

# Vier dampfbetriebene Kälteerzeugungsverfahren im Vergleich Abwärme zur Kälteerzeugung

Steht Abwärme auf hohem Temperaturniveau kostengünstig zur Verfügung und wird gleichzeitig ganzjährig Kälte benötigt, kann die Verwendung von Dampf die Wirtschaftlichkeit der Kälteerzeugung erhöhen.

Durch Kraft-Wärme-Kälte-Kopplung kann in größeren Liegenschaften (Messe, Flughafen, Klinikum etc.) eine effiziente Verwendung der an der Systemgrenze bereitgestellten Sekundärenergie (Gas, elektrische Energie etc.) erzielt werden. Zur Nutzung von Abwärme aus Blockheizkraftwerken bietet sich der Einsatz einer Absorptionskälteanlage an. Steht jedoch Abwärme in Form von Dampf bei Temperaturen oberhalb üblicher Betriebsbedingungen von Absorptionskälteanlagen zur Verfügung, kann er auch durch den Einsatz einer Dampfturbine als erste Expansionsstufe genutzt werden.

So kann beispielsweise eine Gegendruckdampfturbine den Turboverdichter einer Kaltdampfkalteanlage antreiben. Nach Expansion in der Turbine wird der Prozessdampf dann in einer ein- oder zweistufigen Absorptionskälteanlage kondensiert. Komponenten zum Aufbau solcher Kombinationen sind in weiten Leistungsbereichen verfügbar. In diesem Beitrag wird eine Analyse verschiedener Konzepte für unterschiedliche Einsatzfälle (Temperaturen, Drücke), Kälteleistungen, Jahresbetriebsstunden und Energiekosten vorgestellt.

## Systemvorstellung

Es werden vier dampfbetriebene, thermische und ein mechanisches Verfahren verglichen.

- System 1: Der Dampf wird zuerst in einer Gegendruckdampfturbine entspannt, die eine Turbokältemaschine antreibt. Danach wird er in einer zweistufigen Absorptionskälteanlage bis zum flüssigen Zustand kondensiert (Bild 1a). Es werden drei Varianten mit unterschiedlichem Zwischendruck betrachtet.
- System 2: Gegenüber System 1 ist anstelle der zweistufigen eine einstufige Absorptionskälteanlage nach der Dampfturbine vorgesehen (Bild 1b).

- System 3: Eine Turbokältemaschine wird von einer Kondensationsdampfturbine angetrieben (Bild 1c).
- System 4: Als Alternative zu den drei vorgenannten Konzepten wird die zweistufige Absorptionskälteanlage allein betrachtet.
- System 5: Elektrisch angetriebener Turbokaltwassersatz.

## Energetische Betrachtung

Aus einem Dampfnetz wird leicht überhitzter Dampf entnommen, dessen Parameter variiert werden und zur Bestimmung der Enthalpien vor und nach der Gegendruckturbine dienen. In System 1 wird auf Gegendrücke von 11 bar, 8 bar und 5 bar entspannt. Der entspannte Dampf wird in die Absorptionskälteanlage geleitet und dort kondensiert. Für System 2 ist der maximale Dampfdruck im Eingang der Absorptionskälteanlage 1,8 bar. In System 3 wird der jeweilige Netzampfdruck auf den Kondensationsdruck bei einer Temperatur von 30 °C entspannt. Für die Dampfturbine wird ein Wirkungsgrad von  $\eta_{ST} = 0,9$  angesetzt, für die Turbokältemaschine eine Leistungszahl von  $\epsilon_{KM} = 6$ . Bei der zweistufigen Absorptionskälteanlage in System 1 wird weiterhin die Leistungsminderung bei fallendem Dampfdruck berücksichtigt.

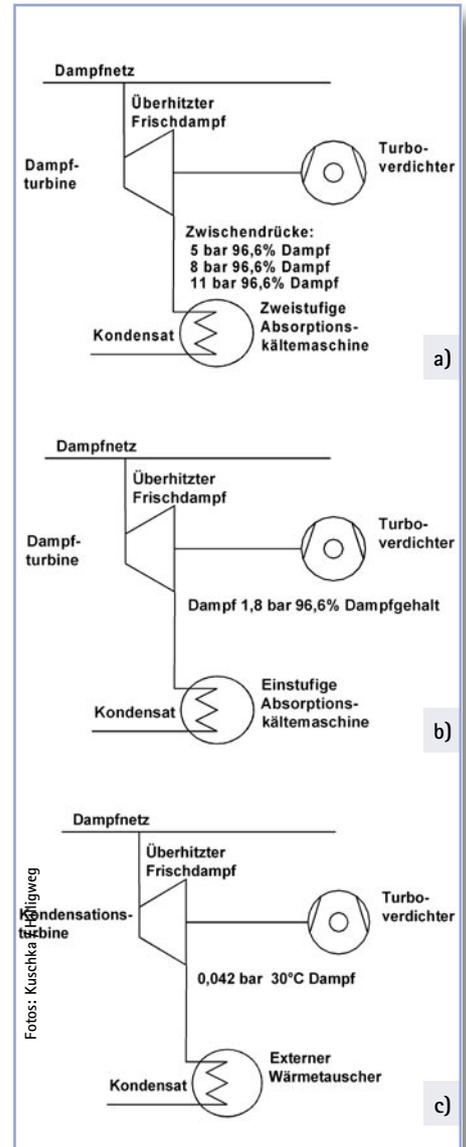


Bild 1 Schematische Darstellungen der Systeme: a) System 1; b) System 2; c) System 3

Bild 2 zeigt den Einfluss von Frischdampf- und Zwischendruck auf die Kälteleistung der kombinierten Verfahren. Es ist erkennbar, dass es am sinnvollsten ist, mit möglichst hohem Dampfdruck in die zweistufige Absorptionskälteanlage zu gehen. Je höher der Gegendruck des Dampfes in der Gegendruckdampf-

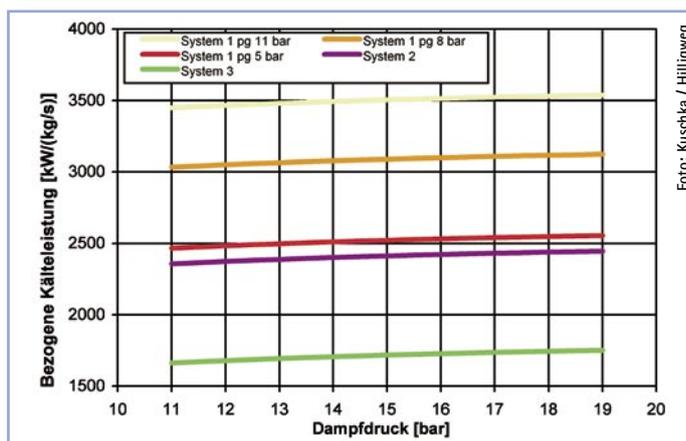


Bild 2 Kälteleistung pro Dampfmassestrom

turbine ist, desto kleiner wird die Leistung der Dampfturbine. Die Abnahme der Leistung der Dampfturbine ist jedoch kleiner als die Leistungsminde- rung der zweistufigen Absorptions- kälteanlage bei fallendem Eingangs- dampfdruck. In Bild 3 ist der gemittelte Dampfmassestrom bezogen auf die Kälteleistung dargestellt.

### Bewertung des Energieeinsatzes

Die Bewertung des Energieeinsatzes erfolgt durch die Betrachtung der exergetischen Kälteleistung, der eingesetzten Primärenergie sowie der jährlichen CO<sub>2</sub>- Emission.

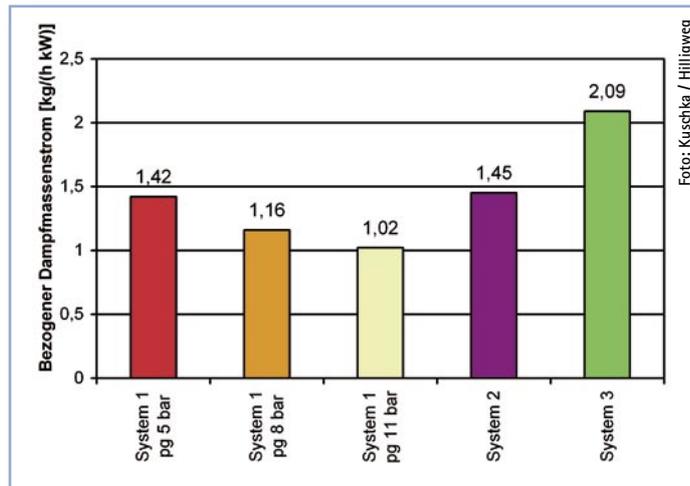


Bild 3 Dampf- verbrauch bezogen auf die Kälteleistung

## Exergetischer Vergleich

Der exergetische Vergleich wurde im Rahmen der Systemgrenzen durchgeführt. Als Bilanzgrenzen werden die Ein- und Austrittsquerschnitte bzw. der elektrische Anschluss der Anlagen verwendet. Die Exergieanteile der Wärme- und Enthalpieströme wurden mit den in der Literatur dokumentierten Gleichungen bestimmt (u.a. [1]). Mit ihnen wurden die in Bild 4 dargestellten anlagenbezogenen exergetischen Wirkungsgrade berechnet. Eine weiterführende Betrachtung kann die Wirkungsgrade vorgeschalteter energietechnischer Anlagen am jeweiligen Standort einbeziehen.

## Vergleich der Primärenergieeinsätze

Haupt- und Hilfsenergien wurden auf den Primärenergieeinsatz umgerechnet. Für die elektrische Energie wurde von einem Kraftwerks- und Leitungswirkungsgrad von  $\eta_{UW}=0,33$  ausgegangen, für die thermische Energie von einem Kesselwirkungsgrad von  $\eta_K=0,9$ . Je Tonne eingesetzter Dampf wurden 833 kWh in Ansatz gebracht. In Bild 5 ist die gesamte erforderliche Primärenergie je Kälteleistung bei 6000 Betriebsstunden pro Jahr dargestellt. Die Anteile zur Erzeugung von Dampf und Strom sind getrennt aufgezeigt. Die dampfbetriebenen Konzepte schneiden im Vergleich zum konventionellen, elektrisch

betriebenen Turbokaltwassersatz schlechter ab, was im Wesentlichen auf die hohe Leistungszahl moderner Turbokältemaschinen zurückzuführen ist.

## Vergleich der CO<sub>2</sub>-Emissionen

Zur Bestimmung der jährlichen CO<sub>2</sub>-Emissionen wurden der Strom- und der Dampfbedarf mit den entsprechenden Bewertungsfaktoren multipliziert, z.B. der Strombedarf mit dem Faktor für den BRD-Strommix. Weiterführende standortbezogene Bewertungen können analog durchgeführt werden. In Bild 6 zeigt sich, dass im Vergleich der dampfbetriebenen Systeme dasjenige mit dem geringsten Dampfmas-

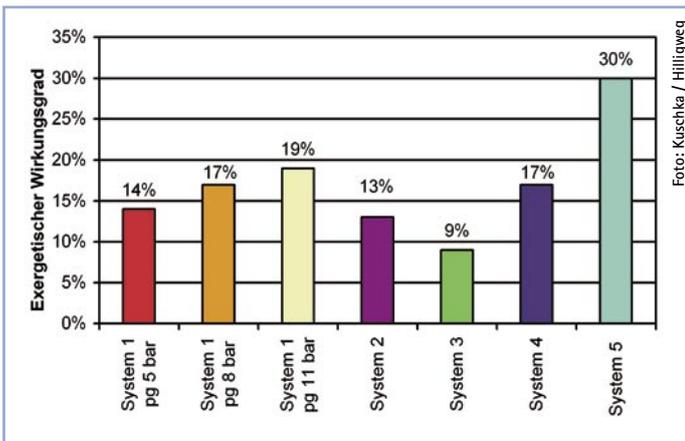


Bild 4 Exergetische Wirkungsgrade

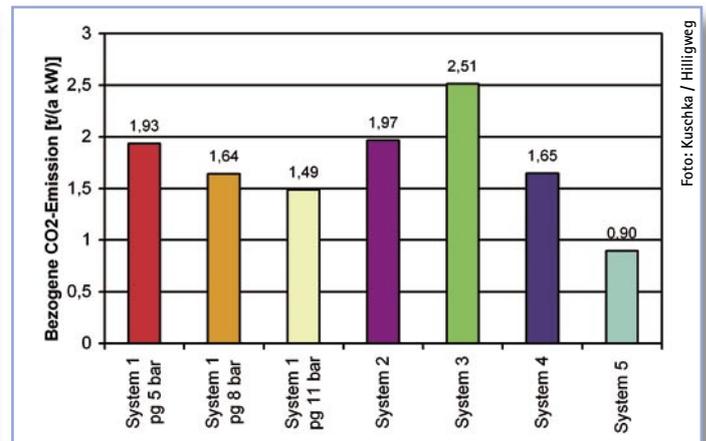


Bild 6 Vergleich der CO<sub>2</sub>-Emissionen

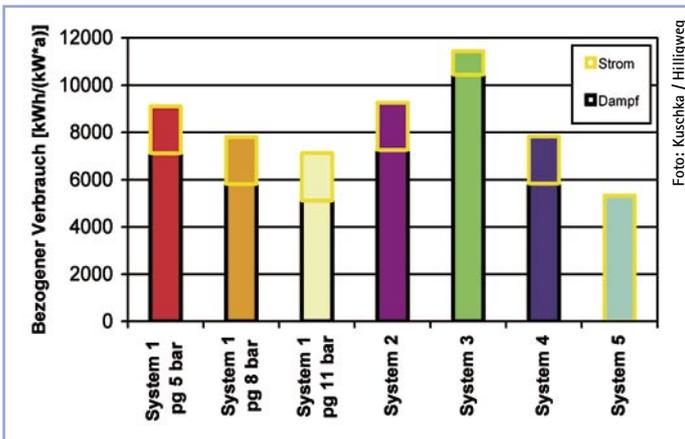


Bild 5 Jährlicher Primärenergieeinsatz bezogen auf die Kälteleistung (Basis: 6000 Betriebsstunden)

senstrom am besten abschneidet, jedoch vom elektrisch angetriebenen Turbokaltwassersatz deutlich unterboten wird.

## Wirtschaftlichkeitsvergleich

Zunächst wurden die Investitionskosten nach der Annuitäten-Methode bewertet (u.a. [2]). In Bild 7 sind die Kosten für die Inbetriebnahme, die Kältemaschinen und das Rückkühlwerk gesondert aufgeführt. Dazu kommen die Kosten für den Be-

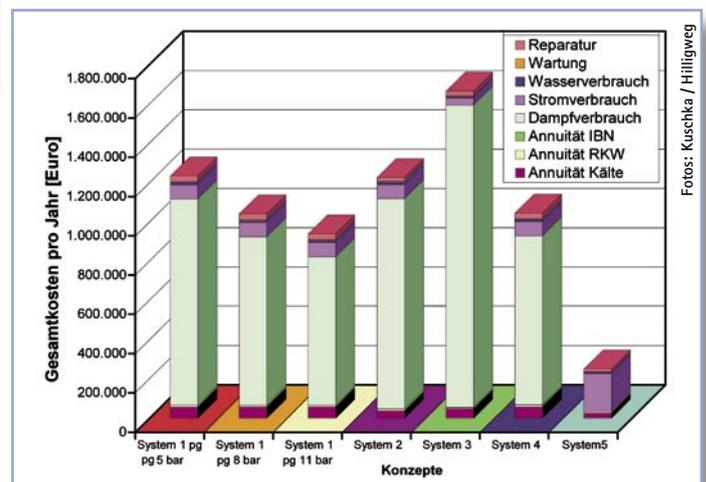


Bild 7 Kostenverteilung bei 4 MW Kälteleistung

trieb der Anlage, wie Kosten pro Jahr für Dampf-, Strom- und Wasserverbrauch (im Rückkühlwerk), sowie für Wartung und Reparatur. Graphisch ist dies hier für eine Kälteleistung von 4MW dargestellt. Es ist zu erkennen, dass nach dem elektrisch betriebenen Turbokaltwassersatz System 1 mit dem höchsten Gegendruck am günstigsten ist.

Für eine Aussage, bei welchen Strom- und Dampfkosten oder ab welcher jährlichen Betriebszeit dampfbetriebene Systeme wirtschaftlich arbeiten können, wurde der Einfluss der Dampfkosten, der Stromkosten und Betriebsstunden untersucht.

Bei Stromkosten von 0,05, 0,08 und 0,1 Euro/kWh steigen die Betriebskosten des Turbokaltwassersatzes an, d.h. der Schnittpunkt, ab dem die dampfbetriebenen Systeme wirtschaftlicher sind, wandert in Richtung höherer Dampfkosten. Ab bestimmten Dampfkosten wird auch die Kondensationsturbine unwirtschaftlich gegenüber dem System 1 mit dem höchsten Gegendruck. Dieser Schnittpunkt liegt für 5ct/kWh Stromkosten bei ca. 3,2Euro/t Dampf, für 8ct/kWh bei 6,0Euro/t. Bei Stromkosten von 13ct/kWh ist bis zu Dampfkosten von 7,0Euro/t Dampf die Kondensationsturbine (System 3) am wirtschaftlichsten und dann bis zu Dampf-

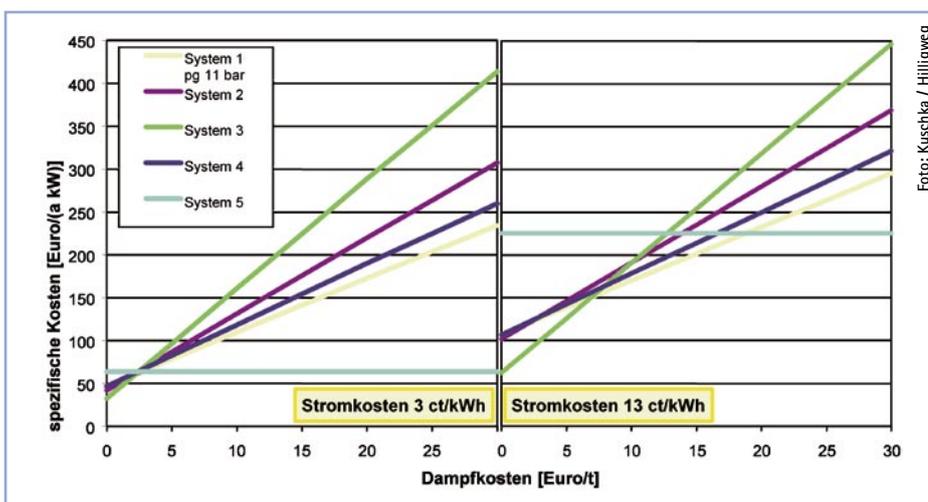


Bild 8 Einfluss der Dampfkosten bei unterschiedlichen Stromkosten; a) 3 ct/kWh; b) 13 ct/kWh

### Einfluss der Dampfkosten

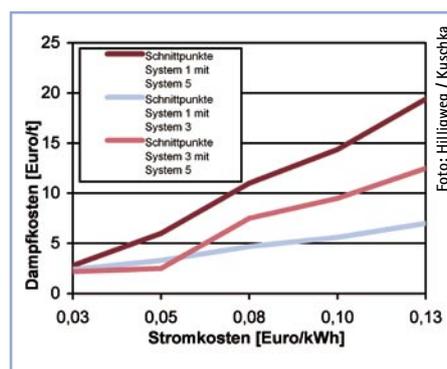
Um bei gegebenen Dampf- und Stromkosten ein System beurteilen und gegebenenfalls befürworten zu können, wurden die spezifischen Kosten für verschiedene feste Stromkosten über den Dampfkosten aufgetragen. Dabei wurden die Stromkosten mit 3, 5, 8, 10 und 13 ct/kWh festgelegt; als weitere Faktoren wurden festgehalten: 6000 Jahresbetriebsstunden, 5% Zinsen, 15 Jahre Einsatzdauer und 4,6Euro/m<sup>3</sup> Wasser. Beispielsweise ist in Bild 8a (3 ct/kWh Stromkosten) erkennbar, dass ab Dampfkosten von 2,5Euro/t der konventionelle Turbokaltwassersatz in den spezifischen Kosten günstiger ist. Bei sinkenden Dampfkosten unter 2,5Euro/t wird System 3 (Kondensationsturbine) günstiger. Das liegt am niedrigsten Stromverbrauch (Hilfsenergien) für dieses Konzept.

kosten von 19,4Euro/t Konzept 1 mit dem größten Gegendruck. Danach ist wiederum der Turbokaltwassersatz am wirtschaftlichsten. Die Zusammenhänge sind in Bild 8b (13 ct/kWh Stromkosten) dargestellt.

### Einfluss der Stromkosten

Die Ergebnisse der vorhergehenden Dampfkostenvariationen sind in Bild 9 zusammengefasst. Hier sind die Dampf- über den Stromkosten aufgetragen. Die übrigen Kostenfaktoren wie Wasserkosten, Jahresbetriebsstunden, Zinsen und jährliche Betriebszeit bleiben dabei fest. Im Bild

Bild 9 Wirtschaftlichkeitsgrenzen (1), System 1 mit 11 bar Gegendruck



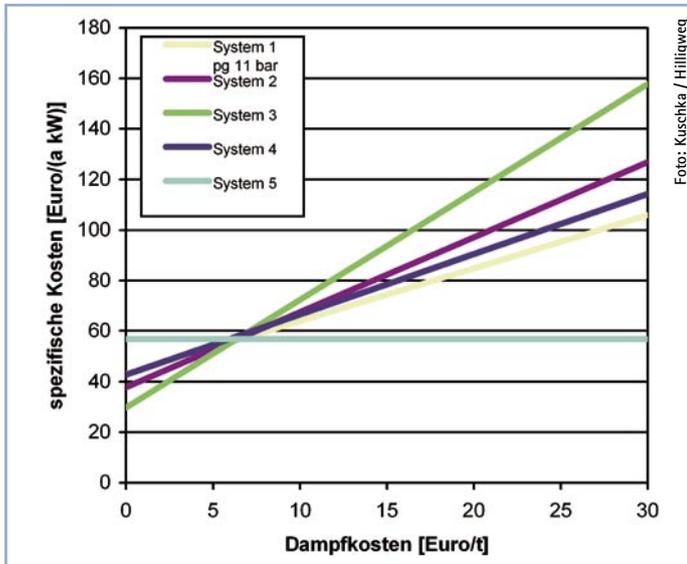


Bild 10 Kosten bei 2000 Betriebsstunden

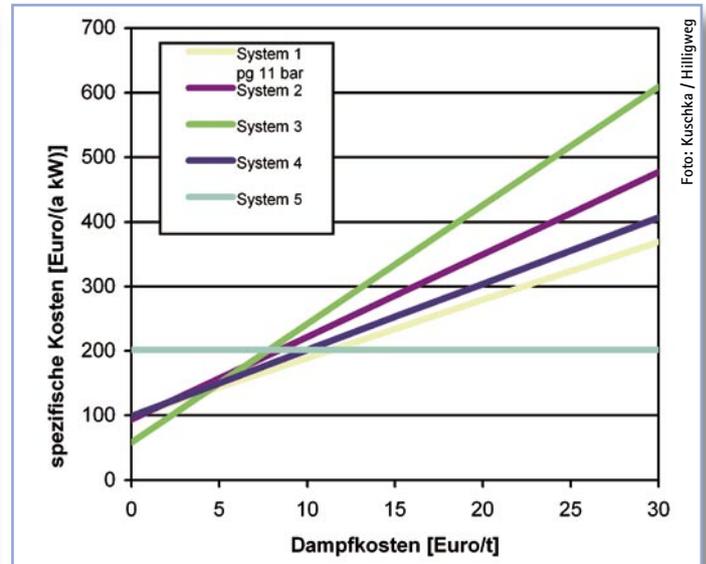


Bild 11 Kosten bei 8600 Betriebsstunden

werden ausgewählte Schnittpunkte der Kostenverläufe dargestellt, so dass abhängig von den Randbedingungen das günstigste System gefunden werden kann.

### Einfluss der Jahresbetriebszeit

Die Betriebszeit hat einen starken Einfluss auf die Wirtschaftlichkeit der Konzepte, was der Vergleich der Bilder 10 und 11 belegt, in denen die spezifischen Kosten über den Dampfkosten aufgetragen sind. Die Stromkosten wurden zu 8 ct/kWh festgelegt, die jährliche Betriebszeit variiert. Beispielhaft sind in Bild 10 die Ergebnisse für 2000h/a und in Bild 11 die Ergebnisse für 8600h/a dargestellt. Es ist ersichtlich, dass sich die wirtschaftlichen Bereiche bei höheren Stromkosten aber geringerer Betriebszeit genauso verschieben wie bei niedrigeren Stromkosten und höherer Betriebszeit.

Für den Kostenschnittpunkt der Systeme 1 und 5 (bei 6,5 Euro/t, 2000 Betriebsstunden, Bild 10) teilen sich die Kostengruppen jeweils für spezifische Kosten von 56 Euro/(a kW) wie folgt auf. System 1 (Gegendruck 11 bar) verursacht 54% verbrauchsgebundene und 16% betriebsgebundene Kosten. Auf die Annuität entfallen 30% der Kosten. Bei dem System 5 (Turbokaltwassersatz) liegt die Annuität bei rund 15%. Die betriebsgebundenen Kosten liegen bei 8% und die verbrauchsgebundenen Kosten bei 77%.

Wird die jährliche Betriebszeit erhöht, verhalten sich die Systeme tendenziell so, als würden die Stromkosten erhöht. In Bild 11 erfolgt die Auswertung für 8600h/a. Der Schnittpunkt, ab dem der Turbokaltwassersatz wirtschaftlicher ist, liegt nun bei Dampfkosten von 11,4 Euro/t. Die detaillierte Kostenbetrachtung an diesem Schnittpunkt, wiederum für die Systeme 1 und 5, zeigt, dass bei hoher Betriebszeit die verbrauchsgebundenen Kosten im-

mer stärker dominieren. Bei spezifischen Kosten von 199 Euro/(a kW) betragen die verbrauchsgebundenen Kosten 87% für System 1, 11 bar Gegendruck. Auf die betriebsgebundenen Kosten entfallen nur noch 5% und auf die Annuität 8%. Beim Turbokaltwassersatz liegen die verbrauchsgebundenen Kosten sogar bei 94%. Die betriebsgebundenen Kosten von 2% und die Annuität von 4% haben bereits eine untergeordnete Bedeutung.

Als Zusammenfassung der Betriebszeitvariationen sind in Bild 12 die Dampfkosten über den jährlichen Betriebsstunden aufgetragen. Es sind die Schnittpunkte von System 1 und System 5, von System 1 und System 3 sowie von System 3 und System 5 dargestellt. Es zeigt sich, dass bei hohen Stromkosten und geringer jährlicher Betriebszeit System 1 (mit 11 bar Gegendruck) sehr wirtschaftlich ist. Mit steigender jährlicher Betriebszeit können auch die Dampfkosten steigen und trotzdem bleibt System 1 wirtschaftlich. Die nächste Auswertung stellt den Schnittpunkt von System 1 mit System 3 dar. Hier ist bis zu 2000 Betriebsstunden System 3 wirtschaftlicher als System 1 – auch bei höheren Dampfkosten. Mit

steigender jährlicher Betriebszeit müssen die Dampfkosten sinken, damit System 3 wirtschaftlicher bleibt als System 1.

### Zusammenfassung

Aus der energetischen Betrachtung der Systeme können folgende Ergebnisse abgeleitet werden:

- a) Bei Kombination einer dampfturbinengetriebenen Turbokältemaschine mit einer nachgeschalteten Absorptionskälteanlage wird eine hohe Gesamtleistungszahl erzielt, wenn ein möglichst großer Anteil der Dampfenthalpie in der Absorptionskälteanlage genutzt wird. Ursache dafür ist ein starker Abfall des Wärmeverhältnisses der Absorptionskälteanlage bei sinkendem Eingangsdruck.
- b) Der unter a) beschriebene Effekt ist auch dafür verantwortlich, dass eine allein betriebene zweistufige Absorptionskälteanlage (System 4) effizienter arbeitet als System 1 bei Turbinengendruck an der Turbine unter 8 bar. Es ist ebenfalls festzuhalten, dass die allein betriebene zweistufige Absorptionskälteanlage die angebotene Wärme besser nutzt als die Systeme 2 und 3.

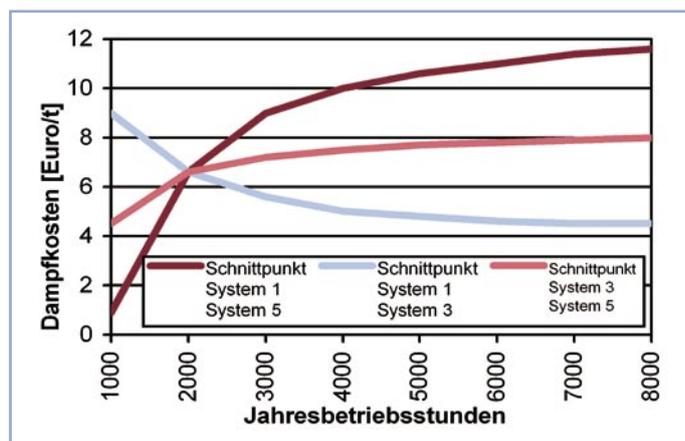


Bild 12 Wirtschaftlichkeitsgrenzen (2), System 1 mit 11 bar Gegendruck

## Formelzeichen und Indices

$\epsilon$ :	Leistungszahl
$\eta$ :	Wirkungsgrad
K:	(Dampf-)Kessel
KM:	Kältemaschine
pg:	Gegendruck
S:	isentrop
T:	Turbine
UW:	Umwandlung

c) Aufgrund des hohen Entwicklungsstands der Kompressionskältemaschinen, dem in dieser Untersuchung durch eine Leistungszahl von  $\epsilon_{KM}=6$  Rechnung getragen wurde, können weder die kombinierten Systeme noch die reinen Absorptionskälteanlagen die energetischen Vergleichszahlen des Systems 5 erreichen.

Die wirtschaftliche Analyse der betrachteten Systeme zeigt, dass sowohl System 3 als auch System 1 bei bestimmten Konstellationen von Dampf- und Stromkosten sowie jährlicher Betriebszeit kostengünstiger

arbeiten als der konventionelle Turbokaltwassersatz. Dies ist vor allem bei geringen Dampfkosten und hoher Betriebszeit, sowie generell bei hohen Stromkosten der Fall. Bei geringer jährlicher Betriebszeit und niedrigen Stromkosten ist dagegen System 5 vorzuziehen. ←

## Literatur

- [1] Baehr, H.-D.: Thermodynamik (9. Aufl.). Berlin-Heidelberg-New York: Springer, 1996
- [2] VDI-2067, Wirtschaftlichkeit gebäudetechnischer Anlagen. Hg. VDI-Gesellschaft TGA. Berlin: Beuth
- [3] Matthias Kuschka und Arnd Hilligweg: Vergleich dampfbetriebener Kälteerzeugungsverfahren. DKV-Tagungsberichte 29. Jg. (2002), Band II.1, Seite 199 ff.
- [4] Matthias Kuschka und Arnd Hilligweg: Energetische und wirtschaftliche Bewertung dampfbetriebener Kombi-Kälteerzeugungsverfahren. Heidelberg: KI Luft- und Klimatechnik (39) 2003, Seite 469 ff.

Dipl.-Ing. (FH) Matthias Kuschka studierte Versorgungstechnik an der FH Nürnberg und arbeitet bei York Deutschland, 90431 Nürnberg, im Vertrieb für Kaltwassersysteme



Prof. Dr.-Ing. Arnd Hilligweg vertritt im Fachbereich Maschinenbau und Versorgungstechnik der Georg-Simon-Ohm-Fachhochschule Nürnberg die Lehrgebiete Technische Thermodynamik, Kältetechnik und Energiewirtschaft. E-Mail: arnd.hilligweg@fh-nuernberg.de

