: 300 MW, die wir in einem Kessel zuführen, sind an der Turbine durch die Druckenergie zumindest teilweise nutzbar, 300 MW, die in einem Kondensator vor ihrer Übergabe an das Kühlwasser stehen, nicht mehr.

Dieser scheinbare Widerspruch der unterschiedlichen Wertigkeit einer gleichen Wärmemenge für die Umwandlung in nutzbare Arbeit war den Erfindern und Forschern des 19. Jahrhunderts bewusst, so auch dem großen Thermodynamiker **Clausius**.

Zur Lösung dieses Problems bezog er die übertragene „Wärmemenge“ auf die absolute Temperatur (im Volksmund auch „Kelvin-Temperatur“ genannt), bei der die Übertragung stattfand, und definierte so eine neue Größe, die **Entropie S**.

Nebeninfo: Die absolute Temperatur erhält man durch Addition von 273,13 zur Celsius-Temperatur. Eine Zimmertemperatur von 20 °C beträgt also 293,13 K. Wasser kocht unter Normaldruck bei 373 K.

Alle späteren Deutungen der Entropie, z.B. über die „Unordnung“ in einem System oder den Informationsgehalt, die in der populärwissenschaftlichen Literatur heiß diskutiert werden, haben lange nicht die Anschaulichkeit dieser ursprünglichen und natürlich weiterhin gültigen Definition.

Die **Änderung der Entropie** eines Systems errechnet sich aus der übertragenen **Wärmemenge, geteilt durch die Temperatur** des Systems.

Oder umgekehrt: die Änderung der Entropie multipliziert mit der Temperatur ist die ausgetauschte Wärme. In einer Formel geschrieben:

$$Q = T \cdot \Delta S$$

Je höher die Temperatur, umso geringer ist die Entropiezunahme einer gleichen Wärmemenge, und umso technisch wertvoller ist die übertragene Wärme.

Die erste Konsequenz ist die Betrachtung eines Wärmeaustausches: da die ausgetauschte Wärme zwar betragsmäßig gleich ist (eine Konsequenz der Energieerhaltung), führt jede Übertragung von Wärme aus einem System höher Temperatur in ein System tieferer Temperatur zwangsläufig zur „Entwertung“ der Wärme. Daher werden Wärmetauscher so konstruiert, dass das Temperaturgefälle so klein wie technisch sinnvoll erreichbar gehalten wird, d.h. die Entropiezunahme für die ausgetauschte Wärme ist gering.

Nebeninfo: Der Kalina-Prozess hat seine Vorteile besonders bei kleinen Temperaturspannen zwischen Wärmequelle und Wärmesenke, z.B. bei der Geothermie, da die unvermeidlichen Entropiezunahmen bei Wärmeübertragung durch das Wasser-Ammoniak-Gemisch reduziert werden.

Eine weitere wichtige Konsequenz für Wärmekraftmaschinen ist die einfache Regel: man nehme Wärme mit einer hohen Wertigkeit, d.h. mit einer hohen Temperatur und einer geringen Entropiezunahme, in den Kreislauf auf, und gebe sie nur mit einer geringen Wertigkeit ab, das bedeutet auf einer geringeren Temperaturstufe. Dazwischen muss sie Arbeit verrichten. Je größer der Temperaturunterschied, umso effizienter kann die Wärme in Arbeit umgewandelt werden.

Für den vorliegenden Kreislauf ist die Entropie noch aus einem anderen Grund wichtig: nach einem Umlauf hat das Kilogramm Wasser bei gleicher Temperatur und gleichem Druck und gleicher Enthalpie genau wieder die gleiche Entropie wie vor dem Umlauf. Die Entropie ist eine Zustandsgröße, zu jedem Zeitpunkt, unabhängig von der Vorgeschichte, eindeutig festgelegt durch die anderen thermodynamischen Variablen. Entlang eines stationären Kreisprozesses müssen sich daher alle Änderungen der Entropie aufheben.

Das gerade kennzeichnet einen stationären Kreisprozess: sind alle Temperaturen und Drücke eingespielt (im Kraftwerk spricht man von „die Parameter schreiben Strich“), kann auch auf die Entropie, die Dichte, die Enthalpie usw. an jedem Punkt des Kreislaufes geschlossen werden. Sichtbar wird das in den jeweiligen Wärmeschaltplänen.

4.3 Die Enthalpiebilanz des Modellprozesses

Wie bereits oben beschrieben, kann der Energietransport in einem Prozessmedium, wie Wasser oder Butan, durch die jeweilige Enthalpie H verfolgt werden, so auch im vorgeschlagenen Kreisprozess.

Durch Wärmeaufnahme im Verdampfer steigt die Enthalpie um den Betrag der Wärmemenge, durch das Heben der Dampfsäule verrichtet das Medium Arbeit, und entspannt sich dabei bis auf den Kondensatordruck. Dabei nimmt die Enthalpie des Mediums ab.

Im Kondensator wird weiter Enthalpie entnommen, wodurch das Medium sich verflüssigt. In der Flüssigkeitssäule nimmt nach unten hin der Druck zu, wodurch das Medium durch die Druckenergie aus dem Schwerefeld der Erde wieder an Enthalpie gewinnt.

Über die Turbine verrichtet das Medium Arbeit. Seine Enthalpie fällt um den Betrag der Arbeit.

Mit der verbliebenen Enthalpie tritt das Medium wieder in den Verdampfer ein, und der Kreislauf beginnt von neuem.

Um zu Zahlenwerten für die entnehmbare Arbeit und die eingesetzte Wärme zu kommen, ist nun ein Minimum an Formelwerk unerlässlich.

Eine Änderung der Enthalpie, ΔH , kann einerseits durch Wärme $Q=T \Delta S$ oder durch die Arbeit $W=V \Delta p$ erfolgen, in Formeln

$$\Delta H = Q + W = T \Delta S + V \Delta p$$

Nebeninfo: Warum stehen keine Delta-Symbole vor Q und W ? Es sind keine Zustandsgrößen, sondern Prozessgrößen. Es handelt sich also bereits per se um Änderungen am Prozess.

Diese Bilanzierung funktioniert besonders einfach, wenn bei den Änderungen jeweils entweder der Druck gleich bleibt, was bei der Verdampfung der Fall ist, oder keine Wärme abgegeben wird, wodurch die Entropie gleich bleibt. Dann verschwinden die entsprechenden Beiträge der Arbeit oder der Wärme in der Enthalpiebilanz.

Bequem ist auch für die Bilanzierung der Arbeit, wenn das Volumen bei Druckänderung gleich bleibt. Das ist bei Flüssigkeiten im Allgemeinen der Fall, so z.B. in der fallenden Flüssigkeitssäule. Für den Dampf müssen wir uns später ggf. anders behelfen.

Zuletzt sei noch bemerkt, dass wir alle Vorgänge erst einmal auf ein Kilogramm Medium beziehen, was im Kreis umläuft. Durch Multiplikation kann später leicht auf die ganze Masse extrapoliert werden. In den Formeln kommt das durch kleine Buchstaben für die spezifische Enthalpie h , die spezifische Entropie s und das spezifische Volumen v zum Ausdruck:

$$\Delta h = T \Delta s + v \Delta p$$

Nun gelte noch: Der Zusatz h' bezeichnet den flüssigen Teil, h'' den gasförmigen Zustand des Kühlmittels, was besonders bei Verdampfung und Kondensation zu beachten.

Folgen wir im weiteren der spezifischen Enthalpie des Kühlmittels.

Der Punkt der geringsten Enthalpie h ist nach der Turbine vor Eintritt in den Verdampfer. Von der Temperatur her ist in der Patentschrift treffend bemerkt worden, dass die Unterkühlung des Mediums vorher im Kondensator so gering wie möglich gehalten werden soll, was ein bekanntes Effizienzgebot ist, und so soll der Eintritt vereinfacht nahezu mit der Sättigungstemperatur erfolgen.

Also tritt das Kühlmittel in den Verdampfer mit der spezifischen Enthalpie h'_v ein (V für Verdampfer), und verlässt es mit h''_v .

Die Differenz ist die zugeführte spezifische Verdampfungsenthalpie r_{zu} . Diese Größe ist, abhängig von der Temperatur, für alle verwendeten Kühlmittel tabelliert.

Nebeninfo: Für Wasser bei 1 bar/100 °C beträgt r ca. 2266 kJ/kg, bei 70 bar/286°C nur noch 1506 kJ/kg.

Für das inzwischen verbotene Kühlmittel R12 hat Prof. Kiefer die Verdampfungsenthalpie in einer Grafik dargestellt.

Der Dampf aus dem Verdampfer hat also seine Enthalpie mit der Vergrößerung der Entropie erhalten:

$$\bar{h}_V = h'_V + T_V \cdot \Delta s_V = h'_V + r(T_V)$$

Dabei ist die Temperatur eine gut zu messende Größe. Die Größe r ist die häufig tabelliert verfügbare Verdampfungsenthalpie des verwendeten Mediums.

Nun steigt der Dampf auf. Wie bereits bei der Einführung der Enthalpie ange deutet: um die Änderung des Volumens oder ähnliche Dinge brauchen wir uns nicht zu kümmern, so lange wir jeden Wärmeaustausch aus dem Dampf mit der Umwelt vermeiden. Die Patentschrift äußert sich diesbezüglich klar: eine gute Isolation wird angestrebt.

Damit kann die Hubarbeit für das Kilogramm Dampf direkt von der spezifischen Enthalpie abgezogen werden. Am Ende eines Hubweges von z (die Höhe kann leider nicht mit h bezeichnet werden, wegen der Verwendung für die Enthalpie) wurden an Hubarbeit aufgewendet:

$$\Delta E = m \cdot g \cdot z$$

Der Buchstabe g steht für die Erdbeschleunigung von $9,81 \text{ m/s}^2$. Wenn die Masse m auf 1 kg normiert wird, folgt für die spezifische Enthalpie

$$\Delta h = - g \cdot z$$

Mit der Bezeichnung K für Kondensator folgt nun für die Bilanz

$$\bar{h}_K = \bar{h}_V - g \cdot z$$

Nun ist der Dampf aufgestiegen, und durch die verrichtete Hubarbeit ist ein Teil der Enthalpie entzogen worden. Gut so, weil diese Enthalpie nicht mehr im Kondensator abgeführt werden muss und in der erreichten Lageenergie gespeichert ist: in der fallenden Flüssigkeitssäule wird das Medium im weiteren Verlauf diesen Anteil der Energie zurückgewinnen und über die Turbine als Arbeit abführen können.

Die Qualität des Kühlmittels vor dem Kondensator verdient eine Bemerkung: mit der Abgabe von Enthalpie ist für jedes Kühlmittel eine Abkühlung verbunden.

Nebeninfo: Um wieder auf die Natur zurückzukommen: die aufsteigende feuchte Luft über dem Meer bildet die Wolken nicht, weil sie sich mit kälteren Luftsichten mischt (eine viel verbreitete Anschauung), sondern weil sie beim Aufsteigen mit dem fallenden Druck bzw. durch die Hubarbeit abkühlt. Wir kennen den Stauregen am Gebirge.

Umgekehrt gilt es beim Föhn: fällt die Luft an den Bergen nach unten, nimmt ihre Enthalpie zu: der Föhnwind ist trocken und warm.

Vermutlich liegt jetzt bereits ein sichtbarer Tröpfchengehalt vor, und die Temperatur ist gefallen. Höchste Zeit zum Kondensieren. Für die Wärmeabgabe gilt ideal:

$$h'_K = \bar{h}_K - T_K \cdot \Delta s_K$$

Da schon beim Aufsteigen eine teilweise Kondensation stattgefunden hat, kann nicht einfach die Kondensationsenthalpie $r_K(T_K)$ angesetzt werden. Der Aufwand zum Kondensieren ist für viele Kühlmittel aus dem Nassdampfgebiet geringer.

Bis zur Turbine holt sich das Medium durch Zunahme des Druckes die Enthalpie zurück, so wie sie beim Aufsteigen abgegeben hat:

$$h'_T = h'_K + g z$$

Mit dem Enthalpiegefälle über die Turbine als spezifische Arbeit w schließt sich endlich der Kreis bis vor den Verdampfer:

$$w = h'_T - h'_V$$

Nun setzen wir die vorangegangenen Formeln in diese letzte Formel ein:

$$\begin{aligned} w &= h'_K + g z - h'_V \\ w &= h''_K - T_K \cdot \Delta s_K + g z - h'_V \\ w &= h''_V - g z - T_K \cdot \Delta s_K + g z - h'_V \\ w &= h''_V - T_K \cdot \Delta s_K - h'_V \\ w &= T_V \cdot \Delta s_V - T_K \cdot \Delta s_K \end{aligned}$$

Wenig überraschend nach dem Energieerhaltungssatz folgt in der letzten Zeile, dass die Differenz aus im Verdampfer aufgenommener und im Kondensator abgegebener Wärme genau der Arbeit w entspricht, die ein Kilogramm Medium an der Turbine leisten kann.

Da bei Annahme der Verlustfreiheit die aufgenommene und abgegebene Entropie betragsmäßig gleich sein muss, um am Ende wieder zum Ausgangszustand zurückzukehren, ergibt sich für die nutzbare Arbeit

$$w = (T_V - T_K) \cdot \Delta s$$

Damit schließt sich der Kreis zu den oben gemachten Bemerkungen: der Temperaturunterschied zwischen der aufgenommenen und der abgegebenen Wärme ist die entscheidende Größe für die Ausbeute an Arbeit aus einem Wärmeprozess.

4.4 Beispiel für Wasserdampf

Nun ist es Zeit, mit diesen gewonnenen Formeln einige Zahlen zu erhalten, auch um die in den vorigen Kapiteln abgeschätzten Wirkungsgrade zu überprüfen..

Als Kühlmittel wird Wasserdampf bei 100 °C im Verdampfer betrachtet. Alle folgenden Werte sind einer programmierten Wasser-Dampf-Tafel entnommen.

Die Enthalpie h'' liegt für Sattdampf bei 100 °C bei 2675,57 kJ/kg.

Als Höhe der Leitung werden zunächst $z = 100$ m angenommen.

Nachdem der Dampf diese 100 m in die Höhe gestiegen ist, ohne Wärme abzugeben, hat er

- ◆ bei gleicher Entropie $s = 7,354 \text{ kJ/kg K}$ (kein Wärmeverlust) nur noch
- ◆ eine Enthalpie von $2674,762 \text{ kJ/kg}$ ($0,981 \text{ kJ} = g z$), damit nur noch
- ◆ eine Temperatur von $99,836^\circ\text{C}$.

Mit dieser Temperatur kondensiert er zu Wasser mit

- ◆ $s = 1,3052 \text{ kJ/kg K}$ und
- ◆ $h' = 418,41 \text{ kJ/kg}$.

Durch Absinken um 100 m steigt seine Enthalpie um $0,981 \text{ kJ/kg}$, der Druck damit bei gleicher Entropie auf ca. 10,42 bar. Das überrascht nicht weiter, da es der Druck einer 100 m hohen Wassersäule mit 100°C und einer entsprechend reduzierten Dichte von 959 kg/m^3 ist.

Setzen wir die obige Formel an, mit

$$w = (T_V - T_K) \cdot \Delta s$$

$$\Delta s = (7,354 - 1,305) \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}$$

$$T_V - T_K = (100 - 99,836) K$$

So erhalten wir $w = 0,992 \text{ kJ/kg}$.

Auch die plausible Berechnung mit $v dp$ für ca. 9,4 bar Differenzdruck ergibt nun eine Leistung $w = 0,98 \text{ kW}$ für einen Massenfluss von 1 kg/s .

Um eine Masse von 1 kg zu verdampfen, muss bei 100°C eine Wärme von 2266 kJ zugeführt werden.

Mit obiger Verdampfungsenthalpie von ca. 2266 kJ/kg ergibt sich eine Wärmeleistung von 2266 kW für einen Massenfluss von 1 kg/s .

Nebeninfo: $1 \text{ kJ} = 1 \text{ kW s}$
 $1 \text{ kJ/kg} = 1 \text{ kW/(kg s)}$

Der Wirkungsgrad dieses Prozesses liegt ideal folglich bei ca. $1/2266 = 0,044\%$.

Wird die Höhe z auf 1000 m erhöht, ergibt sich nach dem Aufstieg vor dem Kondensator eine Temperatur von $98,35^\circ\text{C}$. Das entspricht also erwartungsgemäß einer Verzehnfachung der Temperaturdifferenz und damit einer Verzehnfachung der nutzbaren Leistung (ohne Verluste zu berücksichtigen) und hebt den Wirkungsgrad auf 0,44%, also 0,0044.

Ein Vergleich mit dem (idealen) Wirkungsgrad eines Carnot-Prozesses bei gleichen Temperaturen ergibt:

$$\eta = 1 - \frac{T_u}{T_o} = 1 - \frac{273,13 + 98,35}{273,13 + 100} = 0,0044$$

Damit ist technisch bei Wasser als Kühlmittel in dieser Anordnung kaum mehr zu erreichen.

4.5 Nutzung eines anderen Wärmeträgers

Nach diesen Betrachtungen erscheint Wasser als Wärmeträger wenig sinnvoll.

Mehr Wirkungsgrad kann nur erreicht werden, wenn der Dampf beim Aufstieg durch die verrichtete Arbeit (nicht durch Wärmeabgabe), bereits Temperatur verliert. Diese Eigenschaft wird durch verschiedene höhermolekulare Kühlmittel möglicherweise besser bedient als durch Wasser.

Die Enthalpiereduzierung in der Dampfleitung wie auch die Enthalpierückgewinnung in der fallenden Leitung sind begrenzt auf

$$\Delta h = g \cdot z$$

Daher kann die Temperaturabsenkung während des Aufstieges nur durch einen großen Adiabatenkoeffizienten erreicht werden.

Andererseits entscheidet sich der Wirkungsgrad auch an der notwendigen spezifischen Verdampfungsenthalpie. Die Verdampfungs- bzw. Kondensationsenthalpie des Wärmeträgers muss in den Temperaturbereichen der Wärmequelle und der Wärmesenke so gering wie möglich sein.

Das spricht für den Betrieb knapp unterhalb des kritischen Punktes eines Kühlmittels.

4.5.1 Exemplarische Betrachtung von R1234yf

Anhand eines Druck-Enthalpie-Diagrammes soll nun ein möglicher Prozess vollständig dargestellt werden. Als aussichtsreichstes Kühlmittel wurde bereits R1234yf identifiziert. Weiterhin wird angenommen, dass der Prozess einen Bergwerksschacht mit ca. 1000 m Tiefe nutzen kann, wie er z.B. auf Zollverein in Essen existiert.

Als Temperaturbereich wird angenommen: das Kühlmittel wird bei einer Temperatur verdampft, die durch die verfügbare Wärmesenke aufgeprägt wird. Als Wärmesenke stehe über Tage Luft mit einer Temperatur von unter 10 °C im Winterhalbjahr zur Verfügung, so dass Temperaturen von ca. 20 °C als Endtemperatur im Kondensator erreichbar sind.

Der blaue Pfeil kennzeichnet diesen Vorgang im Diagramm. Der zugehörige Druck des Kühlmittels im Kondensator beträgt 6 bar.

Das grüne Rechteck ermittelt nun rückwärts für eine isentrope Enthalpieabnahme um 10 kJ/kg ($\Delta h = g \cdot z$) den Ausgangspunkt des Prozesses im Verdampfer. Die dünnen grünen Linien sind die Isentropen. Die Diagonale des grünen Rechtecks mit einer Basislänge von 10 kJ/kg (dem Verlust an Enthalpie über 1000 m) verläuft parallel zur Isentropen.

Für das Kühlmittel R1234yf ist bemerkenswert, dass die Isentrope nahezu parallel zur Satt dampf linie verläuft. Sogar eine leichte Tendenz zur Trocknung ist beim Aufsteigen zu beobachten. Daher sollte der Dampf den Verdampfer mit einer möglichst hohen Nässe verlassen. Das würde sogar geringfügig Verdampfungsenthalpie sparen.

Die Temperatur im Verdampfer beträgt folglich ca. 40 °C, der Druck liegt bei 10 bar. Allerdings ist die Genauigkeit der Verdampfertemperatur, die aus einer einzelnen Linie grafisch abgeleitet wird, vorsichtig zu bewerten.

In der kalten Säule findet eine adiabatische Kompression des flüssigen Kühlmittels statt. Die Zunahme des Druckes nach dem Kondensator wird durch das grüne gestrichelte Rechteck angedeutet.

Die Angabe des spezifischen Volumens mit 0,0009 m³/kg ergibt eine Dichte von ca. 1111 kg/m³, so dass auf dem Boden einer 1000 m hohen Säule ein Druck von ca. 109 bar zuzüglich Kondensatordruck herrscht, der über die Turbine auf 10 bar im Verdampfer reduziert wird (gelber Pfeil). Isentrope Verhältnisse angenommen, d.h. Verlustfreiheit der Energieumwandlung, befindet sich das Kühlmittel am Ausgang der Turbine links von der Satt dampf linie, ist also unterkühlt. Die Länge der beiden roten Abschnitte markiert den Gesamteinsatz an Enthalpie, um ein Kilogramm des unterkühlten Mediums zu verdampfen.

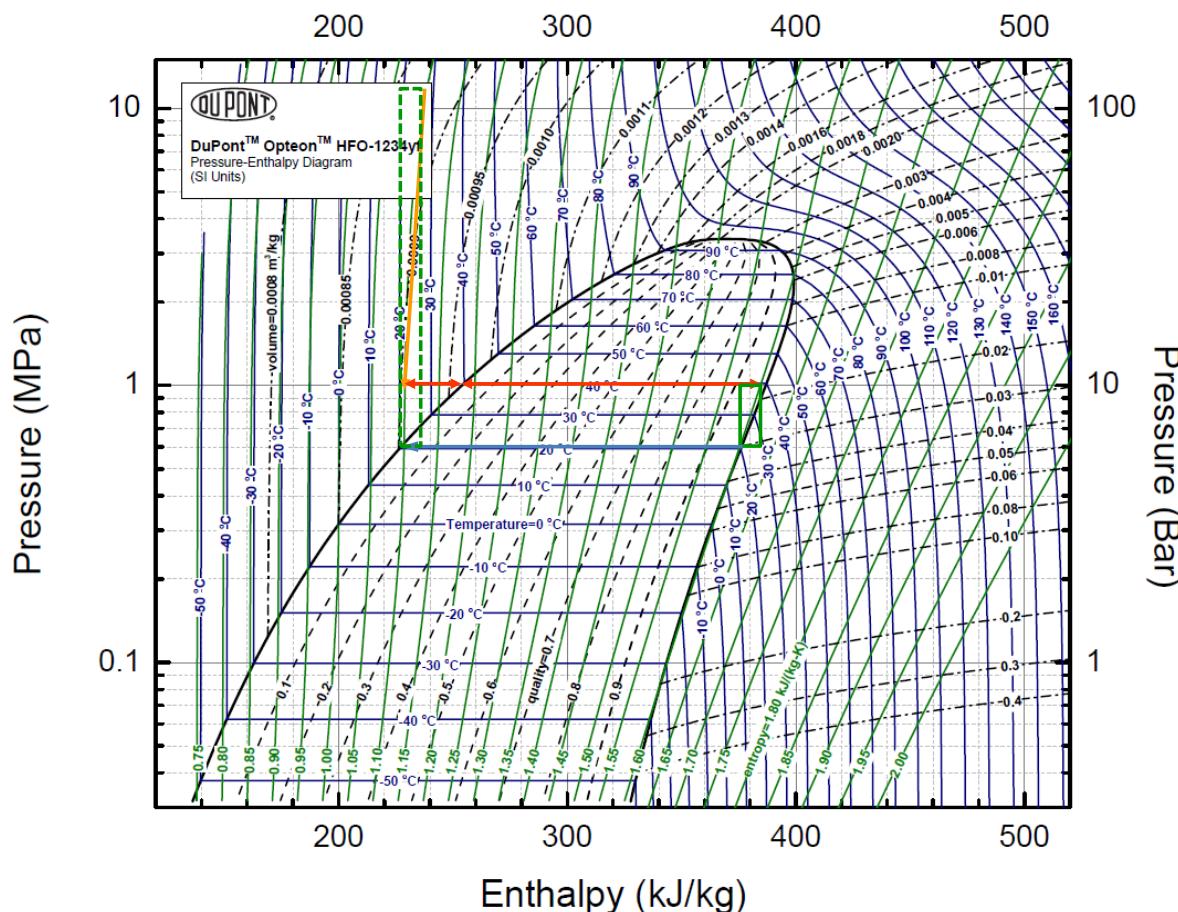


Abbildung: Beispiel für eine Prozessführung im p-h-Diagramm von R1234yf für einen Höhenunterschied von 1000 m

Bei einer Ausbeute von 9,81 kJ/kg aus der kalten Säule muss entsprechend der Gesamtlänge der roten Strecken 160 kJ/kg an Enthalpie aufgewendet werden

Daraus errechnet sich ein idealisierter Wirkungsgrad von

$$\eta_{R1234yf,1000\text{ m},} = \frac{W_{ab}}{Q_{zu}} = \frac{9,81\text{ kJ}}{160\text{ kJ}} = 0,0613 \approx 6,1\%$$

Der Vergleich mit dem Carnot-Wirkungsgrad ergibt, dass der Prozess sehr nahe am idealen Verlauf liegt:

$$\eta = 1 - \frac{293\text{ K}}{313\text{ K}} \approx 0,0639$$

Damit sind für diese Temperaturspanne thermodynamisch kaum noch Verbesserungen möglich. Allerdings ist der Aufbau einer Anlage über 1000 m Höhenunterschied mit einem teuren Kühlmittel eine technische und finanzielle Herausforderung.

4.6 Vergleich mit dem Einsatz einer Dampfturbine

Die Patentschrift vermerkt einen Wirkungsgradvorteil des Umsatzes durch die Flüssigkeitsturbine im Vergleich zu einer Dampfturbine. Das gilt möglicherweise für die Verluste bei der polytropen Prozessführung in der Turbine, sollte aber nicht auf den Wirkungsgrad der Gesamtanordnung verallgemeinert werden.

Daher soll nun die Konstruktion alternativ bewertet werden, wenn an Stelle der Flüssigkeitsturbine vor dem Verdampfer eine Dampfturbine vor dem Kondensator zum Einsatz käme.

Zum Vergleich werden zunächst die gleichen externen Parameter wie im obigen Fall angesetzt, d.h.

- ◆ Kondensattemperatur 20 °C
- ◆ Dampftemperatur 40 °C
- ◆ Prozessmedium R1234yf.

Auch hier soll zunächst von Verlustfreiheit ausgegangen werden.

Die Turbine entnimmt die Enthalpie diesmal adiabatisch (isen trop) auf der rechten Seite. Das entspannte Kühlmittel wird kondensiert und muss nun unter Aufwendung von Arbeit wieder verdichtet werden, um in den Kompressor zu gelangen.

Idealerweise kann zum Verdichten eine Pumpe verwendet werden, die mit der Turbine und dem Generator eine Welle teilt. Der steile Anstieg der Isentropen zeigt, dass nur ein geringer Teil der in der Turbine gewonnenen Enthalpie zur Verdichtung verwendet werden muss.

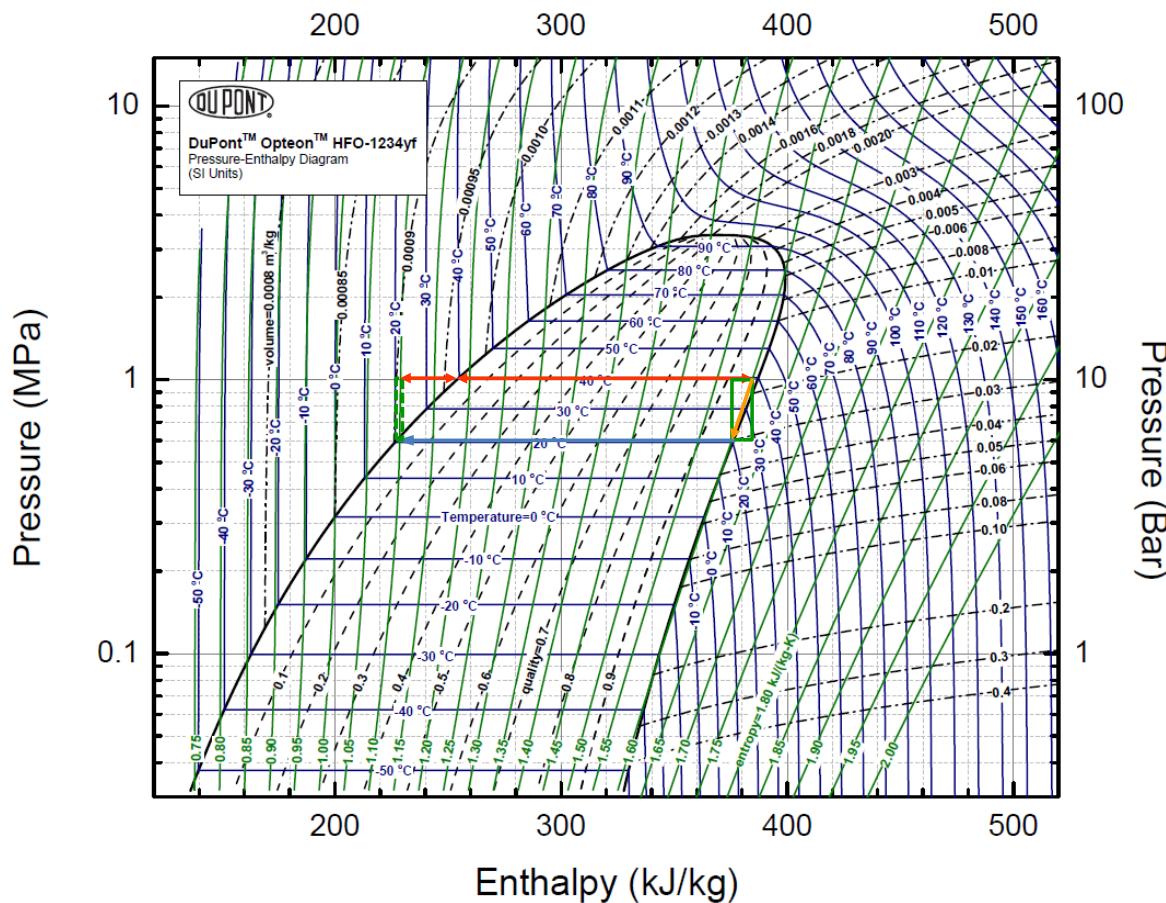


Abbildung: Prozess mit Turbine und Verdichter

Da ein Ablesen an dieser Stelle nicht möglich ist, muss der Gewinn und der Aufwand aus der Beziehung

$$\Delta h = v \Delta p$$

gewonnen werden.

$$\Delta h_{fl} = 0,0009 \frac{m^3}{kg} 400 \text{ kPa} = 0,36 \text{ kJ/kg}$$

Gegen die ca. 10 kJ/kg, die an der Turbine entnommen werden, ist das ein vertretbarer Aufwand.

Die augenscheinlichen Vorteile dieser Anordnung gegenüber der Lösung mit dem tiefen Schacht sind:

- ◆ Die Anlage kann ebenerdig und kompakt aufgebaut werden, Rohrleitungsverluste können minimiert werden.
- ◆ An keiner Stelle übersteigt der Systemdruck 10 bar
- ◆ Es können auch Quellen mit höherer Temperatur genutzt werden, da nur der Druck gesteigert werden muss, nicht aber die Rohrleitungslänge in die Tiefe der Erde.

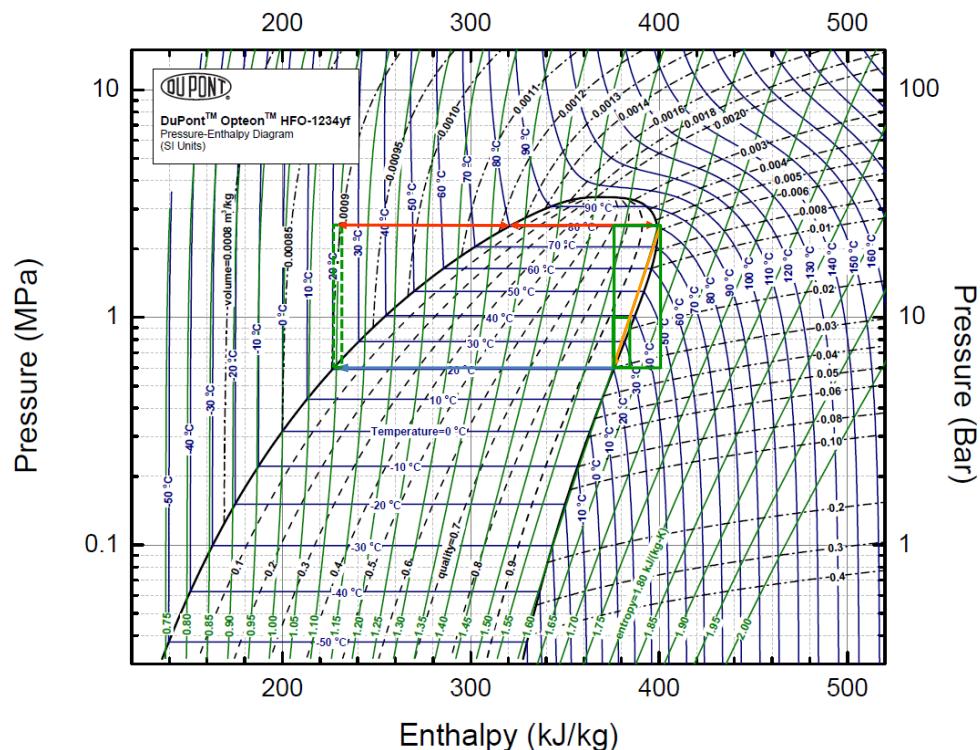


Abbildung: Prozess mit Turbokompressor, 80 °C Verdampfertemperatur

Bereits mit 80 °C Dampftemperatur verdreifacht sich die Arbeit an der Turbine auf ca. 30 kJ/kg, der Kompressor benötigt im Gegenzug ca. 1 kJ/kg. Zwar wird nun der Aufwand zur Vorwärmung und Verdampfung auch um ca. 20 kJ/kg größer, aber der idealisierte Wirkungsgrad errechnete sich dann zu

$$\eta_{Turbine\ 80^\circ C} = \frac{W_{ab}}{Q_{zu}} = \frac{29,6 - 1\ kJ}{180\ kJ} = 0,1588 \approx 15,9\%$$

Eine besonders förderliche Randbedingung ist der Verlauf der Isentropen an der Sattdampflinie: Im Gegensatz zu Wasserdampf nimmt die Feuchte des Dampfes bei der Entspannung fast nicht zu.

Wenn also Wärmequellen im Einsatz sind, die Temperaturen um die 100 °C anbieten und vor dem Verdampfer Quellen geringerer Temperatur auch noch zur Vorwärmung günstig beitragen können, wird die Arbeit nicht am „kalten Ende“ des Prozesses entnommen werden. Das gilt beispielsweise für Solarthermieprojekte und Geothermieprojekte.

So lange Wärmequellen um die 100 °C noch nicht völlig zur Elektroenergieerzeugung ausgeschöpft sind, werden Versuche, kleinere Temperaturdifferenzen mit erheblichem maschinellen Aufwand zu nutzen, ökonomisch einen schweren Stand haben.