

ing
maschinenbau

Heinz Herwig
Christian H. Kautz

Technische Thermodynamik

PEARSON
Studium

Gleichwertig zur Angabe der jeweils (aufgrund des 2. Hauptsatzes) bestehenden Einschränkungen in der Energieumwandlung kann auch die Energie selbst in ihrer Fähigkeit charakterisiert werden, andere Formen anzunehmen. Diesem Gedanken folgend wird eine Einteilung der Energie in „uneingeschränkt umwandelbare“ und „nicht umwandelbare“ Anteile vorgenommen. Dies geht auf einen Vorschlag von Rant⁷ aus dem Jahr 1956 zurück und wurde z.B. von Baehr⁸ präzisiert. Danach besteht jede Energie aus den zwei Anteilen *Exergie* und *Anergie*.

5.7.1 Qualitative Angaben zur Exergie und Anergie

Im Sinne der zuvor beschriebenen Aufspaltung von Energien in zwei verschiedene Anteile werden folgende beiden Größen definiert:

DEFINITION: Exergie

Exergie ist Energie, die sich unter Mitwirkung einer vorgegebenen Umgebung vollständig in jede andere Energieform umwandeln lässt.

DEFINITION: Anergie

Anergie ist Energie, die sich nicht in Exergie umwandeln lässt.

Diese Definitionen zusammengenommen erfassen jede Energie vollständig, so dass allgemein formuliert werden kann:

$$\text{Energie} = \text{Exergie} + \text{Anergie} \quad (5.35)$$

Zusätzlich gilt damit auch für alle Formen des Energietransportes, d. h. für Energieströme:

$$\text{Energiestrom} = \text{Exnergiestrom} + \text{Anergiestrom} \quad (5.36)$$

Die Einführung der Größen Exergie und Anergie erlaubt es, die durch den 2. Hauptsatz gegebenen Einschränkungen anschaulich darzustellen. Die damit möglichen Aussagen sind insofern spezieller und damit auch weniger allgemeingültig als die grundlegenden Aussagen des 2. Hauptsatzes, als sie Energien in Bezug auf eine vorgegebene Umgebung und nicht absolut bewerten. Da aber technische Prozesse stets in einer bestimmten Umgebung ablaufen, ist dies genau der Aspekt, der zu einer sehr anschaulichen Interpretation der Aussagen des 2. Hauptsatzes in einem konkreten Anwendungsfall führt.

⁷ Rant, Z. (1956): „Exergie, ein neues Wort für technische Arbeitsfähigkeit“, Forschung im Ingenieurwesen, 22, 36–37

⁸ Baehr, H.D.: „Thermodynamik“, 11. Aufl., Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 2002

Ein entscheidender Aspekt bei der Einführung des Exergiebegriffes ist die Mitwirkung der Umgebung, die einer genauen Definition bedarf, um Widersprüche zu den beiden Hauptsätzen der Thermodynamik zu vermeiden⁹.

DEFINITION: Thermodynamische Umgebung

Die thermodynamische Umgebung ist ein unendlich großes ruhendes Gleichgewichtssystem (thermisches, mechanisches, stoffliches und chemisches Gleichgewicht), dessen intensive Zustandsgrößen auch bei Aufnahme oder Abgabe von Energie und Materie unverändert und konstant bleiben. Sie stellt ein Referenzsystem für thermodynamische Systeme dar, die mit ihr in Kontakt gebracht werden.

Folgende Aspekte sind im Zusammenhang mit dem Exergiebegriff von besonderer Bedeutung und können diesen weitergehend erläutern:

- Die thermodynamische Umgebung stellt ein unbegrenztes Reservoir für Materie, Energie und Entropie dar. Ihre chemische Zusammensetzung spielt nur dann eine Rolle, wenn Materie mit ihr ausgetauscht wird. Ist dies nicht der Fall, so ist sie durch die Angabe eines Druckes p_U und einer Temperatur T_U hinreichend beschrieben. Man spricht in diesem Zusammenhang von physikalischer Exergie.
- Die thermodynamische Umgebung ist eine Modellvorstellung, die eine real existierende an einem bestimmten Ort vorhandene Umgebung approximieren kann.
- Mit Hilfe des Begriffspaares Exergie/Anergie lassen sich die ersten beiden Hauptsätze der Thermodynamik bzgl. ihrer entscheidenden Aussagen wie folgt formulieren:
 1. **HS:** Die Summe der Exergien und Anergien eines thermodynamischen Systems stellt eine Erhaltungsgröße dar, nicht aber die Exergien oder Anergien selbst.
 2. **HS:** Bei allen irreversiblen Prozessen wird Exergie in Anergie umgewandelt. Eine Umwandlung von Anergie in Exergie ist nicht möglich.
- Anders als Energie kann Exergie verbraucht oder vernichtet werden und geht damit verloren. Dies ist stets mit einer Entropieproduktion verbunden. Exergieverlust und Entropieproduktion können als quantitatives Maß für die Irreversibilität eines Prozesses eingeführt werden und stehen in einem engen Zusammenhang zueinander.

5.7.2 Quantitative Angaben zur Exergie und Anergie

Da die Exergie den in einer bestimmten thermodynamischen Umgebung beliebig nutzbaren Anteil einer Energie darstellt, können Exergieanteile ermittelt werden, indem diejenigen Prozesse analysiert werden, bei denen eine maximal mögliche Nutzung der Energie (Umwandlung in beliebige andere Energieformen) vorliegt. In diesem Sinne wird z. B. ein Expansionsvorgang bis hin zum niedrigstmöglichen Druck

⁹ Ahrends, J.: „Die Exergie chemisch reaktionsfähiger Systeme“, VDI-Forschungsheft 579, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1977

($p = p_U$) betrachtet. Solche Überlegungen führen auf die Bestimmung der Exergieanteile von Energien und Energieströmen, die in der nachfolgenden Tabelle zusammengestellt sind.

Zum Beispiel ergibt sich der Exergieanteil \dot{Q}^E eines Wärmestromes \dot{Q} , der bei T_m übertragen wird, als die mechanische Leistung $-P$, die in einem Wärmekraftprozess daraus maximal zu gewinnen ist. Da der maximale thermische Wirkungsgrad einer reversibel arbeitenden Wärmekraftanlage gerade dem Carnot-Faktor (hier mit $T_{zu} = T_m$ und $T_{ab} = T_U$) entspricht, folgt unmittelbar (vgl. (5.30)):

$$\dot{Q}^E(-P = \eta_{th}\dot{Q}_{zu}) = \eta_C \dot{Q} \quad \text{mit} \quad \eta_C = 1 - T_U/T_m \quad (5.37)$$

Es ist unmittelbar erkennbar, dass alle Energieformen der Umgebung, d. h. Energien auf Umgebungsniveau den Exergie-„Anteil“ Null besitzen, also reine Anergie darstellen. Zum Beispiel gilt mit den Werten auf Umgebungsniveau (d. h. bei T_U, p_U) $u = u_U, s = s_U, v = v_U$ für den Exergieanteil der spezifischen inneren Energie im Umgebungszustand T_U, p_U gemäß der allgemeinen Beziehung für u^E in der nachfolgenden Tabelle $u^E = 0 \text{ J/kg}$.

EXERGIEANTEILE:	
ENERGIEFORMEN:	
spez. kinetische Energie $c^2/2$	reine spez. Exergie ($c_U = 0 \text{ m/s}$)
spez. potentielle Energie gz	reine spez. Exergie ($z_U = 0 \text{ m}$)
spez. innere Energie u	$u^E = u - u_U - T_U(s - s_U) + p_U(v - v_U)$
spez. Enthalpie $h = u + pv$	$h^E = h - h_U - T_U(s - s_U)$
FORMEN DES ENERGIETRANSPORTES:	
Wärmestrom \dot{Q}	$\dot{Q}^E = \eta_C \dot{Q}; \quad \eta_C = 1 - T_U/T_m$
mechanische Leistung P_{mech}	reiner Energiestrom
elektrische Leistung P_{el}	reiner Energiestrom

Tabelle 5.1: Anteile physikalischer Exergie an verschiedenen Energieformen und Formen des Energietransportes über Systemgrenzen
Index U: Zustand der physikalischen Umgebung
 T_m : thermodynamische Mitteltemperatur

In reversiblen Prozessen bleibt die Exergie erhalten. Ihre Abnahme in allgemeinen Prozessen ist damit ein Maß für die Irreversibilität der Prozesse. Diese Exergieabnahme aufgrund von Irreversibilitäten wird *Exergieverlust* E_V^E genannt, da sie nicht rückgängig gemacht werden kann. Die mathematische Formulierung von E_V^E muss die Entropieproduktion $\Delta_{\text{irr}}S$ enthalten, die ein generelles Maß für die Irreversibilität eines Prozesses darstellt. In ihr muss aber auch eine Information über den Umgebungszustand vorkommen, in dem der Prozess abläuft, da die Exergie darauf bezogen definiert ist. Eine genauere Analyse ergibt, dass in diesem Sinne ganz allgemein (d. h. für alle denkbaren Prozesse) gilt:

$$E_V^E = T_U \Delta_{\text{irr}}S \quad \text{bzw.} \quad \dot{E}_V^E = T_U \dot{S}_{\text{irr}} \quad (5.38)$$

Dieser Exergieverlust(strom) bei einem Prozess ist ein Maß für die *Entwertung der Energie* in dem betrachteten Prozess. Eine verminderte Exergie stellt eine verminderte

Arbeitsfähigkeit des Systems dar (engl.: loss of available work). Bei kontinuierlichen Prozessen in offenen Systemen kann dies auch als *Leistungsverlust* bezeichnet werden. Wenn z. B. im Kreisprozess einer Wärmekraftanlage an einer beliebigen Stelle eine erhöhte Dissipation (pro Zeiteinheit) auftritt, geht damit ein erhöhter Exergieverlust (pro Zeiteinheit) an dieser Stelle einher. Dies hat zur Folge, dass an der Turbine dann nur ein entsprechend verringelter Anteil der Energie in Form von mechanischer Leistung, also als reiner Exergiestrom, entnommen werden kann. In diesem Sinne liegt damit durch einen erhöhten Exergieverlust (pro Zeiteinheit) ein Leistungsverlust vor.

5.7.3 Exergetische Wirkungsgrade

Der bisher eingeführte thermische Wirkungsgrad einer Wärmekraftmaschine (η_{th} gemäß (5.30)) setzt Energien ins Verhältnis. In dieser Wirkungsgrad-Definition kommt die eingeschränkte Umwandelbarkeit thermischer Energie indirekt dadurch zum Ausdruck, dass der so definierte Wirkungsgrad auch für eine ideale Prozessführung nicht den Wert $\eta_{th} = 1$ erreichen kann. Seine theoretische Obergrenze ist vielmehr durch den Carnot-Faktor η_C gegeben. Dieser stellt wiederum keinen festen Zahlenwert dar, sondern ist vom Verhältnis der Temperaturen bei der Wärmezu- und -abfuhr abhängig. Damit wird mit dem thermischen Wirkungsgrad gleichzeitig die Qualität der Prozessführung und die „Qualität der Wärmequelle“ beurteilt, ohne dass beide Aspekte unmittelbar getrennt erkennbar wären.

Die Prozessführung alleine wird bewertet, wenn Exergien ins Verhältnis gesetzt werden. In diesem Sinne wird ein sog. exergetischer Wirkungsgrad der Energiewandlung in Wärmekraftmaschinen eingeführt.

DEFINITION: Exergetischer Wirkungsgrad einer WKM

Eine kontinuierlich arbeitende Wärmekraftmaschine (WKM), die Exergie in Form eines Exergiestromes $\eta_C \dot{Q}_{zu}$ mit $\eta_C = 1 - T_U/T_{m\ zu}$ aufnimmt und Exergie (mechanische Energie) als Leistung $-P$ abgibt, besitzt den *exergetischen Wirkungsgrad*

$$\xi_{th} = \frac{-P}{\eta_C \dot{Q}_{zu}} = \frac{\eta_{th}}{\eta_C} \quad (5.39)$$

Aus der Exergiebilanz am geschlossenen System der WKM

$$P + \eta_C(T_U, T_{m\ zu}) \dot{Q}_{zu} + \eta_C(T_U, T_{m\ ab}) \dot{Q}_{ab} - \dot{E}_V^E = 0 \quad (5.40)$$

folgt damit für den exergetischen Wirkungsgrad unmittelbar:

$$\xi_{th} = 1 - \frac{\eta_C(T_U, T_{m\ ab})}{\eta_C(T_U, T_{m\ zu})} \frac{(-\dot{Q}_{ab})}{\dot{Q}_{zu}} - \frac{\dot{E}_V^E}{\eta_C(T_U, T_{m\ zu}) \dot{Q}_{zu}} \quad (5.41)$$

Abweichungen vom Idealwert $\xi_{th} = 1$ ergeben sich aufgrund der mit dem Abwärmestrom ($-\dot{Q}_{ab}$) abgeführten und damit nicht genutzten Exergie ($\eta_C(T_U, T_{m\ ab}) = 0$ gilt nur für $T_{m\ ab} = T_U$) sowie aufgrund von Exergieverlusten in der Wärmekraftmaschine (\dot{E}_V^E).

Gleichung (5.39) ist ein Beispiel für einen exergetischen Wirkungsgrad. Dieser wird in anderen Zusammenhängen analog, d. h. als Verhältnis von genutzten zu eingesetzten Exergien, gebildet.

5.7.4 Bilanzen für thermodynamische Systeme, Flussdiagramme

Die ersten beiden Hauptsätze der Thermodynamik sind die Grundlage für Energie- und Entropiebilanzen für thermodynamische Systeme. Stationäre Prozesse an offenen Systemen, in denen nur *ein* Massenstrom \dot{m} zwischen den Querschnitten ① und ② auftritt, können durch die spezifischen (massenbezogenen) Bilanzen (4.36) für die Energie und (5.21) für die Entropie bilanziert werden. Wenn mehrere Massenströme auftreten oder Massenströme sich im System aufspalten oder vereinigen, muss mit den extensiven (nicht massenbezogenen Größen) gerechnet werden.

Für geschlossene Systeme können die Bilanzen für die Energie mit (4.14) und für die Entropie mit (5.18) aufgestellt werden. Es handelt sich dabei dann um die momentanen Energie- bzw. Entropieströme.

Es bietet sich an, Energie- und Entropieströme, die über thermodynamische Systemgrenzen fließen, grafisch durch Pfeile darzustellen, wie dies bereits in ▶ Abbildung 5.5 geschehen ist. Mit Hilfe der Aufteilung von Energien in Exergie- und Anergieanteile ist eine Darstellung möglich, bei der „Energiepfeile“ gleichzeitig auch wesentliche Aussagen zur Entropie enthalten.

Wenn im System Irreversibilitäten auftreten, so sind diese mit der Entropieproduktionsrate \dot{S}_{irr} verbunden, vgl. (5.10). Dies führt gemäß (5.38) unmittelbar zu einem Exnergieverlust(strom) \dot{E}_V^E , der in ▶ Abbildung 5.6 durch ein schwarzes Quadrat im Energiepfeil veranschaulicht ist. In ▶ Abbildung 5.6 wird unterstellt, dass der Abwär mestrom die Wärmekraftmaschine bei einer Temperatur T_{mab} oberhalb der Umgebungstemperatur T_U verlässt. Dann enthält der Abwärmestrom \dot{Q}_{ab} gemäß ▶ Tabelle 5.1 noch den Exergieanteil $\eta_C \dot{Q}_{\text{ab}}$ mit $\eta_C = 1 - T_U/T_{\text{mab}}$.

Die Darstellung der Energieströme durch maßgerechte Pfeile im Energie-Flussdiagramm wird nach dem irischen Ingenieur H.R. Sankey als *Sankey-Diagramm* bezeichnet. Die zusätzliche Aufteilung in Exergie- und Anergieströme stellt eine Erweiterung dieser Diagramme dar (*erweiterte Sankey-Diagramme*).

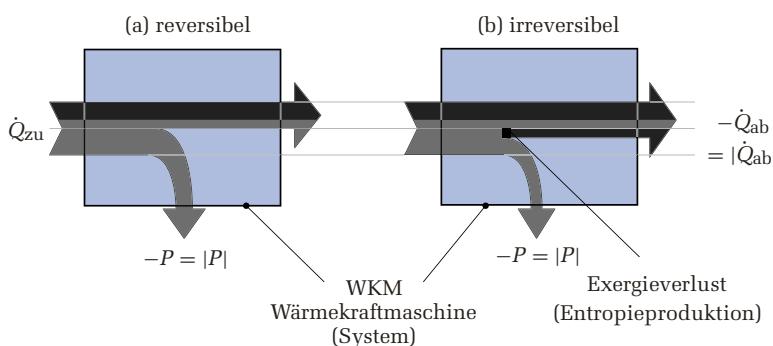


Abb. 5.6: Aufteilung der Energieströme in Exergie- (hellgrau) und Anergieströme (dunkelgrau) bei einer Wärmekraftmaschine; vgl. ▶ Abbildung 5.5
 (a) insgesamt reversible Prozessführung
 (b) Exnergieverluste aufgrund von Irreversibilitäten im System

Zusammenfassung

In diesem Kapitel wurde

- die Entropie mit dem 2. Hauptsatz der Thermodynamik als extensive thermodynamische Zustandsgröße eingeführt. Ein wesentlicher Aspekt der Entropie besteht in den drei Möglichkeiten zu ihrer Veränderung in einem System: durch die Übertragung eines Wärmestromes, die Übertragung eines Massenstromes und/oder durch eine Erzeugung in irreversiblen Prozessen.
- erläutert, dass Irreversibilitäten aufgrund von Wärmeleitung in Richtung abnehmender Temperatur eine zunächst reversible Wärmeübertragung unmittelbar an der Systemgrenze zu einer insgesamt irreversiblen Wärmeübertragung in Bezug auf das System macht.
- die beschränkte Umwandelbarkeit von Wärme in Nutzarbeit am Prinzip der Wärmekraftmaschine erläutert. Dabei wurde abgeleitet, dass der Carnot-Faktor eine grundsätzliche Beschränkung für die Energieumwandlung von thermischer in mechanische Energie darstellt.
- unter Gesichtspunkten des 2. Hauptsatzes eine Aufteilung der Energie in Exergie und Anergie vorgenommen. Damit gelingt es, Energie anschaulich zu bewerten und thermodynamische Prozesse in ihrer Wechselwirkung mit der Umgebung besser zu verstehen.

Im folgenden Abschnitt möchten wir anhand einiger konkreter Beispielsituationen dem Leser Gelegenheit zur kritischen Überprüfung des eigenen Verständnisses der Inhalte von Kapitel 5 geben. Dazu stellen wir zunächst mehrere allgemeine Fragen, die im Kontext bestimmter thermodynamischer Stoffe, Systeme oder Prozesse konkretisiert werden. Eine Diskussion möglicher Antworten findet sich im Anschluss daran.

Fragen – Stimmt es, dass ...?

1 *Stimmt es, dass mit einem Temperaturanstieg bei der Verdichtung eines idealen Gases auch eine Zunahme der Entropie verbunden ist?*

Diese Frage stellt sich, wenn man die adiabate Kompression eines Gases (siehe auch Kapitel 4, Fragen 1 und 5) unter dem Gesichtspunkt der Entropie betrachtet. Untersuchen Sie dazu im Folgenden eine solche Kompression einer festen Menge eines idealen Gases. Nehmen Sie an, die Entropieproduktion aufgrund von Irreversibilitäten sei vernachlässigbar.

- Welche qualitative Aussage lässt sich über die Entropie machen (d. h. nimmt sie zu, nimmt sie ab, oder bleibt sie gleich)?
- Was folgt daraus qualitativ für die Abhängigkeit der Entropie eines idealen Gases von Temperatur und Druck, $s(p, T)$, oder Temperatur und Volumen, $s(v, T)$?
- Ist es auch möglich, ein Gas so zu verdichten, dass seine Entropie dabei abnimmt?

2 *Stimmt es, dass die Entropie eines Systems grundsätzlich zunimmt, wenn in ihm irreversible Prozesse ablaufen?*

Diese Frage stellt sich im Zusammenhang mit der zentralen Aussage des zweiten Hauptsatzes, dass die Entropie in realen Prozessen stets zunimmt. Betrachten Sie dazu noch einmal die Entropiebilanz einer Wärmekraftmaschine gemäß Abschnitt 5.6.

- Nimmt die Entropie des Systems (d. h. der Wärmekraftmaschine) über lange Zeiträume betrachtet zu, nimmt sie ab, oder bleibt sie gleich, wenn der Prozess reversibel abläuft? Was gilt, wenn Irreversibilitäten auftreten?
- Was geschieht mit der zusätzlich produzierten Entropie?

3 *Stimmt es, dass beim „Hintereinanderschalten“ von Maschinen der Gesamtwirkungsgrad immer kleiner ist als der Wirkungsgrad jedes einzelnen Teilprozesses?*

Diese Frage stellt sich im Zusammenhang mit der Definition eines Wirkungsgrades als Verhältnis von „Nutzen“ zu „Aufwand“. Dabei werden mit den Begriffen „Nutzen“ und „Aufwand“ in der Regel die Beträge der wirtschaftlich genutzten bzw. der eingesetzten Energien bezeichnet, so dass bei Hinzunahme eines weiteren Prozesses (mit entsprechenden Verlusten) der Gesamtwirkungsgrad weiter abnehmen sollte. Man erwartet also, dass sich der Gesamtwirkungsgrad als Produkt der einzelnen Wirkungsgrade, die alle kleiner als eins sind, ausdrücken lässt. Andererseits wird jedoch eine Kopplung verschiedener Prozesse in einer Anlage häufig dazu verwendet, die Nutzung der eingesetzten Primärenergie zu optimieren. Eine Kopplung von Teilprozessen scheint hier also nicht zur Folge zu haben, dass der Gesamtwirkungsgrad weiter sinkt. Betrachten Sie hierzu das folgende einfache Beispiel¹⁰:

Zwei Wärmekraftmaschinen, jeweils mit einem Wirkungsgrad von $\eta = 0,4$, werden so hintereinander geschaltet, dass die Abwärme der ersten vollständig der

¹⁰ Diese Frage wurde von Prof. G. Schmitz (TUHH) zur Verfügung gestellt.

zweiten Maschine zugeführt wird. Bestimmen Sie den Gesamtwirkungsgrad der Anlage.

- 4 *Stimmt es, dass die Exergieanteile von innerer Energie (oder Enthalpie) bei Temperaturen und Drücken unterhalb des Umgebungs niveaus negative Werte annehmen?*

Diese Frage stellt sich, wenn man den Carnot-Faktor sowie die anderen Gleichungen betrachtet, die zur Bestimmung des Exergieanteils von Energien und Energieströmen verwendet werden.¹¹ Wendet man z.B. die Definition von η_C auf Temperaturen unterhalb der Umgebungstemperatur an, so ergibt sich formal ein negativer Wert für η_C . Wie ist dieser Wert zu interpretieren? Was lässt sich allgemein über die Vorzeichen der Exergieanteile von innerer Energie und Enthalpie sagen? Betrachten Sie beispielhaft die folgenden drei Systeme und bestimmen Sie jeweils das Vorzeichen des Exergieanteils der spezifischen inneren Energie des Systems für:

- ein ideales Gas bei $p > p_U$ und $T = T_U$ (System A)
- ein ideales Gas bei $p < p_U$ und $T = T_U$ (System B)
- Wasser bei $p = p_U$ und $T < T_U$ (System C)

Diskussion der Fragen

- 1 *Stimmt es, dass mit einem Temperaturanstieg bei der Verdichtung eines idealen Gases auch eine Zunahme der Entropie verbunden ist?*
- a. Im zweiten Hauptsatz für geschlossene Systeme (5.17) tritt außer der Entropieproduktion aufgrund von Irreversibilitäten nur die Entropieänderung im Zusammenhang mit reversibler Wärmeübertragung auf. Da beim adiabaten Prozess das System aber thermisch isoliert ist, also keine Energie in Form von Wärme übertragen wird, ist die Entropieänderung gleich null, sofern Irreversibilitäten vernachlässigt werden können (also nur reversible Volumenänderungsarbeit verrichtet wird). Ein adiabater und reversibler Prozess wird deshalb auch als *isentrop* bezeichnet.
 - b. Daraus folgt, dass die Abhängigkeiten der Entropie des idealen Gases von Temperatur und Druck in der Funktion $s(p, T)$ umgekehrte Vorzeichen haben müssen, um bei Anstieg beider unabhängiger Größen, p und T , die Entropie in diesem Fall konstant halten zu können. Da die Entropie mit steigender Temperatur bei *konstantem* Druck zunehmen muss (man wende dazu (5.4) qualitativ auf eine isobare Erwärmung an), muss sie mit zunehmendem Druck (bei konstanter Temperatur) geringer werden. Entsprechend gilt für die Funktion $s(v, T)$, dass die Entropie mit zunehmendem Volumen größer wird. Die in Abschnitt 6.1.3 entwickelten Ausdrücke für $s(p, T)$ und $s(v, T)$ bestätigen diese Aussagen.
 - c. Bei nichtadiabaten Verdichtungsvorgängen, in denen Energie in Form von Wärme an die Umgebung abgegeben wird, kann die Entropie des Gases

¹¹ Teile dieser Frage wurden zuerst als „interaktive Vorlesungsfragen“ in der Veranstaltung *Thermodynamik I* von Prof. G. Schmitz verwendet. Für seinen Beitrag zur Diskussion sei hier besonders gedankt.

sogar abnehmen oder trotz Irreversibilitäten konstant bleiben. Eine Abnahme der Entropie tritt z. B. bei isothermer Verdichtung auf, wie aus der Antwort auf Teilfrage b) leicht zu ersehen ist. Dieses Ergebnis zeigt auch, dass die häufig gewählte Veranschaulichung von Entropie als ein „Maß für die Unordnung in einem System“ oft selbst für eine qualitative Betrachtung eines thermodynamischen Prozesses nicht ausreicht und zumindest genauer definiert werden muss. Eine solche Definition der Entropie fällt in das Gebiet der statistischen Thermodynamik, die jedoch nicht in diesem Buch behandelt wird¹².

Fazit: Die gestellte Frage muss mit „Nein“ beantwortet werden. Aus einem Temperaturanstieg bei einer Verdichtung folgt nicht notwendigerweise, dass die Entropie des Gases in diesem Prozess zunehmen muss. Selbst unter Berücksichtigung von Irreversibilitäten kann die Entropie bei einer Verdichtung gleich bleiben oder sogar abnehmen, wenn gleichzeitig Energie in Form von Wärme abgeführt wird.

2 *Stimmt es, dass die Entropie eines Systems immer zunimmt, wenn in ihm irreversible Prozesse ablaufen?*

- a. Bei der in Abschnitt 5.6 eingeführten Wärmekraftmaschine wird davon ausgegangen, dass darin ein kontinuierlich ablaufender oder sich nach kurzer Zeit wiederholender Prozess stattfindet. In beiden Fällen ändern sich die Zustandsgrößen des Systems über lange Zeiträume betrachtet nicht. Dies ist für den Fall eines kontinuierlich ablaufenden Prozesses einsichtig. Für den Fall zeitlich periodischer Prozesse betrachte man dazu das System, wenn es nach einer beliebigen Anzahl von Zyklen jeweils wieder den gleichen Zustand erreicht hat. Da die Entropie eine Zustandsgröße ist, bleibt auch sie konstant, und zwar unabhängig davon, ob der Prozess reversibel ist oder nicht.
- b. Da die durch eventuell auftretende Irreversibilitäten produzierte Entropie also nicht im System verbleiben kann, muss sie, wie in ► Abbildung 5.5 dargestellt, an die Umgebung abgeführt werden. Dazu ist bei gleichem zugeführten Wärmestrom Q_{zu} im Vergleich zur reversibel arbeitenden Maschine ein betragsmäßig größerer abgeführter Wärmestrom \dot{Q}_{ab} notwendig.

Fazit: Die gestellte Frage muss mit „Nein“ beantwortet werden. Irreversibilitäten sind zwar immer mit der Zunahme von Entropie verbunden. Die produzierte Entropie muss jedoch nicht im betrachteten System verbleiben, sondern kann (bzw. muss) in der Regel an die Umgebung abgeführt werden.

3 *Stimmt es, dass beim „Hintereinanderschalten“ von Maschinen der Gesamtwirkungsgrad immer kleiner ist als der Wirkungsgrad jedes einzelnen Teilprozesses?*

In der beschriebenen Anordnung gibt jede der beiden Wärmekraftmaschinen Arbeit ab, und zwar jeweils vom Betrag 40 % der von ihr in Form von Wärme aufgenommenen Energie. In der ersten WKM werden also 40 % der anfänglich zugeführten Energie als Arbeit nutzbar gemacht. Von den in Form von Wärme abgeführten 60 % werden jedoch wiederum 40 % (also 24 % der anfänglich aufgenommenen Energie) in der zweiten WKM als Arbeit abgegeben. Damit wird

¹² Siehe dazu z. B. Lucas, K.: „Angewandte statistische Thermodynamik“, Springer-Verlag, Berlin, 1986.

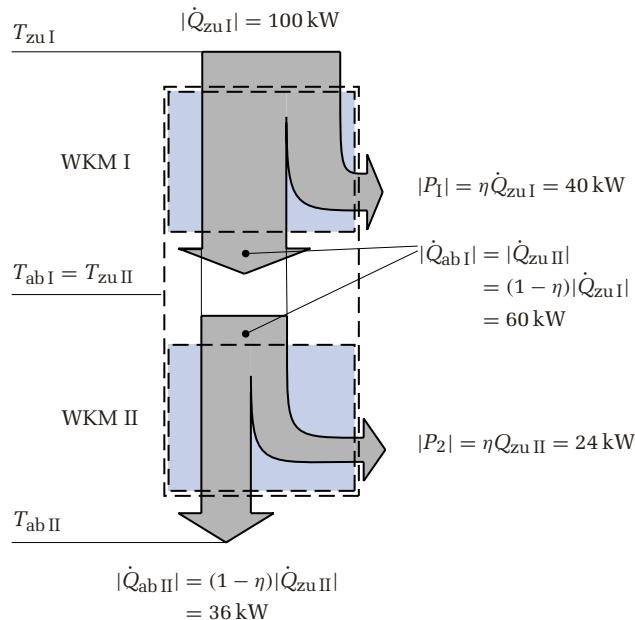


Abb. 5.7: Zwei gekoppelte Wärmekraftmaschinen mit $T_{zu I} > T_{ab I} = T_{zu II} > T_{ab II}$

in diesem Beispiel ein Gesamtwirkungsgrad von $\eta_{\text{gesamt}} = 0,64$ erzielt, wie sich anhand des Zahlenbeispiels in ▶ Abbildung 5.7 leicht nachvollziehen lässt.

Der Gesamtwirkungsgrad ist in diesem Fall also nicht gleich dem Produkt der Einzelwirkungsgrade (also nicht 16 %), da es sich nicht um eine Verkettung von Maschinen handelt, bei der die genutzte Leistung aus einer Maschine in die jeweils nächste fließt (wie zum Beispiel bei einem Generator, der von einer Wärmekraftmaschine angetrieben wird, so dass der Gesamtwirkungsgrad $\eta_{\text{gesamt}} = \eta_G \eta_{\text{WKM}}$ ist). In dem betrachteten Beispiel wird gerade der nicht genutzte Energiestrom aus der ersten Maschine in einer zweiten noch teilweise nutzbar gemacht, so dass sich die jeweils genutzten Teilenergieströme addieren.

Fazit: Die gestellte Frage muss mit „Nein“ beantwortet werden. Sofern in einem ersten Prozess nicht genutzte Energieströme in einem zweiten Prozess noch genutzt werden können, kann sich der Gesamtwirkungsgrad der gekoppelten Prozesse erhöhen.

- 4 Stimmt es, dass die Exergieanteile von innerer Energie und Enthalpie bei Temperaturen und Drücken unterhalb des Umgebungsniveaus negative Werte annehmen?

Da für alle drei Systeme der Exergieanteil der inneren Energie bestimmt werden soll, müssen jeweils die Vorzeichen und relativen Größen der drei Terme in der folgenden Gleichung (siehe ▶ Tabelle 5.1) betrachtet werden:

$$u^E = \underbrace{(u - u_U)}_I - \underbrace{T_U(s - s_U)}_{\text{II}} + \underbrace{p_U(v - v_U)}_{\text{III}} \quad (5.42)$$

Für die Systeme A und B ist wegen der Unabhängigkeit der spezifischen inneren Energie eines idealen Gases von Druck und spezifischem Volumen bei gegebener Temperatur der erste Term (I) jeweils gleich null. Der zweite Term kann in beiden Fällen anschaulich mit Hilfe des reversiblen isothermen Kompressions- bzw. Expansionsprozesses vom Umgebungszustand (p_U, v_U) zum jeweils betrachteten Zustand (X) bestimmt werden. Dafür gilt mit (5.4) wegen der Reversibilität:

$$-T_U(s - s_U) = -T_U \int_U^X \frac{\delta q}{T_U} = -q_{UX} = +w_{UX} \quad (5.43)$$

Aufgrund der Betragsgleichheit mit der Arbeit w_{UX} lässt sich dieser Term im p, v -Diagramm als Fläche unter der Kurve UX darstellen. Das Vorzeichen von II ist positiv für System A, da von U nach X komprimiert werden muss, und negativ für System B. Der dritte Term (III) ist gerade das Produkt aus Umgebungsdruck und (spezifischer) Volumendifferenz und entspricht im p, v -Diagramm der Fläche eines Rechteckes. Dieser Term ist negativ für System A und positiv für System B. Da p_U bei System A der kleinste Druck im betrachteten Prozess ist, im System B jedoch der größte, hat in beiden Fällen der Term mit dem positiven Vorzeichen den größeren Betrag. (Siehe ▶ Abbildung 5.8 a und b.) Daraus folgt, dass der Exergieanteil der inneren Energie sowohl für System A bei „Überdruck“ als auch für System B bei „Unterdruck“ positiv ist. Darüber hinaus folgt durch Vergleich von ▶ Abbildung 5.8a mit ▶ Abbildung 4.4, dass der Exergieanteil der inneren Energie von System A gerade gleich der in der isothermen Entspannung verrichteten Nutzarbeit ist. Entsprechendes gilt für System B.

Für System C ist wegen der geringen thermischen Ausdehnung des Wassers der dritte Term (III) vernachlässigbar. Die anderen beiden Terme sind ungleich Null und haben unterschiedliche Vorzeichen. Der erste Term (I) ist negativ und ent-

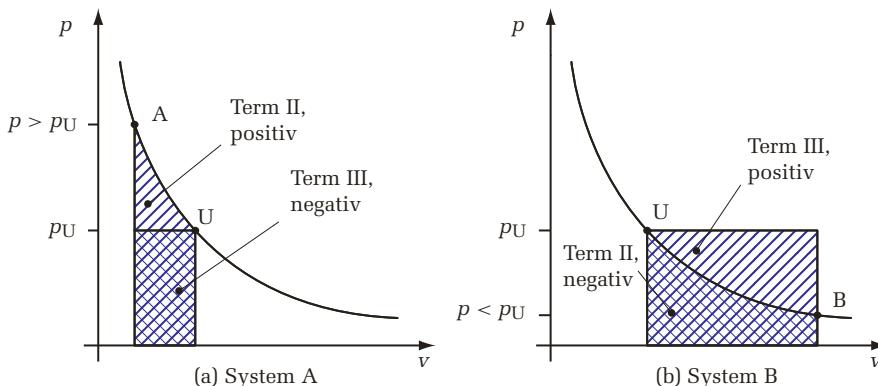
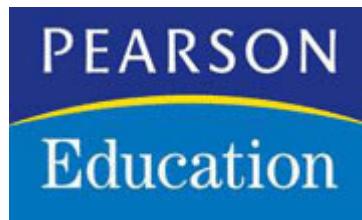


Abb. 5.8: p, v -Diagramme mit den Zuständen von System A und System B sowie den isothermen Zustandsänderungen von Umgebungszustand U zum jeweiligen Systemzustand; die schraffierten Flächen entsprechen den jeweiligen Beträgen der Terme II und III in (5.42).



Copyright

Daten, Texte, Design und Grafiken dieses eBooks, sowie die eventuell angebotenen eBook-Zusatzdaten sind urheberrechtlich geschützt. Dieses eBook stellen wir lediglich als persönliche Einzelplatz-Lizenz zur Verfügung!

Jede andere Verwendung dieses eBooks oder zugehöriger Materialien und Informationen, einschliesslich

- der Reproduktion,
- der Weitergabe,
- des Weitervertriebs,
- der Platzierung im Internet, in Intranets, in Extranets,
- der Veränderung,
- des Weiterverkaufs
- und der Veröffentlichung

bedarf der schriftlichen Genehmigung des Verlags.

Insbesondere ist die Entfernung oder Änderung des vom Verlag vergebenen Passwortschutzes ausdrücklich untersagt!

Bei Fragen zu diesem Thema wenden Sie sich bitte an: info@pearson.de

Zusatzdaten

Möglicherweise liegt dem gedruckten Buch eine CD-ROM mit Zusatzdaten bei. Die Zurverfügungstellung dieser Daten auf unseren Websites ist eine freiwillige Leistung des Verlags. Der Rechtsweg ist ausgeschlossen.

Hinweis

Dieses und viele weitere eBooks können Sie rund um die Uhr und legal auf unserer Website



herunterladen