

8 Thermodynamik der Wärmekraftanlagen

Überhaupt hat der Fortschritt das an sich,
dass er viel größer aussieht, als er wirklich ist.
Johann Nepomuk Nestroy (1801–1862)

Elektrische Energie ist eine zunehmend wichtige Form von Nutzenergie. Der Bedarf an elektrischer Energie in Deutschland erfährt in den letzten Jahren eine leichte, aber wichtige Zunahme um ca. 1% pro Jahr, im Jahr 2015 wurden $651 \cdot 10^9$ kWh dieser Energieform erzeugt [8.1]. Bei der Stromerzeugung, wie die Bereitstellung elektrischer Energie umgangssprachlich genannt wird, spielen große thermische Kraftwerke nach wie vor die Hauptrolle, obwohl die dezentrale Erzeugung durch photovoltaische Anlagen, Windenergieanlagen und auch Gasmotoren im Kontext von Biogasanlagen deutlich steigende Anteile einnehmen, vgl. Abschnitt 8.1. Thermische Kraftwerke sind Energiewandler, deren zentrales Element eine Wärmekraftanlage zur Wandlung von Wärmeenergie in Wellenarbeit ist. Die Wellenarbeit wird dann mittels eines Generators in elektrische Energie überführt. Die wichtigste Wärmekraftanlage ist die Dampfkraftanlage, die den Clausius-Rankine Kreisprozess realisiert. Von der einfachen Dampfkraftanlage ausgehend werden in diesem Kapitel die Verbesserungen untersucht, die zum modernen Dampfkraftwerk führen. Darauf aufbauend wird die mögliche Wirkungsgradsteigerung durch Kombination einer Gasturbinenanlage mit einem nachgeschalteten Dampfkraftwerk behandelt. Wegen der großen Relevanz für das globale Klima werden abschließend die CO_2 -Emissionen der verschiedenen Verfahren zur Stromerzeugung verglichen.

8.1 Die Umwandlung von Primärenergie in Nutzenergie

Gemäß dem 1. Hauptsatz der Thermodynamik kann Energie weder erzeugt noch vernichtet werden, sie kann lediglich ihre Erscheinungsform ändern, vgl. Abschnitt 2.2. Da die in der Natur vorhandenen Energieformen, die Primärenergien, sich nur zu einem geringen Teil direkt für den technischen Bedarf nutzen lassen, müssen die Primärenergieformen in Nutzenergieformen umgewandelt werden, vgl. Abschnitt 8.1. Primärenergieformen sind die chemische innere Energie von fossilen Brennstoffen wie Kohle, Erdöl, Erdgas und Biomasse, die nu-

kleare innere Energie von nuklearen Brennstoffen wie Uran sowie die elektromagnetische Strahlungsenergie der Sonne in ihrer direkten Form (Solarstrahlung am Erdboden) und indirekten Form (kinetische Energie des Windes, potenzielle Energie des Wassers). Weitere Primärenergieformen sind die geothermische Energie und die durch Ebbe und Flut bedingte kinetische und potenzielle Energie der Meere. Die geothermische Energie setzt sich aus einem Wärmestrom vom heißen Erdinneren zur kälteren Erdoberfläche von ca. 70 kW/km^2 sowie aus dem radioaktiven Zerfall der in der Erdkruste vorhandenen Spurenelemente wie Uran und Thorium (ca. 1 kW/km^3) zusammen [8.2].

Der Primärenergiebedarf der Bundesrepublik Deutschland belief sich im Jahr 2015 auf 13.239 PJ. Die wichtigsten Primärenergieträger im Jahr 2015 und, zum Vergleich, 2008 sowie 1995 sind in Tabelle 8.1 zusammengestellt [8.1]¹.

Tabelle 8.1. Anteile der Primärenergieträger in Deutschland 1995, 2008 und 2015, berechnet nach der Wirkungsgradmethode [8.1]

Energieträger	Primärenergie in PJ			Anteile in %		
	1995	2008	2015	1995	2008	2015
Erdöl	5.689	4.904	4.472	39,9	34,1	33,6
Erdgas	2.799	3.222	2.800	19,6	22,3	21,1
Steinkohle	2.060	1.800	1.718	14,4	12,5	12,9
Braunkohle	1.734	1.554	1.565	12,2	10,8	11,8
Uran	1.682	1.623	1.001	11,8	11,3	7,5
Wasser	77	74	68	0,55	0,65	0,5
Wind	6	146	317	0,05	1,05	2,4
Sonstige EE*	205	1.138	1.525	1,4	7,9	11,5
Austauschsaldo Strom**	17	−81	−173	0,1	−0,6	−1,3
Summe	14.269	14.380	13.293	100,0	100,0	100,0

*) Sonstige Erneuerbare Energieträger (EE) sind Brennholz, Biomasse, Müll, Klärschlamm, Gruben- und Deponiegase sowie die Photovoltaik

**) Der Stromaustauschsaldo ist die Differenz des physikalischen Stromflusses zwischen dem Ausland und Deutschland. Ein negativer Wert bedeutet, dass ein Netto-Export stattgefunden hat.

¹ Beim Vergleich der aktuellen Daten mit Primärenergiedaten aus der Vergangenheit ist ein neuer Bewertungsansatz ab 1995 zu beachten. Bei Primärenergieträgern, denen kein Heizwert beigemessen werden kann (z.B. Uran, Wind, Wasser), wurde früher die Substitutionsmethode angewandt. Die entsprechenden Versorgungsbeiträge zur elektrischen Energie wurden so bewertet, als ob diese Endenergie durch ein konventionelles Wärmekraftwerk mit vorgegebenem Wirkungsgrad bereitgestellt worden wäre. Bei der ab 1995 gültigen Wirkungsgradmethode, die auch in internationalen statistischen Gremien üblich ist, werden der Bewertung repräsentative Wirkungsgrade unterstellt. Hierzu werden beim Uran 33%, bei Wind und Wasser 100% angenommen.

Während der Primärenergiebedarf im Zeitraum 1995 bis 2015 näherungsweise konstant geblieben ist, hat der Primärenergiebedarf, bezogen auf das Bruttoinlandsprodukt, im selben Zeitraum von 6,8 auf 4,38 GJ/1000 € abgenommen [8.3].

Die wichtigsten Nutzenergieformen sind die mechanische Energie, die elektrische Energie, sowie die thermische innere Energie unterschiedlicher Wärmeträger (Raumwärme, Warmwasser und sonstige Prozesswärmeträger). Die Verteilung dieser Nutzenergieformen auf die Sektoren Industrie, Verkehr, Haushalte sowie Gewerbe und Handel ist in Tabelle 8.2 zusammengestellt. Da die elektrische Energie größtenteils zur Bereitstellung von mechanischer Energie, Prozesswärme, Warmwasser und auch Raumwärme weiter umgewandelt wird, ist in Tabelle 8.2 nur die Beleuchtung als Nutzform der elektrischen Energie ausgewiesen. Die deutliche Differenz zwischen dem Gesamtbedarf an Primärenergie und Nutzenergie ist im Wesentlichen auf die Abwärmeströme der Wärmekraftanlagen zum Erzeugen der elektrischen Energie zurückzuführen. Dieses wird in Abb. 8.1 deutlich, in welcher ein Energieflussbild für die Bundesrepublik Deutschland dargestellt ist [8.5]. Die Umwandlungsverluste vom jeweiligen Endenergieträger zur Nutzenergie sind in Abb. 8.1 nicht enthalten. Dieses betrifft z.B. die Verluste in den Verbrennungsmotoren zur Bereitstellung der mechanischen Energie sowie in den Heizkesselanlagen zur Bereitstellung der Raumwärme und des Warmwassers. Dem Verkehr werden ca. 30% des Nutzenergiebedarfs zugeordnet, der Energieversorgung privater Haushalte gut 26%.

Tabelle 8.2. Aufteilung der Nutzenergieformen auf die Verbrauchssektoren 2014 in PJ [8.4]. Da die elektrische Energie größtenteils weiter in die anderen Nutzenergien fließt, ist hier nur die Beleuchtung einschließlich Fernseher/Radio/PC als Nutzform der elektrischen Energie aufgeführt.

Nutzenergie	Verkehr	Haushalt	Industrie	Gewerbe	Gesamt
Raumwärme	13	1.478	219	616	2326
Warmwasser	—	362	23	74	458
Prozesswärme	—	135	1.616	102	1.853
Prozesskälte	3	99	35	45	181
mech. Energie	2.592	12	546	203	3.352
Informationstk.	10	84	32	70	196
Beleuchtung	12	43	38	189	282
Gesamt	2.629	2.213	2.508	1.298	8.648

Eine wichtige Aufgabe der Energietechnik ist es, den leicht steigenden Bedarf an elektrischer Energie zu decken. Die im Jahr 2014 insgesamt in Deutschland erzeugte elektrische Energie von $628 \cdot 10^9 \text{ kWh} = 2260 \text{ PJ}$ wurde mit einem Primärenergieaufwand von insgesamt 4974 PJ erzeugt, woraus sich ein mitt-

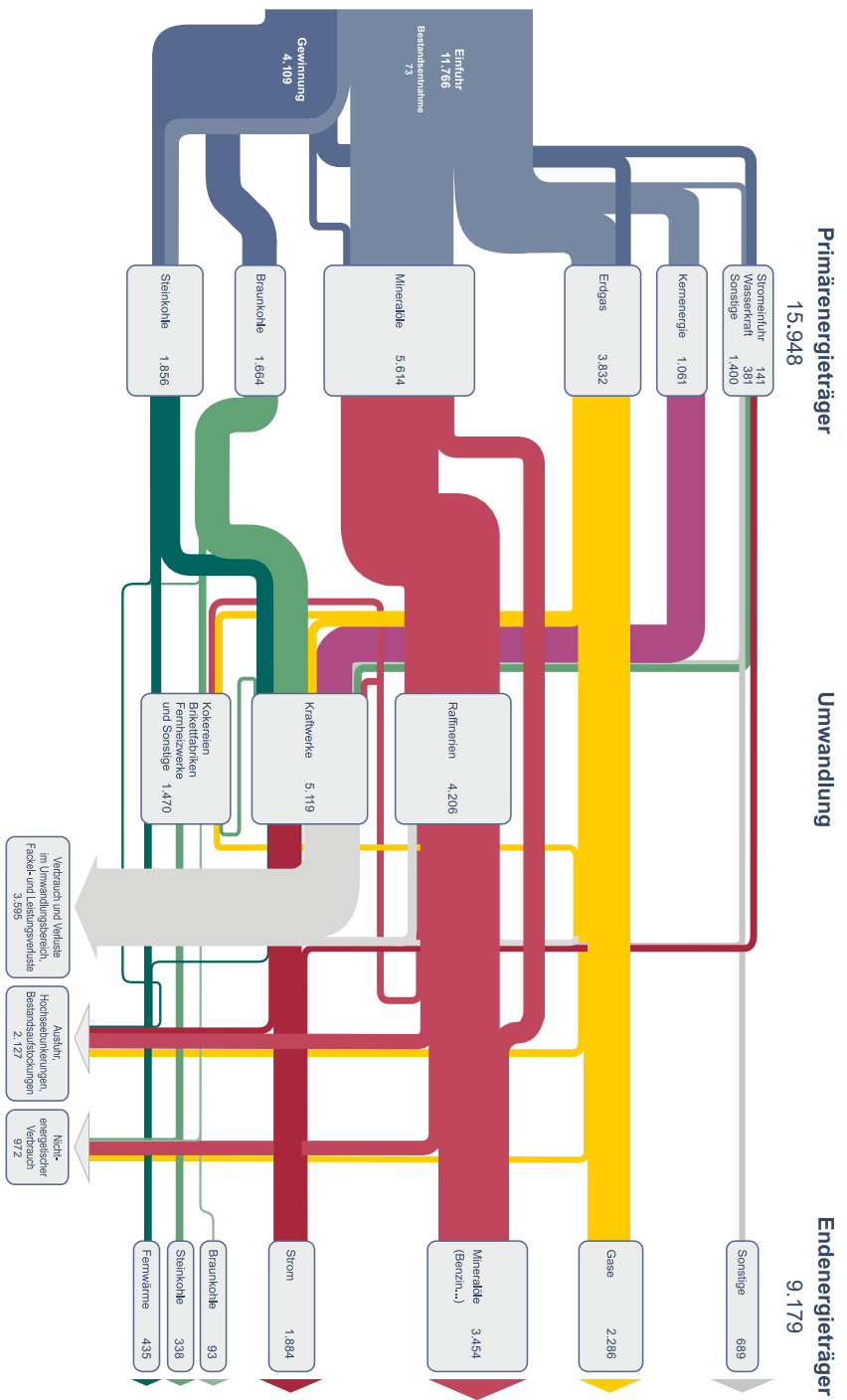


Abbildung 8.1. Energieflussbild der Bundesrepublik Deutschland 2013 [8:5]. Die Zahlen geben die Energie in PJ = 10¹⁵ J an.

lerer energetischer Umwandlungswirkungsgrad der Stromerzeugung von $\eta^{\text{el}} = W^{\text{el}}/E_{\text{Prim}}^{\text{el}} = 2260 \text{ PJ} / 4974 \text{ PJ} = 0,454$ ergibt. 1990 betrug dieser mittlere Wirkungsgrad $\eta^{\text{el}} = 1980 \text{ PJ} / 5329 \text{ PJ} = 0,372$, wobei jeweils die Wirkungsgradmethode angewandt wurde. An der Bereitstellung der elektrischen Energie in Deutschland waren im Jahr 2015 die Primärenergieträger Braunkohle mit 23,8%, Steinkohle mit 18,1%, Uran mit 14,1%, Erdgas mit 9,1%, Windenergie mit 13,5%, Biomasse mit 6,8%, Photovoltaik mit 5,9% und Wasser mit 3,9% beteiligt [8.4].

8.1.1 Übersicht über die Umwandlungsverfahren

Abbildung 8.2 gibt einen Überblick über heute bekannte und genutzte Verfahren zur Umwandlung chemischer, nuklearer und solarer Energie (Primärenergien) in elektrische Energie. Gemäß Abschnitt 7.2.6 besteht die chemische Energie der Brennstoffe weitgehend aus Exergie. Nach R. Pruscek [8.6] trifft dies auch auf die bei der Kernspaltung frei werdende nukleare Energie zu. Ebenso hat die solare Strahlungsenergie nach einer Untersuchung von S. Kabelac [8.7] einen hohen Exergiegehalt, der je nach Atmosphärenzustand zwischen 50 und 90% liegt. Daraus ergibt sich die Forderung, die Umwandlungsprozesse, die von diesen Primärenergien zur elektrischen Energie führen, möglichst verlustarm zu gestalten, um den hohen Exergiegehalt der Primärenergien zu bewahren.

Die chemische Bindungsenergie der fossilen Primärenergieträger Kohle, Öl und Erdgas sowie der Biomasse wird durch die Verbrennung in die innere Energie heißer Verbrennungsgase umgewandelt. Wie in Abschnitt 7.2 gezeigt wurde, gehen dabei etwa 30% der Brennstoffexergie verloren. Soweit die Biomasse – überwiegend Holz – nicht direkt verbrannt wird, muss sie durch eine thermochemische Pyrolyse oder durch einen Vergärungsprozess in ein methanhaltiges Brenngas überführt werden [8.8].

Die thermische innere Energie der Verbrennungsgase lässt sich auf zwei Wegen in Wellenarbeit umwandeln: Mit den in Abschnitt 7.3 behandelten Verbrennungskraftanlagen und mit den Wärmekraftanlagen. Die Verbrennungskraftanlagen stellen überwiegend Wellenarbeit als Endenergie für mobile Anwendungen bereit, während die nachfolgend behandelten Wärmekraftanlagen nahezu ausschließlich zur Bereitstellung elektrischer Energie genutzt werden.

Die Brennstoffzelle wandelt chemische Energie von Wasserstoff direkt in elektrische Energie um. Wasserstoff ist aber kein Primärenergieträger, so dass ein zusätzlicher Verfahrensschritt erforderlich ist, nämlich die Herstellung von Wasserstoff oder eines wasserstoffreichen Gasgemisches aus einem der oben genannten Primärenergieträger. Dieser Nachteil, dazu das Problem der Wasserstoffspeicherung und die hohen Anlagenkosten haben dazu geführt, dass sich die thermodynamisch eleganten Brennstoffzellen gegenüber anderen Stromerzeugern noch nicht im größeren Maßstab durchsetzen konnten.

Die Gewinnung elektrischer Energie aus nuklearer Energie geht den Weg über die thermische innere Energie eines „Wärmeträgers“; dieser ist das Fluid,

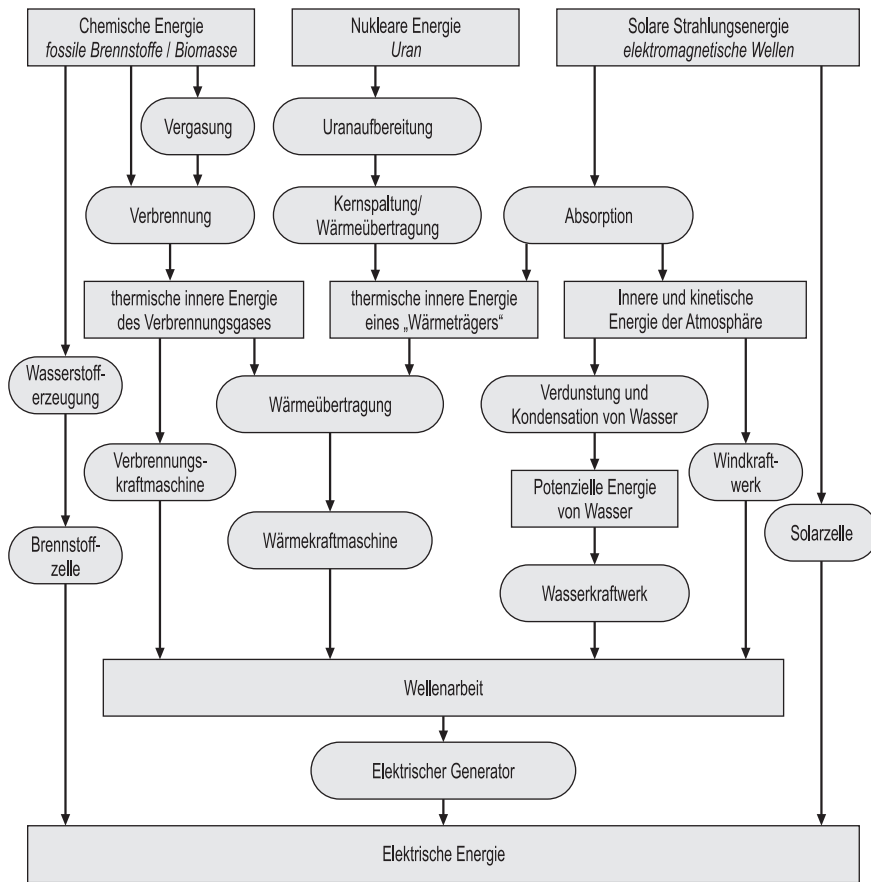


Abbildung 8.2. Verfahren zur Umwandlung von Primärenergie in elektrische Energie

welches im Primärkreislauf die durch die Kernspaltung erhitzten Spaltstoffelemente eines Kernreaktors kühlt und Wärme an eine Wärmekraftanlage abgibt. In ähnlicher Weise wird solare Strahlungsenergie in thermischen Solar-kraftwerken genutzt. Über Spiegelfelder konzentrierte Solarstrahlung heizt durch Absorption ein umlaufendes Fluid auf, das Wärme an eine Wärmekraft-anlage überträgt. Um die hierbei auftretenden Exergieverluste zu begrenzen, muss

der „Wärmeträger“ ein möglichst hohes Temperaturniveau erreichen, damit der Exergiegehalt der von der Wärmekraftanlage aufgenommenen Wärme mög-lichst groß wird.

Solare Strahlungsenergie wird auch in den Wind- und Wasserkraftwerken genutzt, nachdem die Natur selbst einige Umwandlungsschritte vorgenommen hat. Die solare Energie findet sich in der inneren und kinetischen Energie der At-mosphäre wieder. Durch die Verdunstung von Wasser, den Transport des Was-

serdampfes in größere Höhen und die dort stattfindende Kondensation wird die potenzielle Energie des Wassers so erhöht, dass sie in Wasserkraftwerken in Wellenarbeit umgewandelt werden kann. Druck- und Temperaturunterschiede in der Atmosphäre rufen Strömungen (Wind) hervor, deren kinetische Energie in Windkraftwerken genutzt werden kann.

Die direkte Umwandlung solarer Strahlungsenergie in elektrische Energie ist mit Solarzellen möglich, die auf dem von A.C. Bequerel 1839 entdeckten photovoltaischen Effekt beruhen, vgl. [8.9]. Ihr energetischer Wirkungsgrad von derzeit 15 bis 20% ist vergleichsweise gering, und ihre Herstellung ist nicht nur mit hohen Kosten, sondern auch mit einem hohen Energieaufwand verbunden. Sie müssen mehrere Jahre in Betrieb sein, um so viel elektrische Energie zu erzeugen, wie zu ihrer Herstellung verbraucht wurde. Laufende Forschungs- und Entwicklungsarbeiten lassen höhere Wirkungsgrade über 20% sowie die weitere Senkung der Herstellungskosten erwarten.

Die in Abb. 8.2 schematisch dargestellte Umwandlung der drei Primärenergien in elektrische Energie ist leider nicht unproblematisch und ohne Risiko. Dabei zeigt jede der drei Primärenergien spezifische Vor- und Nachteile. Die Verbrennung gehört zu den technisch leicht beherrschbaren Prozessen; fossile Brennstoffe (Stein- und Braunkohle, Öl und Erdgas) sind daher bevorzugte, einfach zu handhabende Primärenergieträger mit hoher Energiedichte, die noch ca. 79,4% des Primärenergiebedarfs von Deutschland abdecken. Ihre Vorkommen sind begrenzt und in der Welt ungleichmäßig verteilt, gerade die europäischen Industrienationen verfügen (abgesehen von Braunkohle und z.T. schwer abbaubarer Steinkohle) über nur geringe Lagerstätten. Die auf molekularer Ebene unkontrollierte Verbrennungsreaktion führt, wie in Kap. 7 dargelegt, zu einer hohen Entropieproduktion und zur entropiereichen thermischen inneren Energie eines Verbrennungsgases als Zwischenenergieform. Die hier enthaltene Entropie muss im nachfolgenden Umwandlungsschritt, z.B. in einer Wärmekraftmaschine, unter hohen Verlusten wieder 'abgetrennt' werden. Dieser thermodynamisch unglückliche Zwischenschritt über die thermische Energieform wird in einer Brennstoffzelle vermieden. Ein weiterer Nachteil ist die erhebliche Umweltbelastung durch die Verbrennungsprodukte Schwefeldioxid, Stickstoffoxide und Staub. Nur durch aufwendige Maßnahmen (Rauchgasentschwefelung und Entstickung, Filter) kann die Emission dieser umweltschädigenden Stoffe in noch erträglichen Grenzen gehalten werden. Das bei der Verbrennung entstehende CO_2 führt zu einem stetig steigenden CO_2 -Gehalt der Atmosphäre. Hierdurch wird die Wärmeabstrahlung der Erde in den Weltraum behindert, worauf die Erde mit einer höheren Temperatur reagiert, um die Strahlungsbilanz im Gleichgewicht zu halten, der sog. Treibhauseffekt. Hieraus können globale Klimaänderungen eintreten, deren nachteilige Folgen noch nicht abzusehen sind, vgl. [8.10] und [8.11]. Die Verminderung der CO_2 -Emission ist daher eine wichtige Zukunftsaufgabe der Energietechnik, sie wird in Abschnitt 8.3 behandelt.

Der Vorteil der nuklearen Energie besteht in der hohen Energiedichte des Kern-, „brennstoffs“, welche die der fossilen Brennstoffe um mehrere Zehnerpotenzen übertrifft. Man rechnet bei den Leichtwasserreaktoren, vgl. Abschnitt 8.2.6, mit einer auf die Masse des angereicherten Urans bezogenen Energieabgabe von etwa $35 \text{ MW d/kg} = 3,0 \cdot 10^6 \text{ MJ/kg}$. Im Vergleich zur spezifischen Energieabgabe von Steinkohle, nämlich ihrem Heizwert von etwa 30 MJ/kg , liegt dieser Wert um den Faktor 10^5 höher. Somit enthalten schon vergleichsweise geringe Mengen Kernbrennstoff große innere

Energien. Der wesentliche Nachteil der Nutzung nuklearer Energie ist die Gefährdung durch radioaktive Strahlung. Sie muss durch aufwendige Sicherheitsmaßnahmen soweit reduziert werden, dass auch bei einem Unfall keine radioaktiven Substanzen in gefährlicher Menge aus der Reaktorumhüllung (containment) in die Umgebung gelangen können. Im Normalbetrieb gibt dagegen ein Kernkraftwerk weitaus weniger Radioaktivität ab als ein Kohlekraftwerk, denn Kohle enthält natürliche radioaktive Stoffe, die bei der Verbrennung vornehmlich mit der Flugasche in die Umgebung gelangen [8.12]. Außerdem emittiert ein Kernkraftwerk weder CO_2 noch SO_2 oder Stickstoffoxide. Die Weiterverarbeitung abgebrannter Spaltstoffelemente und die Endlagerung hoch radioaktiven Materials mit großer Halbwertszeit stellen dagegen ein Gefahrenpotenzial dar, das eine aufwendige Sicherheitstechnik erfordert. Die Kernfusion zur Umwandlung nuklearer Energie in thermische Energie wurde in Abb. 8.2 nicht berücksichtigt, da das Ziel einer technischen Nutzung in den nächsten Jahrzehnten nicht erreicht werden wird.

Die Solarenergie ist eine von unmittelbaren Umweltrisiken freie Primärenergie, die in unerschöpflicher Menge zur Verfügung steht. Die Leistungsdichte der Solarstrahlung erreicht jedoch (bei Tage) höchstens 1 kW/m^2 ; sie liegt im Jahresmittel in Deutschland bei ca. 130 W/m^2 . Solare Strahlungsenergie muss daher auf großen Flächen gesammelt werden; sie eignet sich z.B. zur dezentralen Versorgung bei kleiner Leistung. Der Nachteil der geringen Leistungsdichte wird noch dadurch verstärkt, dass die Solarstrahlung maximal nur etwa 8 h je Tag genutzt werden kann. Es müssen zusätzliche konventionelle Kraftwerke zur Sicherung einer kontinuierlichen Stromerzeugung vorgehalten werden oder es sind erhebliche Aufwendungen für die Energiespeicherung erforderlich [8.13].

8.1.2 Thermische Kraftwerke

Ein Kraftwerk hat die Aufgabe, Primärenergie in Wellenarbeit oder elektrische Energie umzuwandeln. Dabei wird von einem thermischen Kraftwerk, Wärmekraftwerk oder von einer Wärmekraftanlage gesprochen, wenn die zugeführte Primärenergie zunächst in thermische (innere) Energie eines Energieträgers verwandelt und dann als Wärme an eine Wärmekraftmaschine übertragen wird, vgl. auch [8.14] und [8.15]. Somit unterscheidet es sich von einer Verbrennungskraftmaschine wie z.B. dem Gasmotor oder einer offenen Gasturbinenanlage, vgl. Abschnitt 7.3, in denen diese Energiewandlungsschritte integriert stattfinden. Jedes thermische Kraftwerk besteht aus zwei Teilsystemen, dem Wärmeerzeuger und der Wärmekraftmaschine. Im Wärmeerzeuger wird die Primärenergie in die Wärme umgewandelt, die an die Wärmekraftmaschine übergeht. Diese wandelt die Wärme nur zum Teil in Nutzarbeit um; der Rest muss nach dem 2. Hauptsatz als Abwärme an die Umgebung abgeführt werden, vgl. Abschnitt 3.1.5.

Es werden drei Typen von Wärmekraftwerken unterschieden, die den drei Primärenergieformen von Abb. 8.2 entsprechen: Wärmekraftwerke, welche die chemische Bindungsenergie der fossilen Brennstoffe oder von aufbereiteter Biomasse nutzen, Kernkraftwerke und thermische Solarkraftwerke. Bei den mit

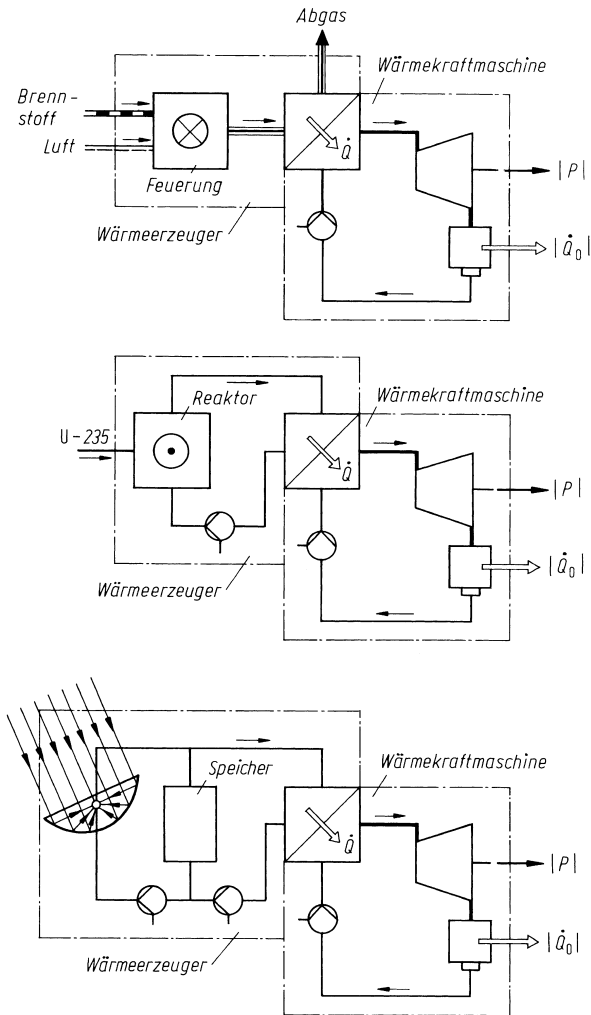


Abbildung 8.3. Thermisches Kraftwerk als Kombination der Teilsysteme Wärmeerzeuger und Wärme-kraftmaschine, die durch den Dampferzeuger gekoppelt sind.
a Wärmekraftwerk mit fossilem Brennstoff;
b Kernkraftwerk;
c Solarthermisches Kraftwerk

Kohle, Öl oder Erdgas beschickten Kraftwerken wird die Primärenergie (Brennstoffenergie) in einer Feuerung in die thermische Energie des Verbrennungsgases verwandelt. Dieses gibt im Dampferzeuger Wärme an die Wärmekraftmaschine ab, Abb. 8.3 a. Im Kernreaktor eines Kernkraftwerks wandelt sich nukleare Energie durch Kernspaltung und Abbau der kinetischen Energie der Spaltprodukte in thermische Energie der Spaltstoffstäbe (Brennelemente) um. Das Fluid des so genannten Primärkreislaufrs kühlt die Brennelemente und transportiert die thermische Energie aus dem Reaktor zum Dampferzeuger, wo der Wärmeübergang an die Wärmekraftmaschine stattfindet, Abb. 8.3 b. In einem solarthermischen Kraftwerk wird die Strahlungsenergie der Sonne in einem Kollektor

oder, nach der Bündelung durch ein Spiegelsystem, in einem Receiver (Strahlungsempfänger) absorbiert und von einem Fluid als Wärme an die Wärmekraftmaschine übertragen, Abb. 8.3 c, [8.13].

Da der Wärmestrom \dot{Q} nach dem 2. Hauptsatz nicht vollständig in die gewünschte Nutzleistung P umgewandelt werden kann, gibt jede Wärmekraftmaschine und damit jedes thermische Kraftwerk einen großen Abwärmestrom \dot{Q}_0 an die Umgebung ab. Ein geringer Teil der Nutzleistung wird an den Wärmeerzeuger zurückgegeben; diese Leistung dient dem Antrieb von Gebläsen, Umwälzpumpen oder zur Aufbereitung des Brennstoffs. Sie gehört zum „Eigenbedarf“ des Kraftwerks, der bei den grundsätzlichen Betrachtungen in diesen Abschnitt nicht ausdrücklich berücksichtigt wird. Es wird nur der Wärmestrom \dot{Q} als kennzeichnend für die energetische Kopplung zwischen den beiden Teilsystemen des thermischen Kraftwerks angesehen.

In der Wärmekraftmaschine durchläuft ein Arbeitsfluid einen Kreisprozess, der in Abschnitt 8.1.4 behandelt wird. Als Arbeitsfluid wird fast immer Wasser bzw. Wasserdampf eingesetzt. In Abb. 8.3 ist eine besonders einfache Wärmekraftmaschine, die so genannte einfache Dampfkraftanlage, dargestellt, die in Abschnitt 8.2.1 behandelt wird. In dem geschlossenen System innerhalb der strichpunktiierten Linie wird Wasser im Kreisprozess durch Speisepumpe, Dampferzeuger (Wärmeaufnahme), Turbine (Arbeitsabgabe) und Kondensator (Abwärmeabgabe) geführt.

In nur wenigen Anlagen wurde als Arbeitsfluid ein Gas benutzt; dies sind die Gasturbinenanlagen mit geschlossenem Kreislauf, die bisher keine größere technische Bedeutung erlangt haben, vgl. [8.16]. Im Gegensatz zu den in Abschnitt 7.3 behandelten offenen Gasturbinenanlagen, die zu den Verbrennungskraftmaschinen gehören, sind die Gasturbinenanlagen mit geschlossenem Kreislauf Wärmekraftmaschinen. Neben Wasser bzw. Wasserdampf und Gas wurden auch andere Arbeitsfluide für Wärmekraftmaschinen erwogen. Ist das Temperaturniveau, bei dem der Wärmestrom \dot{Q} zur Verfügung steht, relativ niedrig (150 bis 300 °C), so lassen Fluorkohlenwasserstoffe oder Gemische aus organischen Stoffen höhere thermische Wirkungsgrade als Wasser erwarten, vgl. z.B. [8.17]. Ein solcher Prozess wird auch als Organic Rankine Cycle (ORC) bezeichnet.

8.1.3 Kraftwerkswirkungsgrade

Die folgenden Überlegungen beschränken sich auf Wärmekraftwerke, die mit fossilen oder nuklearen Brennstoffen als Primärenergieträgern beschickt werden. Man bewertet die in ihnen stattfindende Energieumwandlung durch den Gesamtwirkungsgrad

$$\eta := \frac{-P}{\dot{m}_B H_u} ,$$

der die Nutzleistung P des Kraftwerks mit der zugeführten Brennstoffleistung $\dot{m}_B H_u$ vergleicht. Bei Kernkraftwerken ist \dot{m}_B , der Massenstrom des gespaltenen Materials, nicht direkt messbar. Daher tritt an die Stelle der Brennstoffleistung die Reaktorwärmeleistung \dot{Q}_R , nämlich der von den Spaltstoffelementen

an das Fluid des Primärkreislaufs abgegebene Wärmestrom. Versteht man unter $(-P)$ die *elektrische* Leistung P_{el} des Kraftwerks, abzüglich aller als Eigenverbrauch bezeichneter Leistungen (z.B. für den Antrieb von Pumpen, Gebläsen etc.), so wird η als Netto-Wirkungsgrad bezeichnet. Sein Kehrwert $\dot{m}_{\text{B}} H_{\text{u}} / (-P)$ wird Netto-Wärmeverbrauch genannt und häufig in der Einheit kJ/kWh angegeben, obwohl Wärmeverbrauch und Wirkungsgrad dimensionslose Verhältnissgrößen sind. Einem Wirkungsgrad $\eta = 0,40$ entspricht der Wärmeverbrauch von 9000 kJ/kWh.

Der Gesamtwirkungsgrad η einer Wärmekraftanlage lässt sich durch Erweitern mit dem Wärmestrom \dot{Q} , den das Arbeitsfluid der Wärmekraftmaschine empfängt, in zwei bekannte Faktoren zerlegen:

$$\eta = \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_{\text{B}} H_{\text{u}}} \frac{-P}{\dot{Q}} = \eta_{\text{K}} \eta_{\text{th}} .$$

Der Dampferzeuger- oder Kesselwirkungsgrad η_{K} wurde schon in Abschnitt 7.2.3 behandelt; er liegt bei großen Kohlekraftwerken über 0,92. Bei Kernkraftwerken ist

$$\eta_{\text{K}} = \dot{Q} / \dot{Q}_{\text{R}} \approx 1 ,$$

weil sich \dot{Q} von der Reaktorwärmeleistung \dot{Q}_{R} nur um die geringen Wärmeverluste des Primärkreislaufs unterscheidet. Der thermische Wirkungsgrad η_{th} der Wärmekraftmaschine wird durch den 2. Hauptsatz begrenzt; nach Abschnitt 3.1.5 gilt

$$\eta_{\text{th}} = \eta_{\text{C}}(T_0, T_{\text{m}}) - T_0 \dot{S}_{\text{irr}} / \dot{Q} .$$

Selbst die reversibel arbeitende Wärmekraftmaschine, deren Entropieproduktionsstrom $\dot{S}_{\text{irr}} = 0$ ist, kann höchstens den Carnot-Faktor

$$\eta_{\text{C}}(T_0, T_{\text{m}}) = 1 - T_0 / T_{\text{m}}$$

als thermischen Wirkungsgrad erreichen, da die mit \dot{Q} zugeführte Entropie über den Abwärmestrom wieder aus dem System herausgeführt werden muss. Er hängt von der thermodynamischen Mitteltemperatur T_{m} der Wärmeaufnahme durch das Arbeitsfluid der Wärmekraftmaschine ab und von der Temperatur T_0 , bei der es die Abwärme abgibt.

Im Carnot-Faktor $\eta_{\text{C}} < 1$ kommt zum Ausdruck, dass der von der Wärmekraftmaschine aufgenommene Wärmestrom nur zum Teil aus Exergie besteht und daher niemals, auch nicht von einer reversibel arbeitenden Wärmekraftmaschine, vollständig in Nutzleistung umwandelbar ist. Dies ist darauf zurückzuführen, dass Verbrennung und Kernspaltung stark irreversible Prozesse sind, bei denen ein großer Teil der in der Primärenergie enthaltenen Exergie in Anergie verwandelt wird. Diese Anergie ist im Wärmestrom \dot{Q} enthalten und steht für die Gewinnung von Nutzleistung nicht mehr zur Verfügung.

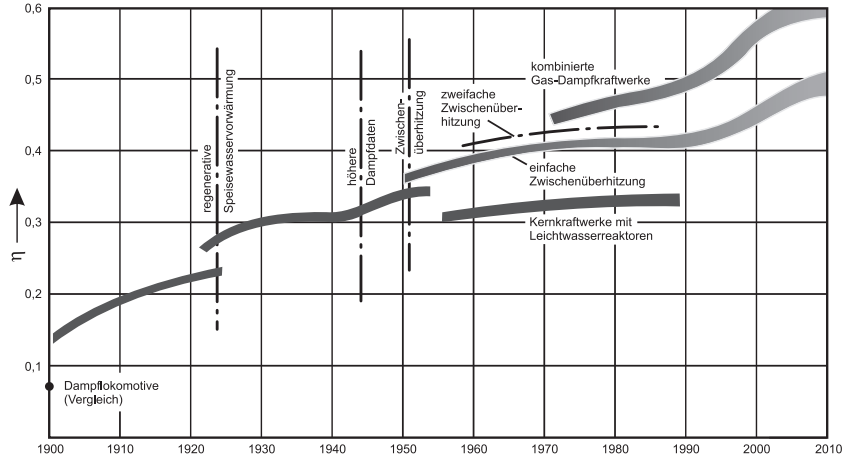


Abbildung 8.4. Anstieg des Wirkungsgrads η von Dampfkraftwerken im 20. Jahrhundert

Da bei der Definition von η_K und η_{th} der 2. Hauptsatz nicht berücksichtigt wurde, erscheinen die thermodynamischen Verluste der irreversiblen Umwandlung von Primärenergie in thermische Energie irreführenderweise im thermischen Wirkungsgrad der Wärmekraftmaschine, obwohl sie im Wärmeerzeuger entstehen. Eine klarere Verlustbewertung ermöglichen exergetische Wirkungsgrade. Es wird der *exergetische Gesamtwirkungsgrad*

$$\zeta := (-P)/(\dot{m}_B ex_B) = \eta \cdot (H_u/ex_B)$$

mit der spezifischen Exergie ex_B des Brennstoffs definiert, vgl. Abschnitt 7.2.6. Da das Verhältnis ex_B/H_u nur wenig größer als eins ist, unterscheiden sich ζ und η numerisch nur wenig. Ihre unterschiedliche Bedeutung wird klarer, wenn man ζ durch Einführen des Exergiestroms

$$\dot{Ex}_Q = \eta_C(T_u, T_m) \dot{Q} = (1 - T_u/T_m) \dot{Q} ,$$

den die Wärmekraftmaschine mit dem Wärmestrom \dot{Q} bei der thermodynamischen Mitteltemperatur T_m aufnimmt, in zwei Faktoren aufteilt:

$$\zeta = \frac{\dot{Ex}_Q}{\dot{m}_B ex_B} \cdot \frac{-P}{\dot{Ex}_Q} = \zeta_{WE} \cdot \zeta_{WKM} .$$

Dabei berücksichtigt der *exergetische Wirkungsgrad des Wärmeerzeugers*,

$$\zeta_{WE} := \frac{\dot{Ex}_Q}{\dot{m}_B ex_B} = \frac{\eta_C(T_u, T_m) \dot{Q}}{\dot{m}_B H_u} \frac{H_u}{ex_B} = \eta_K \eta_C(T_u, T_m) \frac{H_u}{ex_B} ,$$

die Exergieverluste bei der Verbrennung und beim Wärmeübergang vom Verbrennungsgas an das Arbeitsfluid der Wärmekraftmaschine sowie die nichtgenutzte Exergie des abströmenden Abgases. Bei einem Kernkraftwerk sind in ζ_{WE} die Exergieverluste der Kernspaltung und des Wärmeübergangs von den heißen Spaltstoffelementen an das Fluid des Primärkreislaufs sowie des Wärmeübergangs vom Primärkreislauf an die Wärmekraftmaschine enthalten. Da der Carnot-Faktor $\eta_C(T_u, T_m) < 1$ ist, fällt ζ_{WE} sehr viel kleiner als η_K aus, was auf die genannten recht großen Exergieverluste bei der Erzeugung des Wärmestroms \dot{Q} aus Primärenergie hinweist. Der *exergetische Wirkungsgrad der Wärmekraftmaschine*,

$$\zeta_{WKM} := \frac{-P}{\dot{Ex}_Q} = \frac{-P}{\eta_C(T_u, T_m) \dot{Q}} = \frac{\eta_{th}}{\eta_C(T_u, T_m)},$$

wurde bereits in Abschnitt 3.3.7 eingeführt und diskutiert. Er berücksichtigt die Exergieverluste, die innerhalb der Wärmekraftmaschine entstehen, sowie die Exergie der bei $T_0 > T_u$ abgegebenen Abwärme, die nicht genutzt werden kann und daher als Exergieverlust zu betrachten ist.

Ein Ziel der technischen Entwicklung thermischer Kraftwerke war und ist die Steigerung des Gesamtwirkungsgrades $\eta = \zeta ex_B / H_u$ durch das Verringern von Exergieverlusten. Ein höherer Wirkungsgrad η vermindert außerdem die CO_2 -Emission der mit Kohle, Gas und Heizöl als Brennstoff betriebenen Kraftwerke. Dies hat seit 1990 die Anstrengungen zur Wirkungsgradsteigerung vor allem von Kohlekraftwerken verstärkt, vgl. Abschnitte 8.2.4 und 8.3.2. Abbildung 8.4 zeigt, welche Wirkungsgraderhöhungen seit 1900 durch verschiedene Prozessverbesserungen erreicht werden konnten, auf die in Abschnitt 8.2 eingegangen wird.

8.1.4 Kreisprozesse für Wärmekraftmaschinen

Um den stationären Betrieb der Wärmekraftmaschine zu ermöglichen, muss ihr Arbeitsfluid einen Kreisprozess ausführen. Dabei durchläuft das Fluid eine stetige Folge von Zuständen und gelangt wieder in den Anfangszustand zurück. *Ein Prozess, der ein System wieder in seinen Anfangszustand zurückbringt, heißt Kreisprozess.* Nach Durchlaufen des Kreisprozesses nehmen alle Zustandsgrößen des Systems die Werte an, die sie im Anfangszustand hatten.

Bei den Kreisprozessen der Wärmekraftmaschinen läuft in der Regel ein stationär strömendes Fluid um, so dass sich seine Zustandsgrößen an jedem Ort mit der Zeit nicht ändern. Das stationär umlaufende Fluid strömt durch hintereinander geschaltete offene Systeme, welche jeweils die Enthalpie dieses Fluids gemäß seiner Fundamentalgleichung

$$dh = T ds + v dp$$

verändern. Das Fluid ist ein Energieträger, welcher die einzelnen Apparate verknüpft. Bei der einfachen Dampfkraftanlage nach Abb. 8.5 sind dies der Dampf-

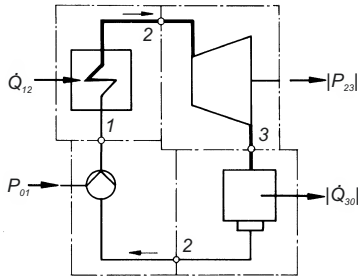


Abbildung 8.5. Einfache Dampfkraftanlage, aufgeteilt in vier hintereinander geschaltete Kontrollräume: Speisepumpe 0 → 1, Dampferzeuger 1 → 2, Dampfturbine 2 → 3, Kondensator 3 → 0

erzeuger, die Turbine, der Kondensator und die Speisepumpe. Vereinfacht ausgedrückt ist dabei der Term Tds in der Fundamentalgleichung für die Wärmeübertrager relevant, der Term vdp für die Arbeitsmaschinen. Die offenen Systeme bilden insgesamt ein geschlossenes System, über dessen Grenzen keine Materie, sondern nur Energie als Arbeit oder Wärme transportiert wird. Nach Abschnitt 2.3.1 gilt für den Kreisprozess die Leistungsbilanz

$$\sum \dot{Q}_{ik} + \sum P_{ik} = 0.$$

Dabei bedeuten \dot{Q}_{ik} den Wärmestrom und P_{ik} die Leistung des Teilprozesses, der das Fluid vom Zustand i in den Zustand k führt.

Wärmekraftmaschinen, deren Arbeitsfluid keine stationären Fließprozesse, sondern instationäre Teilprozesse durchläuft, sind die Kolben-Wärmekraftmaschinen. Der Kreisprozess dieser Kolbenmaschinen besteht aus einer Folge zeitlich hintereinander ablaufender Teilprozesse. Anders als bei den Verbrennungsmotoren wird dem Arbeitsgas, welches stets ein geschlossenes System bildet, Wärme von außen über die Zylinderwandung zugeführt, und es gibt Abwärme an Kühlwasser oder Kühlluft ab. Zu den Kolben-Wärmekraftmaschinen gehört insbesondere der Stirling-Motor². Auf eine Darstellung des Stirling-Prozesses und anderer Kreisprozesse für Kolbenmaschinen wird hier verzichtet; es sei auf [8.18] hingewiesen.

Die Nutzleistung eines Kreisprozesses (bzw. einer Wärmekraftmaschine) wird durch

$$P := \sum P_{ik}$$

definiert, man erhält aus dem 1. Hauptsatz

² Robert Stirling (1790–1878), schottischer Geistlicher, erfand den nach ihm benannten Motor 1816. Mit seinem Bruder James arbeitete er viele Jahre an der Entwicklung und dem Bau von Stirling-Motoren, die sich durch einen Regenerator, einem thermischen Feststoffspeicher, auszeichnen, durch den eine zeitlich versetzte Wärmeübertragung zwischen heißem und kaltem Arbeitsgas innerhalb der Maschine möglich wurde.

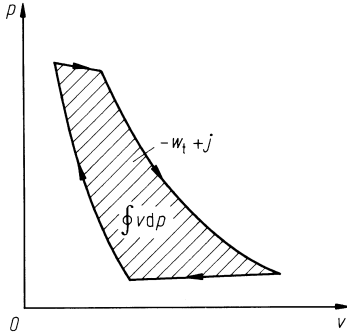


Abbildung 8.6. Rechtsläufiger Kreisprozess im p, v -Diagramm

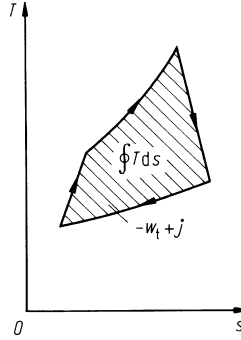


Abbildung 8.7. Rechtsläufiger Kreisprozess im T, s -Diagramm

$$-P = \sum \dot{Q}_{ik} = \dot{Q}_{zu} - |\dot{Q}_{ab}|.$$

Die abgegebene Nutzleistung ($-P$) eines Kreisprozesses ist gleich dem Überschuss der zugeführten Wärmeströme über den Betrag der abgeführten Wärmeströme.

Bezieht man die Nutzleistung auf den Massenstrom \dot{m} des Fluids, das den Kreisprozess ausführt, so erhält man die spezifische (technische) Nutzarbeit

$$-w_t := (-P)/\dot{m} = -\sum w_{tik} = \sum q_{ik}$$

des Kreisprozesses. Nach Abschnitt 6.1.1 gilt die Arbeitsgleichung

$$w_{tik} = y_{ik} + \frac{1}{2} (w_k^2 - w_i^2) + g(z_k - z_i) + j_{ik}.$$

Hierin sind

$$y_{ik} = \int_i^k v \, dp$$

die spezifische Strömungsarbeit und j_{ik} die beim Teilprozess $i \rightarrow k$ dissipierte Energie. Für die Nutzarbeit erhält man

$$w_t = \sum w_{tik} = \sum y_{ik} + \sum j_{ik},$$

weil sich die Differenzen von kinetischer und potenzieller Energie aufheben. Die Summe aller spezifischen Strömungsarbeiten,

$$\sum y_{ik} = \int_0^1 v \, dp + \int_1^2 v \, dp + \dots + \int_n^0 v \, dp = \oint v \, dp,$$

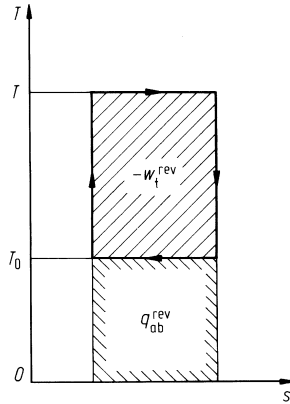


Abbildung 8.8. Reversibler Carnot-Prozess im T, s -Diagramm

wird im p, v -Diagramm durch die Fläche dargestellt, welche die Zustandslinien des Kreisprozesses einschließen. Diese Fläche bedeutet die Differenz aus der spezifischen Nutzarbeit w_t und der beim Kreisprozess im Fluid insgesamt dissipierten Energie

$$j = \sum j_{ik} .$$

Wie man aus Abb. 8.6 erkennt, muss der Kreisprozess rechts herum durchlaufen werden, damit das Rundintegral und w_t negativ sind. Der Betrag des Flächeninhalts,

$$-\oint v dp = (-w_t) + j ,$$

ist stets größer als die gewonnene Nutzarbeit, weil er auch die dissipierte Energie enthält. Nur für den reversiblen Kreisprozess ($j = 0$) bedeutet die umschlossene Fläche die Nutzarbeit allein.

Eine ähnliche Darstellung von Nutzarbeit und dissipierter Energie eines Kreisprozesses erhält man im T, s -Diagramm des Arbeitsfluids. Nach Abschnitt 6.1.1 gilt für jeden Teilprozess des stationär umlaufenden Fluids

$$\int_i^k T ds = q_{ik} + j_{ik} .$$

Daraus folgt

$$\oint T ds = \sum q_{ik} + \sum j_{ik} = (-w_t) + j .$$

Die beiden Terme $v dp$ und $T ds$ sind, wie schon erwähnt, durch die Fundamentalgleichung des Arbeitsfluids, $dh = T ds + v dp$, miteinander verknüpft. Bei einem rechtsläufigen Kreisprozess, vgl. Abb. 8.7, sind das Rundintegral und die von den Zustandslinien umschlossene Fläche positiv. Sie bedeutet wie im p, v -Diagramm die Summe aus der gewonnenen Nutzarbeit und der dissipierten Energie, ist also mit Ausnahme des reversiblen Kreisprozesses stets größer als $(-w_t)$.

N.L.S. Carnot hat 1824 einen Kreisprozess für eine Wärmekraftmaschine vorgeschlagen, der seitdem als Carnot-Prozess bezeichnet wird. Dieser reversible Kreisprozess besteht aus zwei isothermen und zwei isentropen Zustandsänderungen des Arbeitsfluids und lässt sich im T, s -Diagramm einfach als Rechteck darstellen, Abb. 8.8. Bei der oberen Temperatur T nimmt das Arbeitsfluid Wärme auf, bei der unteren Temperatur T_0 gibt es die Abwärme ab. In der historischen Entwicklung und in älteren Darstellungen der Thermodynamik hat der Carnot-Prozess eine bedeutende Rolle gespielt, weil sein thermischer Wirkungsgrad

$$\eta_{\text{th}}^{\text{rev}} = \frac{-w_{\text{t}}^{\text{rev}}}{q_{\text{zu}}} = \frac{q_{\text{zu}} - |q_{\text{ab}}^{\text{rev}}|}{q_{\text{zu}}} = \frac{T - T_0}{T} = \eta_{\text{C}}(T_0, T)$$

bei reversibler Prozessführung unabhängig von der Art des Arbeitsfluids mit dem in Abschnitt 3.1.5 hergeleiteten Carnot-Faktor $\eta_{\text{C}}(T_0, T)$ übereinstimmt. Dies gilt nicht für jeden reversiblen Kreisprozess einer Wärmekraftmaschine, doch gibt es eine Reihe anderer Kreisprozesse – unter ihnen der schon erwähnte Stirling-Prozess –, deren Wirkungsgrad mit dem Carnot-Faktor übereinstimmt.

Der Carnot-Prozess wäre, abgesehen von den Schwierigkeiten seiner technischen Realisierung und seiner Empfindlichkeit gegenüber schon geringen Irreversibilitäten, nur dann ein günstiger Kreisprozess, wenn der Wärmekraftmaschine Wärme bei *konstanter* Temperatur angeboten würde. Die bei der Abkühlung eines Verbrennungsgases frei werdende Wärme \dot{Q}_V fällt jedoch bei gleitender Temperatur an, wegen der geringen Wärmekapazität des Verbrennungsgases typischerweise in dem großen Intervall zwischen etwa 1600 und 120 °C. Abbildung 8.9 a zeigt den Temperaturverlauf des Verbrennungsgases im η_{C}, \dot{Q} -Diagramm; die Fläche unter dieser Kurve stellt den Exergiestrom $\dot{E}x_{\text{Q}}$ dar, welcher der Wärmekraftmaschine angeboten wird. Würde diese nach dem Carnot-Prozess betrieben, so entstünden große Exergieverluste, weil beim Wärmeübergang große Temperaturdifferenzen auftreten und ein erheblicher Teil des angebotenen Wärme- und Exergiestroms wegen zu niedriger Temperaturen von der Wärmekraftmaschine nicht aufgenommen werden kann. Will man den Exergieverlust bei der Wärmeübertragung durch Erhöhen der oberen Temperatur des Carnot-Prozesses verkleinern, so wächst der Anteil der nicht genutzten Exergie. Vergrößert man dagegen die aufgenommene Exergie durch Senken der oberen Temperatur, so vermehrt man den Exergieverlust bei der Wärmeübertragung.

Für eine Wärmekraftmaschine geeigneter als der Carnot-Prozess ist ein Kreisprozess, der sich bei der Wärmeaufnahme dem Temperaturverlauf des Verbrennungsgases besser anpasst, jedoch die beim Carnot-Prozess gegebene Wärmeabfuhr bei konstanter Temperatur T_0 , möglichst nahe T_{u} , beibehält. Die Wärmeaufnahme bei gleitender Temperatur, z.B. die leicht zu verwirklichende isobare Erwärmung des Arbeitsfluids, und die isotherme Abwärmeabgabe sollten bei einem günstigen Kreisprozess kombiniert werden. Diese beiden Zustandsänderungen können wie beim Carnot-Prozess durch zwei Isentropen verbunden

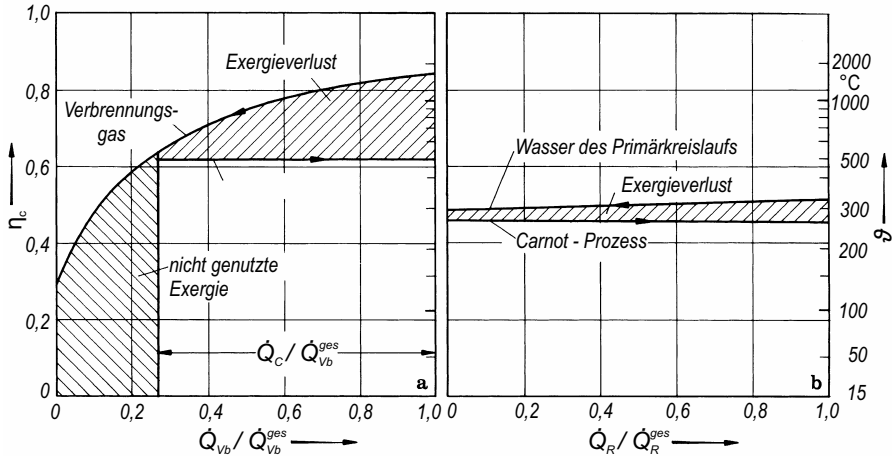


Abbildung 8.9. Exergieaufnahme und Exergieverlust bei einem Carnot-Prozess für die Wärmekraftmaschine, dargestellt im η_C, \dot{Q} -Diagramm. **a** Exergieangebot durch das Verbrennungsgas z. B. eines Kohlekraftwerks; **b** Exergieangebot durch das Wasser des Primärkreislaufs eines Kernkraftwerks

werden. Eine isotherme Wärmeabfuhr lässt sich nur im Nassdampfgebiet einfach verwirklichen, wo die Isotherme mit der Isobare zusammenfällt. Die Wärmeaufnahme sollte auf einer überkritischen Isobare bei stets ansteigender Temperatur erfolgen. Für Wasser als Arbeitsfluid erhält man damit den in Abb. 8.10 dargestellten reversiblen Kreisprozess, bestehend aus vier Zustandsänderungen: isentrope Verdichtung $0 \rightarrow 1$ von siedendem Wasser auf einen überkritischen Druck, isobare Wärmeaufnahme $1 \rightarrow 2$ bis zu einer möglichst hohen Temperatur T_2 (Werkstoffgrenze), isentrope Expansion $2 \rightarrow 3$, die in das Nassdampfgebiet führt, und isotherm-isobare Wärmeabgabe (Kondensation) $3 \rightarrow 0$ bei einer möglichst niedrigen Temperatur T_0 nahe T_u .

Dieser reversible Prozess ist der *Clausius-Rankine-Prozess*, der in der einfachen Dampfkraftanlage realisiert wird. Auch er zeigt Mängel und setzt seiner Verwirklichung bei den hier angestrebten sehr hohen Drücken und Temperaturen erhebliche Hindernisse entgegen, weswegen in der Kraftwerkstechnik verschiedene Änderungen und Verbesserungen des Clausius-Rankine-Prozesses vorgenommen werden, auf die in den Abschnitten 8.2.2 bis 8.2.4 eingegangen wird.

8.2 Dampfkraftwerke

In der Regel ist Wasserdampf das Arbeitsfluid der Wärmekraftmaschine eines Wärmekraftwerks, im Gegensatz zu den ORC (Organic Rankine Cycle) Prozessen mit organischen Arbeitsfluiden. Ein solches wird als Dampfkraftwerk bezeichnet, sie bilden das Rückgrad der bisherigen zentralisierten Versorgung mit

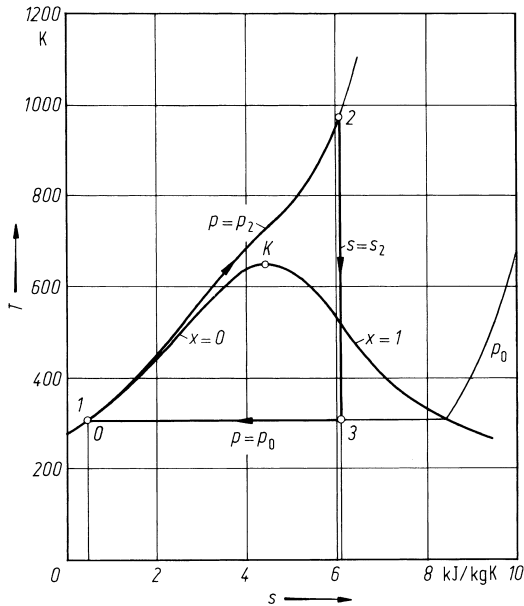


Abbildung 8.10. Reversibler Clausius-Rankine-Prozess mit Wärmeaufnahme $1 \rightarrow 2$ beim überkritischen Druck $p_1 = p_2 = 60 \text{ MPa}$ von Wasser. Die Endpunkte der Isentrope 01 sind in diesem T, s -Diagramm nicht zu unterscheiden ($T_1 - T_0 = 1,6 \text{ K}$)

elektrischer Energie, vgl. hierzu [8.15], [8.19], [8.20]. Um die thermodynamische Untersuchung übersichtlich zu gestalten, soll zunächst die „einfache“ Dampfkraftanlage betrachtet werden. Wesentliche Verbesserungen (Zwischenüberhitzung, regenerative Speisewasservorwärmung), die zum modernen Dampfkraftwerk führen, werden anschließend diskutiert. Besondere Bedingungen gelten für Kernkraftwerke, deren Wirkungsgrad durch das niedrige Temperaturniveau wassergekühlter Kernreaktoren begrenzt ist. Dagegen lassen sich mit einer Kombination aus Gasturbinenanlage und Dampfkraftwerk die bisher höchsten Wirkungsgrade von Wärmekraftanlagen erreichen.

8.2.1 Die einfache Dampfkraftanlage

Die einfache Dampfkraftanlage nach Abb. 8.11 ist ein aus vier Apparaten bestehender Kreisprozess: der Dampferzeuger, die Dampfturbine, der Kondensator und die Speisepumpe. An den Dampferzeuger ist die Feuerung gekoppelt, es findet hier der Wärmeübergang vom Verbrennungsgas an das Arbeitsfluid statt. Der Dampferzeuger entspricht damit dem in Abschnitt 8.1.2 eingeführten Teilsystem „Wärmeerzeuger“; er wird energetisch durch den Kesselwirkungsgrad

$$\eta_K := \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_B H_u} = \frac{\dot{m} (h_2 - h_1)}{\dot{m}_B H_u}$$

nach Abschnitt 7.2.4 gekennzeichnet, der im Folgenden als *Dampferzeugerwirkungsgrad* bezeichnet wird, vgl. auch [8.21]. Der Dampferzeugerwirkungsgrad

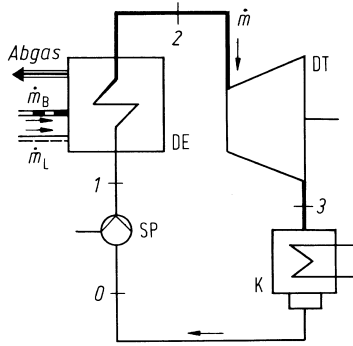


Abbildung 8.11. Einfache Dampfkraftanlage (schematisch) als rechtsläufiger Kreisprozess zur Realisierung einer Wärmekraftanlage. DE Dampferzeuger mit Feuerung, DT Dampfturbine, K Kondensator, SP Speisepumpe

erfasst im Wesentlichen den Abgasverlust und erreicht Werte von etwa 0,90 (Braunkohle), 0,94 (Steinkohle) und 0,97 (Erdgas).

Der hohe Dampferzeugerwirkungsgrad darf nicht darüber hinwegtäuschen, dass im Dampferzeuger die großen Exergieverluste der Verbrennung und des Wärmeübergangs vom Verbrennungsgas zum Wasserdampf auftreten. Diese Verluste erscheinen nach Abschnitt 8.1.3 im exergetischen Wirkungsgrad

$$\zeta_{WE} = \eta_C(T_u, T_m) \cdot \eta_K \cdot (H_u/ex_B)$$

des Wärmeerzeugers. Um den hier auftretenden Carnot-Faktor der Wärmeaufnahme durch das Wasser zu berechnen, wird der Druckabfall beim Durchströmen des Dampferzeugers vernachlässigt; es wird also $p_1 = p_2 = p$ gesetzt und p als Dampferzeuger- oder Frischdampfdruck bezeichnet. Die Zustandsänderung des Wassers ist dann die in Abb. 8.12 eingezeichnete Isobare. Das mit $T = T_1$ eintretende Wasser wird bis zur Siedetemperatur $T = T(p)$ erwärmt, dann verdampft und auf die Frischdampf Temperatur T_2 überhitzt. Die Fläche unterhalb der Isobaren des Frischdampfdrucks stellt die Enthalpiezunahme

$$\int_1^2 T(s, p = \text{konst.}) ds = h_2 - h_1 = q_{12}$$

des Wassers dar; sie ist gleich der auf den Massenstrom des Wassers bezogenen Wärme q_{12} , die das Wasser im Dampferzeuger aufnimmt. Die Fläche zwischen der Isobaren p und der Isothermen $T = T_u$ der Umgebungstemperatur bedeutet die Exergiezunahme $ex_2 - ex_1$ des Wassers. Nach Beispiel 3.6 in Abschnitt 3.1.7 erhält man für die thermodynamische Mitteltemperatur

$$T_m = \frac{q_{12}}{s_2 - s_1} = \frac{h_2 - h_1}{s_2 - s_1}.$$

Somit wird

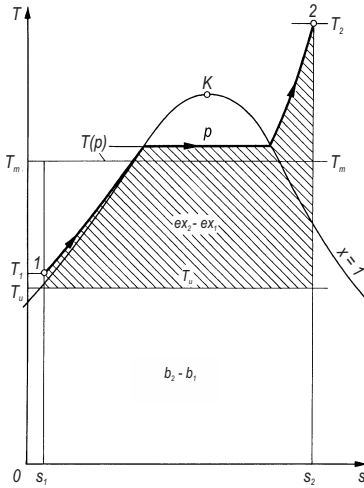


Abbildung 8.12. Isobare Zustandsänderung des Wassers im Dampferzeuger. Exergiezunahme $ex_2 - ex_1$ und Anergiezunahme $b_2 - b_1$

$$\zeta_{WE} = \left(1 - \frac{T_u}{T_m}\right) \eta_K \frac{H_u}{ex_B} = \frac{ex_2 - ex_1}{h_2 - h_1} \eta_K \frac{H_u}{ex_B}.$$

Um hohe exergetische Wirkungsgrade zu erzielen, muss T_m möglichst groß werden. Da die Speisewassertemperatur T_1 festliegt, sie ist nur wenig größer als die Kondensationstemperatur $T_0 \approx T_u$, gibt es zwei Maßnahmen, um T_m zu vergrößern: Steigerung der Frischdampftemperatur T_2 und Anheben des Temperaturniveaus durch Erhöhen des Frischdampfdrucks p .

Die Frischdampftemperatur T_2 wird durch die im Dampferzeuger verwendeten Werkstoffe begrenzt. Man trifft heute Frischdampftemperaturen zwischen 550 und 650 °C an. Bei festen Werten von T_1 und T_2 lässt sich T_m durch Erhöhen des Dampferzeugerdrucks p steigern, Abb. 8.13. Für jede Frischdampftemperatur T_2 findet man einen Maximalwert von T_m bei einem optimalen Dampferzeugerdruck p_{opt} , der mit größer werdendem T_2 rasch ansteigt.

Selbst bei diesen hohen Frischdampfdrücken nehmen der Carnot-Faktor und damit ζ_{WE} überraschend niedrige Werte an. Bei $\vartheta_2 = 600$ °C erreicht man das maximale $T_m = 572$ K bei $p_{opt} = 451$ bar. Mit $\eta_K = 0,95$ und $H_u/ex_B = 0,95$ ergibt sich daraus für $\vartheta_u = 15$ °C

$$\zeta_{WE} = \eta_K (H_u/ex_B) \eta_C = 0,95 \cdot 0,95 \cdot 0,496 = 0,45.$$

In diesem niedrigen exergetischen Wirkungsgrad kommen die hohen *Exergieverluste des Dampferzeugers und der Feuerung* zum Ausdruck:

1. der Exergieverlust der Verbrennung (etwa 30%),
2. der Exergieverlust der Wärmeübertragung (etwa 21%),
3. der Exergieverlust durch das Abgas und die Abstrahlung (etwa 4%).

Der Dampferzeuger erweist sich somit als Quelle großer Exergieverluste. Nicht die in η_K erfassten „fehlgeleiteten“ Energien machen den wesentlichen Verlust aus, sondern die irreversiblen Prozesse der Verbrennung und der Wärmeübertragung verwandeln etwa die Hälfte der eingebrachten Brennstoffexergie in Anergie, die zur Gewinnung von technischer Arbeit in der Wärmekraftmaschine nicht mehr herangezogen werden kann.

In der Wärmekraftmaschine durchläuft das Wasser bzw. der Wasserdampf einen Kreisprozess, dessen Zustandsänderungen im h, s -Diagramm von Abb. 8.14 dargestellt sind. Der Frischdampf tritt im Zustand 2 in die als adiabatisch angenommene Dampfturbine ein, expandiert auf den Kondensatordruck p_0 (Zustand 3) und wird dann isobar verflüssigt bis zum Erreichen der Siedelinie (Zustand 0). Die adiabate Speisepumpe bringt das Kondensat auf den Dampferzeugerdruck p (Zustand 1). Der Druckabfall im Dampferzeuger ($p_2 = p_1 = p$) und im Kondensator ($p_3 = p_0$) wird jeweils vernachlässigt, die Irreversibilitäten der Turbine und der Speisepumpe werden jedoch durch den isentropen Turbinenwirkungsgrad η_{sT} und den isentropen Wirkungsgrad η_{sV} der Speisepumpe berücksichtigt. Der reversible Kreisprozess $01'23'0$, dessen Zustandlinien zwei durch das Nassdampfgebiet verlaufende Isobaren und zwei Isentropen sind, ist der schon in Abschnitt 8.1.4 behandelte Clausius-Rankine-Prozess.

Auf den Kreisprozess des stationär umlaufenden Wassers wird der 1. Hauptsatz angewendet. Für die abgegebene Nutzarbeit gilt

$$-w_t = |w_{t23}| - w_{t01} = q_{12} - |q_{30}| ;$$

sie ergibt sich als Differenz aus der Turbinenarbeit und der (zuzuführenden) Arbeit der Speisepumpe bzw. als Überschuss der im Dampferzeuger zugeführten Wärme q_{12} über die im Kondensator abgeführte Wärme q_{30} . Diese Prozessgrößen sind jeweils auf den Massenstrom des umlaufenden Wassers bezogen. Mit den isentropen Wirkungsgraden erhält man für die gewonnene *Nutzarbeit* des Kreisprozesses

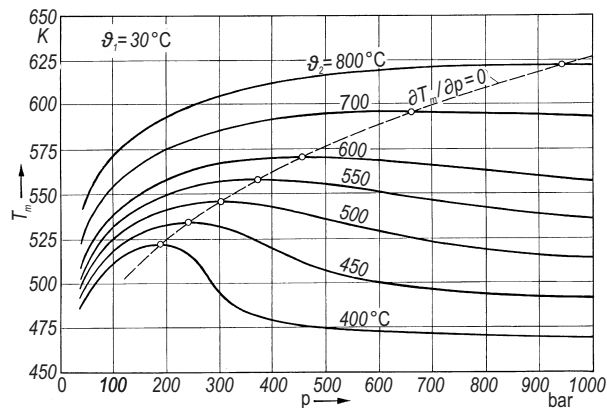


Abbildung 8.13.
Thermodynamische Mitteltemperatur T_m der Wärmeaufnahme für $v_1 = 30^\circ\text{C}$ und verschiedene Frischdampftemperaturen v_2 als Funktion des Frischdampfdrucks p

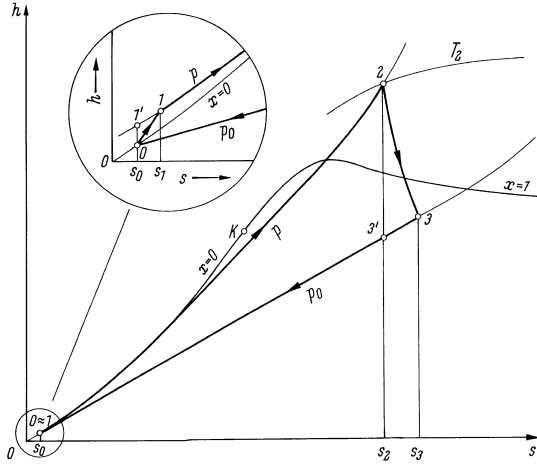


Abbildung 8.14. Zustandsänderungen des Wasserdampfes beim Kreisprozess der einfachen Dampfkraftanlage

$$-w_t = \eta_{sT} (h_2 - h_{3'}) - (h_{1'} - h_0) / \eta_{sV} .$$

Sie ist nur wenig kleiner als die Turbinenarbeit. Der *thermische Wirkungsgrad* des Kreisprozesses wird dann

$$\eta_{th} = \frac{-w_t}{q_{12}} = \frac{-w_t}{h_2 - h_1} .$$

Für den *exergetischen Wirkungsgrad* der Wärmekraftmaschine gilt nach Abschnitt 8.1.3

$$\zeta_{WKM} = \frac{-P}{\dot{E}x_Q} = \frac{-P}{\dot{m} (ex_2 - ex_1)} = \frac{-w_t}{ex_2 - ex_1} .$$

Um die Exergieverluste aufzuschlüsseln, wird die Nutzarbeit aus der *Exergiebilanz der Wärmekraftmaschine* berechnet. Die gewonnene Nutzarbeit ist die im Dampferzeuger aufgenommene Exergie ($ex_2 - ex_1$), vermindert um die im Kondensator abgegebene Exergie ($ex_3 - ex_0$) und vermindert um die getrennt aufgeführten Exergieverluste der Turbine und der Speisepumpe, vgl. Abb. 8.15. Somit gilt

$$-w_t = (ex_2 - ex_1) - (ex_3 - ex_0) - ex_{v23} - ex_{v01} ,$$

und man erhält für den exergetischen Wirkungsgrad der Wärmekraftmaschine

$$\zeta_{WKM} = 1 - \frac{ex_3 - ex_0}{ex_2 - ex_1} - \frac{ex_{v01} + ex_{v23}}{ex_2 - ex_1} .$$

Wie Abb. 8.15 zeigt, ist der Exergieverlust $ex_{v01} = T_u (s_1 - s_0)$ der Speisepumpe bedeutungslos gegenüber dem Exergieverlust $ex_{v23} = T_u (s_3 - s_2)$ der Dampfturbine. Die im Kondensator vom kondensierenden Nassdampf abgegebene Exergie

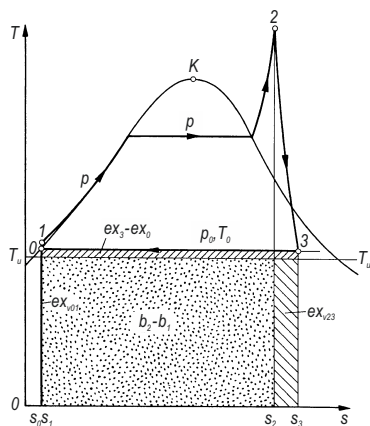


Abbildung 8.15. Exergieverluste der einfachen Dampfkraftanlage

$$ex_3 - ex_0 = (T_0 - T_u)(s_3 - s_0) = \frac{T_0 - T_u}{T_0} |q_{30}| \quad (8.1)$$

wird zum Teil an das Kühlwasser übertragen, zum Teil verwandelt sie sich bei dieser irreversiblen Wärmeübertragung in Anergie. Da nun das wenig erwärmte Kühlwasser in die Umgebung fließt, ohne dass seine (sehr kleine) Exergie ausgenutzt wird, muss die ganze im Kondensator abgegebene Exergie ($ex_3 - ex_0$) als Exergieverlust angesehen werden. Nach Gl. (8.1) lässt sich dieser Exergieverlust dadurch verringern, dass man die Kondensationstemperatur T_0 der Umgebungstemperatur T_u so weit wie möglich annähert.

Um den großen Exergieverlust bei der Wärmeübertragung im Dampferzeuger zu vermindern, muss man die thermodynamische Mitteltemperatur T_m des Wasserdampfes steigern. Bei gegebenem T_2 lässt sich T_m nur durch Erhöhen des Frischdampfdrucks p steigern, vgl. Abb. 8.13. Wie das T, s -Diagramm in Abb. 8.16 zeigt, rückt dabei der Frischdampfzustand 2 zu kleineren Entropien, und dementsprechend wandert auch der Abdampfzustand 3 nach links zu kleineren Dampfgehalten x_3 . Hier gibt es nun eine Grenze, die aus technischen Gründen nicht unterschritten werden darf: Die Dampfnässe am Ende der Expansion, die so genannte *Endnässe* ($1 - x_3$), darf Werte von $(1 - x_3) = 0,10$ bis $0,12$ nicht überschreiten. Bei zu hoher Endnässe tritt in den Endstufen der Turbine Tropfenschlag auf, der zu einem strömungstechnisch ungünstigen Verhalten des Dampfes und zu einem dadurch kleineren η_{sT} führt, vor allem die Erosionen der Turbinenbeschaufelung beschleunigt.

Der Frischdampfdruck p ist also keine frei wählbare Variable, er wird vielmehr durch die Endnässe derart begrenzt, dass er weit unterhalb der aus Abb. 8.13 zu entnehmenden Optimalwerte für ein maximales T_m liegt. Mit der einfachen Dampfkraftanlage lassen sich daher nur Gesamtwirkungsgrade erreichen, die zwischen 30 und 35% liegen. Eine Modifikation des Clausius-Rankine-Prozesses kann zu besseren Resultaten führen.

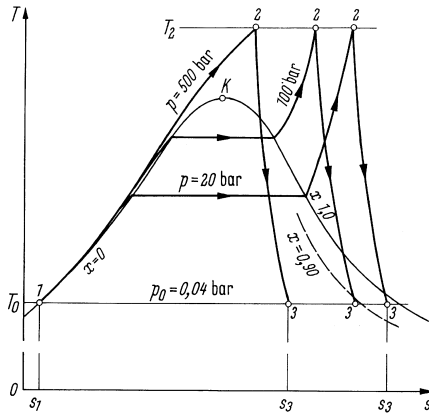


Abbildung 8.16. Verschiebung des Abdampfzustands 3 durch Erhöhen des Frischdampfdrucks p

Beispiel 8.1. Im Dampferzeuger einer einfachen Dampfkraftanlage wird Steinkohle mit $H_u = 28,8 \text{ MJ/kg}$ verbrannt; der Dampferzeugerwirkungsgrad ist $\eta_K = 0,93$. Für den Kreisprozess des Wassers sind gegeben: $p = 7,00 \text{ MPa}$, $p_0 = 0,0055 \text{ MPa}$, $\vartheta_2 = 540,0^\circ \text{C}$. Die isentropen Wirkungsgrade haben die Werte $\eta_{sT} = 0,90$ und $\eta_{sV} = 0,84$. Man berechne die Prozessgrößen, insbesondere die Wirkungsgrade η_{th} und η sowie die exergetischen Wirkungsgrade ζ_{WE} , ζ_{WKM} und ζ für die Umgebungstemperatur $\vartheta_u = 20,0^\circ \text{C}$.

Beginnen wird mit der Bestimmung der Zustandsgrößen des Wassers in den Endpunkten der vier Teilprozesse. Diese Werte enthält Tabelle 8.3. Dabei konnten alle steil gedruckten Zahlen der Dampftafel [4.45] entnommen werden bzw. mit dem ihr zugrundeliegenden Satz von Zustandsgleichungen aus den gegebenen Daten (fett gedruckt) berechnet werden. Die kursiv gedruckten Zahlenwerte wurden mit den in Tabelle 8.4 zusammengestellten Beziehungen berechnet.

Mit den spezifischen Enthalpien von Tabelle 8.3 erhält man die folgenden auf den Massenstrom des Wassers bezogene Prozessgrößen:

$$\begin{aligned} \text{Turbinenarbeit} \quad & -w_{t23} = h_2 - h_3 = 1247,9 \text{ kJ/kg} , \\ \text{Speisepumpenarbeit} \quad & w_{t01} = h_1 - h_0 = 8,4 \text{ kJ/kg} , \\ \text{Nutzarbeit} \quad & -w_t = -w_{t23} - w_{t01} = 1239,5 \text{ kJ/kg} , \\ \text{Aufgenommene Wärme} \quad & q_{12} = h_2 - h_1 = 3354,3 \text{ kJ/kg} , \\ \text{Abwärme} \quad & -q_{30} = h_3 - h_0 = 2114,8 \text{ kJ/kg} . \end{aligned}$$

Tabelle 8.3. Zustandsgrößen des Kreisprozesses einer einfachen Dampfkraftanlage

ϑ °C		p MPa	h kJ/kg	s kJ/kg K	ϑ °C		p MPa	h kJ/kg	s kJ/kg K
0	34,58	0,0055	144,90	0,4995	2	540,00	7,00	3507,61	6,9212
1'	34,77	7,00	151,94	0,4995	3'	34,58	0,0055	2121,05	6,9212
1	35,09	7,00	153,28	0,5039	3	34,58	0,0055	2259,71	7,3717

Tabelle 8.4. Beziehungen zur Berechnung der Zustandsgrößen des Kreisprozesses einer einfachen Dampfkraftanlage

Beziehung	Bemerkungen	Beziehung	Bemerkungen
$h_{1'} = h(p, s_0)$	Isentrope $0 \rightarrow 1'$	$h_{3'} = h'_0 + T_0(s_2 - s'_0)$	Isentrope $2 \rightarrow 3'$
$t_{1'} = t(p, h_{1'})$		$h'_0 = h_0, s'_0 = s_0$	
$h_1 = h_0 +$ $(h_{1'} - h_0)/\eta_{sV}$	Definition von η_{sV}	$h_3 = h_2 - \eta_{sT}(h_2 - h'_3)$	Definition von η_{sT}
$s_1 = s(p, h_1)$		$x_3 = (h_3 - h'_0)/\Delta h_v(t_0)$	$h'_0 = h_0$
$t_1 = t(p, h_1)$		$s_3 = s'_0 + x_3(s''_0 - s'_0)$	$s'_0 = s_0, s''_0$ aus der Dampftafel

Daraus erhält man den thermischen Wirkungsgrad des Kreisprozesses,

$$\eta_{th} = -w_t/q_{12} = 0,370 \text{ ,}$$

und den Gesamtwirkungsgrad der einfachen Dampfkraftanlage

$$\eta = \eta_K \cdot \eta_{th} = 0,344 \text{ .}$$

Der Dampfgehalt am Austritt der Turbine ist $x_3 = 0,8743$. Die Endnässe $1 - x_3 = 12,6\%$ hat einen gerade noch zulässigen Wert, obwohl der Frischdampfdruck $p = 7,00 \text{ MPa} = 70,0 \text{ bar}$ weit unter dem Druck liegt, der das maximale T_m ergibt.

Zur Bestimmung der exergetischen Wirkungsgrade wird die thermodynamische Mitteltemperatur der Wärmeaufnahme berechnet:

$$T_m = (h_2 - h_1)/(s_2 - s_1) = 522,70 \text{ K} \text{ .}$$

Daraus ergeben sich der Carnot-Faktor

$$\eta_C = 1 - T_u/T_m = 0,4392 \text{ ,}$$

die exergetischen Teilwirkungsgrade

$$\zeta_{WE} = \eta_K \cdot \eta_C \cdot (H_u/ex_B) = 0,389 \quad \text{und} \quad \zeta_{WKM} = \eta_{th}/\eta_C = 0,842$$

sowie der exergetische Gesamtwirkungsgrad $\zeta = 0,327$. Das hier benötigte Verhältnis $ex_B/H_u = 1,051$ wurde aus der in Abschnitt 7.2.6 angegebenen Beziehung berechnet.

8.2.2 Zwischenüberhitzung

Wie im letzten Abschnitt gezeigt wurde, begrenzt der am Ende der Expansion einzuhaltende Mindest-Dampfgehalt x_3 den Frischdampfdruck p so, dass er erheblich unter dem optimalen Frischdampfdruck liegt, welcher zu einem Maximum von T_m führt. Von dieser Begrenzung kann man sich durch Anwenden der Zwischenüberhitzung befreien. Hierbei expandiert der aus dem Dampferzeuger kommende Dampf in einer Hochdruckturbine bis auf einen Zwischendruck $p_3 = p_Z$; er wird dann erneut in den Dampferzeuger geleitet und auf die Temperatur T_4 überhitzt, die meistens mit der Temperatur T_2 übereinstimmt oder geringfügig darüber liegt. Nun erst expandiert der Dampf in einer zweiten

(Niederdruck)-Turbine auf den Kondensatordruck p_0 , vgl. Abb. 8.17 und 8.18. Im Zustand 5 am Ende der Expansion hat jetzt der Dampf eine größere Entropie s_5 und dementsprechend einen hohen Dampfgehalt x_5 , so dass die Gefahr eines Tropfenschlags und einer Schaufelerosion in den Endstufen der Niederdruckturbine deutlich geringer ist.

Bei Anwendung der Zwischenüberhitzung kann der Dampferzeugerdruck p ohne Rücksicht auf die Endnässe erhöht werden. Dadurch wird das Temperaturniveau des Dampfes im Dampferzeuger angehoben, und es verringert sich der Exergieverlust bei der Wärmeübertragung vom Verbrennungsgas auf den Dampf. Diese Verbesserung äußert sich in einem höheren Wert der thermodynamischen Mitteltemperatur T_m .

Bei Dampfkraftanlagen mit Zwischenüberhitzung lässt man häufig nur noch Endnässen $(1 - x_5)$ von etwa 5% zu, um jede Gefahr von Schaufelerosionen in den Endstufen der Niederdruckturbine auszuschließen. Bei einer genaueren Rechnung muss man den Druckabfall des Dampfes berücksichtigen; zur Vereinfachung der grundsätzlichen Überlegungen wurde dieser hier vernachlässigt und die Zustandsänderungen $1 \rightarrow 2$ und $3 \rightarrow 4$ als isobar angenommen. Die Zwischenüberhitzung vergrößert den Gesamtwirkungsgrad um etwa 10% des Wirkungsgrades der einfachen Dampfkraftanlage; statt z.B. $\eta = 0,34$ erreicht man $\eta \approx 0,37$.

8.2.3 Regenerative Speisewasser- und Luftvorwärmung

Eine weitere Erhöhung der thermodynamischen Mitteltemperatur T_m über den durch Zwischenüberhitzung erreichten Wert hinaus lässt sich nur noch durch Anheben der Speisewassertemperatur T_1 erreichen. Das Speisewasser muss vor dem Eintritt in den Dampferzeuger vorgewärmt werden. Die hierzu erforderliche Wärme gibt ein Dampfstrom ab, der der Turbine entnommen wird. Um diese *regenerative Speisewasservorwärmung* durch Entnahmedampf zu erläutern, wird das Modell einer Dampfkraftanlage nach Abb. 8.19 betrachtet. In die Turbine tritt der Frischdampf mit dem Massenstrom \dot{m} ein, der vom Frischdampf-

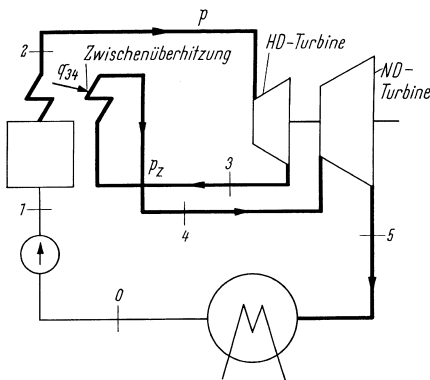


Abbildung 8.17. Schaltbild einer Dampfkraftanlage mit Zwischenüberhitzung

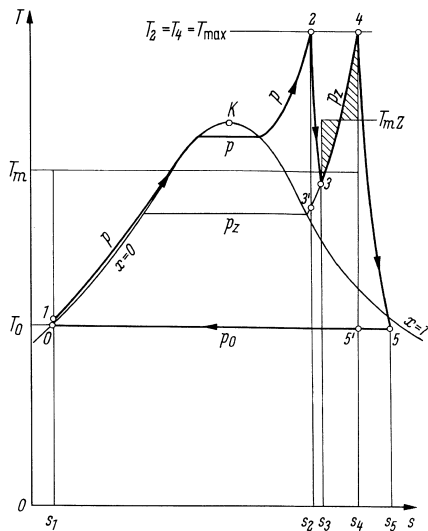


Abbildung 8.18. Zustandsänderungen des Wasserdampfes beim Prozess mit Zwischenüberhitzung. T_m thermodynamische Mitteltemperatur der gesamten Wärmeaufnahme, T_{mZ} thermodynamische Mitteltemperatur der Wärmeaufnahme im Zwischenüberhitzer

druck p auf einen Zwischendruck, den so genannten Entnahmedruck p_E , expandiert. Nun wird ein Teil des Dampfstroms, nämlich der Massenstrom $\mu \dot{m}$, der Turbine entnommen und dem Speisewasservorwärmer zugeführt, während der verbleibende Dampfstrom $(1 - \mu) \dot{m}$ auf den Kondensatordruck p_0 expandiert. Der Entnahmedampf tritt mit dem Zustand E in den Speisewasservorwärmer ein und gibt dort einen Teil seines Energieinhalts als Wärme an das Speisewasser ab, das dadurch von der Temperatur ϑ_1 auf die Vorwärmtemperatur ϑ_V erwärmt wird. Der Entnahmedampf kondensiert im Vorwärmer und kühlt sich bis auf die Temperatur ϑ_F ab, die nur wenig über ϑ_1 liegt. Das Kondensat wird gedrosselt und dem Speisewasserstrom zugemischt, der aus dem Kondensator kommt. Abbildung 8.20 zeigt den Temperaturverlauf des Entnahmedampfes und des Speisewassers im Vorwärmer, aufgetragen über der spezifischen Enthalpie des Speisewassers, vgl. auch Beispiel 6.6 und 6.7.

Durch die Speisewasservorwärmung erhöht sich das Temperaturniveau des Arbeitsfluids im Dampferzeuger, der Exergieverlust bei der Wärmeübertragung wird kleiner. Die vom Wasserdampf als Wärme aufgenommene Energie $(h_2 - h_V)$ hat einen hohen Exergiegehalt, während die Energie $(h_V - h_1)$ mit dem geringen Exergiegehalt $(ex_V - ex_1)$ und dem großen Anergiegehalt $(b_V - b_1)$ vom Entnahmedampf geliefert wird, vgl. Abb. 8.21. Mit steigender Vorwärmtemperatur ϑ_V (und entsprechend wachsender Enthalpie h_V) erhöht sich der exergetische Wirkungsgrad des Wärmeerzeugers, und es wird

$$\zeta_{WE} = \eta_K \frac{H_u}{ex_B} \frac{ex_2 - ex_V}{h_2 - h_V} = \eta_K \frac{H_u}{ex_B} \left(1 - \frac{T_u}{T_{mV}} \right)$$

mit

Verbrennungsluft durch das Abgas, vgl. Abb. 8.22. Im Luftvorwärmer kühlt sich das Abgas auch bei Anwenden der Speisewasservorwärmung auf eine niedrige Temperatur ϑ_A ab, die durch den Säuretaupunkt und nicht durch die Vorwärmtemperatur ϑ_V des Speisewassers bestimmt wird. Durch die kombinierte Luft- und Speisewasservorwärmung werden also η_K konstant gehalten und ζ_{WE} gesteigert; denn die Luftvorwärmung verringert nach Abschnitt 7.2.7 den Exergieverlust der Verbrennung, und die Erhöhung von T_m vermindert den Exergieverlust des Wärmeübergangs vom Verbrennungsgas an das Wasser.

Da im Speisewasservorwärmer Wärme bei endlichen Temperaturdifferenzen übertragen wird, vgl. Abb. 8.20, tritt hier ein neuer Exergieverlust auf, der mit steigender Vorwärmtemperatur ϑ_V größer wird. Dadurch nimmt der exergetische Wirkungsgrad ζ_{WKM} der Wärmekraftanlage mit steigendem ϑ_V ab. Somit erreicht der Gesamtwirkungsgrad $\zeta = \zeta_{WE} \cdot \zeta_{WKM}$ bei einer bestimmten Vorwärmtemperatur ein Maximum, vgl. Abb. 8.23. Ein Überschreiten dieser *optimalen Vorwärmtemperatur* ist sinnlos, denn die Verringerung des Exergieverlustes im Dampferzeuger wird dann durch die Zunahme des Exergieverlustes bei der Wärmeübertragung im Vorwärmer wieder aufgezehrt.

Der Exergieverlust der Wärmeübertragung im Vorwärmer lässt sich dadurch verringern, dass man nicht einen Vorwärmer, sondern mehrere Vorwärmer mit entsprechend vielen Entnahmen in der Turbine vorsieht. Dadurch lässt sich der Temperaturverlauf der verschiedenen Entnahme-Dampfströme dem Temperaturverlauf des vorzuwärmenden Speisewassers besser anpassen. Mit wachsender Zahl der Vorwärmstufen steigen die optimale Vorwärmtemperatur und auch der exergetische Gesamtwirkungsgrad; dieses geschieht jedoch immer langsamer, je größer die Zahl der bereits vorhandenen Vorwärmer ist. Es gibt eine Höchstzahl von Vorwärmern und Entnahmen, deren Überschreitung aus wirtschaftlichen Gründen nicht gerechtfertigt ist. Die Wahl der einzelnen Entnahmedrücke und die optimale Abstufung der Vorwärmer ist ein Problem, auf das hier nicht eingegangen werden kann, vgl. [8.19] und [8.20].

8.2.4 Das moderne Dampfkraftwerk

In modernen Dampfkraftwerken werden die in den beiden letzten Abschnitten erörterten Maßnahmen zur Verbesserung des einfachen Dampfkreisprozesses

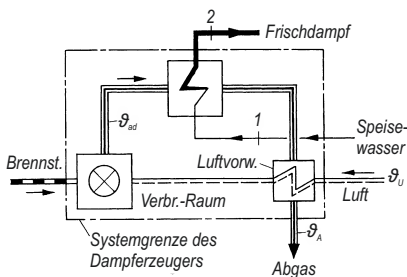


Abbildung 8.22. Schema der regenerativen Luftvorwärmung durch das Abgas

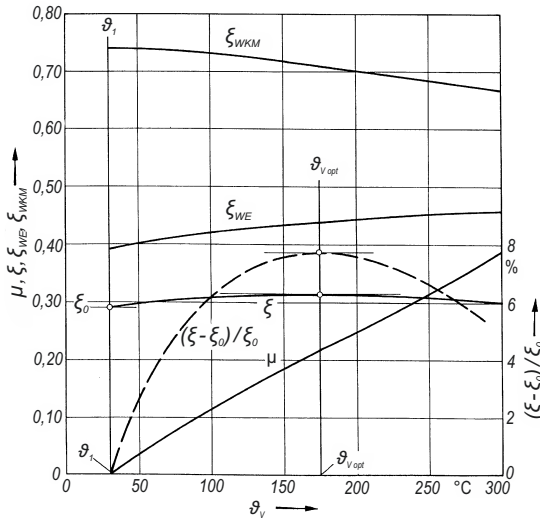


Abbildung 8.23. Exergetische Wirkungsgrade ζ , ζ_{WE} und ζ_{WKM} sowie Anteil μ des Entnahmedampfes in Abhängigkeit von der Vorwärmtemperatur bei einem Speisewasservorwärmer. Gestrichelt: relative Vergrößerung $(\zeta - \zeta_0)/\zeta_0$ des exergetischen Gesamtwirkungsgrades durch die Speisewasservorwärmung

ses gleichzeitig angewendet. Bei kohlebefeuerten Kraftwerken gibt es neben den bisher genannten Anlagenkomponenten noch eine aufwendige Abgasreinigung zur weitgehenden Reduzierung des Staubes, der Stickoxide sowie des Schwefeldioxids entsprechend den Vorgaben der Bundes-Immissionsschutzverordnung. Die aus einem elektrostatischen Staubfilter, einer Rauchgasentschwefelungsanlage (REA) und einer Entstickungsanlage zusammengesetzte Abgasreinigung trägt zusammen mit den Pumpen, Kohlemühlen, Ventilatoren etc. zum Eigenbedarf eines Kraftwerkes bei, der ca. 3 Prozentpunkte der Generatorleistung ausmacht. Die in Zukunft möglicherweise zusätzlich angestrebte Abscheidung von CO_2 aus dem Verbrennungsgas wird in Abschnitt 8.3 diskutiert, sie würde den Gesamtwirkungsgrad weiter reduzieren.

Abbildung 8.24 zeigt das Wärmeschaltbild eines modernen Braunkohlekraftwerkblocks mit 1100 MW elektrischer Leistung. Das Konzept dieses Kraftwerkblocks entspricht der BoA-Technik (Braunkohlekraftwerk mit optimierter Anlagentechnik) und ist auf einen Netto-Gesamtwirkungsgrad $\eta > 43\%$ ausgelegt. Die Dampfturbine besteht aus der Hochdruckturbine HDT, nach deren Durchströmen der Dampf bei 55 bar im Dampferhitzer DE zwischenüberhitzt wird, der zweiflutigen Mitteldruckturbine MDT und einer doppelt ausgeführten Niederdruckturbine NDT. Diese erlaubt ein vierflutiges Abströmen des Abdampfes in den Kondensator K. Bei niedrigen Kondensatordrücken und großen Turbinenleistungen ist der Volumenstrom des Abdampfes sehr groß. Andererseits steht dem Abdampf nur ein begrenzter Turbinenaustrittsquerschnitt zur Verfügung, weil die noch ausführbare Länge der Endschaufeln (Fliehkkräfte!) den Querschnitt begrenzt. Um hohe Dampfgeschwindigkeiten zu vermeiden – die kinetische Energie des ausströmenden Dampfes vermindert die Turbinenleistung, vgl. Abschnitt 6.2.4 –, muss der Abdampfstrom auf mehrere „Fluten“ verteilt werden. Wegen der Endnässe von 10% und der dadurch möglichen Tropfenerosion sowie zur

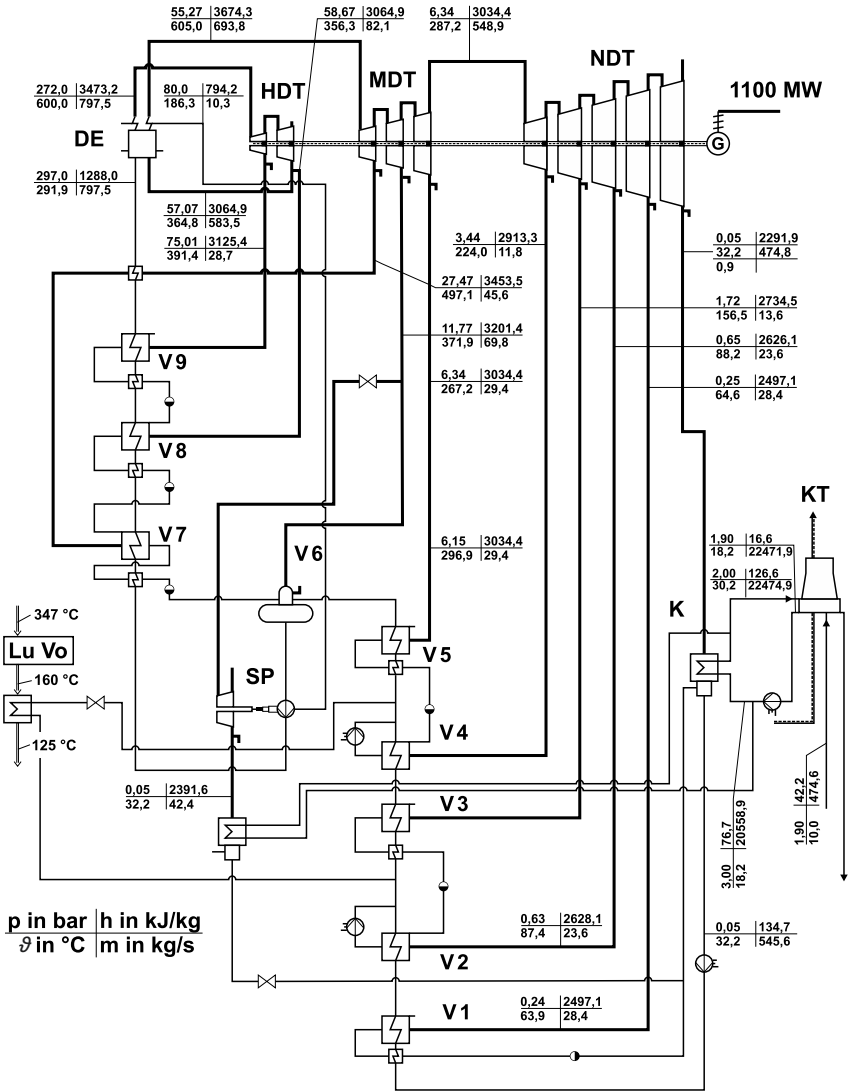


Abbildung 8.24. Wärmeschaltbild des 1100-MW-Braunkohlekraftwerkblocks Neurath (vereinfacht). Bezeichnungen siehe Text. [RWE Power AG]

Gewährleistung der notwendigen mechanischen Stabilität bestehen die Schaufeln der NDT-Endstufe aus Titan.

Das aus dem Kondensator K kommende Speisewasser erwärmt sich zunächst in fünf Niederdruckvorwärmern V1 bis V5. Dabei wird der kondensierte Entnahmedampf entweder durch Kondensatpumpen (Vorwärmer 2 und 4) auf den Druck des Speisewassers gebracht und dem Hauptspeisewasserstrom zugemischt oder gedrosselt und dem Kondensator zugeführt (Vorwärmer 1, 3 und 5). Der Speisewasserbehälter

V 6 oder Entgaser ist ein Mischvorwärmer, in dem das Speisewasser durch direktes Einleiten von Entnahmedampf erhitzt und zugleich von gelösten Gasen befreit wird; deren Löslichkeit nimmt mit steigender Temperatur ab. Außerdem dient der Speisewasserbehälter zur Speicherung für den Fall einer Störung. Die nach dem Entgaser vorgesehene Speisewasserpumpe SP wird von einer besonderen Turbine direkt angetrieben, was bei der großen Leistung der Speisepumpe von ca. 35 MW in Bezug auf den Regelaufwand vorteilhafter als ein Antrieb durch Elektromotoren ist. Die drei Hochdruckvorwärmer V7 bis V9 werden mit Entnahmedampf aus der Hochdruckturbine (V9), bzw. der Mitteldruckturbine (V7) bzw. mit einem Teilstrom des Dampfes beheizt, der aus der Hochdruckturbine zur Zwischenüberhitzung strömt. Insgesamt fließt nur 60% des vom Dampferzeuger kommenden Massenstroms von 797 kg/s durch alle Turbinenstufen. Der Rest wird an verschiedenen Stellen des Expansionsverlaufs entnommen und den Vorwärmern sowie der Turbine zugeführt, welche die Hauptspeisepumpe antreibt. Das Verbrennungsgas verlässt den Kessel mit einer Temperatur von 367°C. In den Wärmeübertragern zur Vorwärmung der Verbrennungsluft (LuVo) wird das Verbrennungsgas auf 160°C sowie durch einen weiteren Wärmeübertrager zur Vorwärmung des Speisewassers auf 125°C abgekühlt.

Mit Zwischenüberhitzung und mehrstufiger Speisewasservorwärmung erreicht die thermodynamische Mitteltemperatur T_m der Wärmeaufnahme im Dampferzeuger Werte um 720 K. Der zugehörige Carnot-Faktor liegt dann bei $\eta_C = 0,60$. Für ein Braunkohlekraftwerk mit $\eta_K = 0,90$ und $ex_B/H_u = 1,20$ erhält man $\zeta_{WE} = 0,45$ als Wirkungsgrad des Wärmeerzeugers. Nicht einmal die Hälfte der mit dem Brennstoff eingebrachten Exergie erreicht den Wasserdampfkreislauf. Rechnet man mit $\zeta_{WKM} = 0,85$ für den exergetischen Wirkungsgrad dieses Kraftwerkteils, so erhält man $\zeta = \zeta_{WE} \cdot \zeta_{WKM} = 0,39$ als exergetischen Wirkungsgrad eines modernen Braunkohlekraftwerks. Dies entspricht dem energetischen Gesamtwirkungsgrad $\eta = \zeta \cdot (ex_B/H_u) = 0,46$. Von diesem Wert müssen noch etwa 3 Prozentpunkte abgezogen werden, weil der energetische Aufwand für den Eigenbedarf nicht berücksichtigt wurde.

Moderne Steinkohlekraftwerke erreichen zur Zeit höhere Netto-Gesamtwirkungsgrade, die jetzt schon bei etwa 46% liegen, unter anderem weil die bei Braunkohlekraftwerken erforderliche Trocknung des Brennstoffes entfällt.

8.2.5 Kombinierte Gas-Dampf-Kraftwerke

Das Verbrennungsgas eines Dampfkraftwerks stellt einen Wärmestrom bei hohen Temperaturen zur Verfügung, dessen Exergiegehalt nur unvollkommen genutzt wird, weil der Wasserdampf trotz Zwischenüberhitzung und regenerativer Speisewasservorwärmung ein sehr viel niedrigeres Temperaturniveau hat. Um Wasserdampf von 600 °C bereit zu stellen, braucht man nicht Verbrennungsgas mit höchsten Temperaturen über 1600 °C. Will man den großen Exergieverlust bei der Wärmeübertragung im Dampferzeuger verringern, muss man die vom Verbrennungsgas bei hohen Temperaturen angebotene Exergie anders nutzen, denn eine merkliche Erhöhung der Dampfparameter ist aus Gründen der Werkstoffwahl wirtschaftlich nicht möglich.

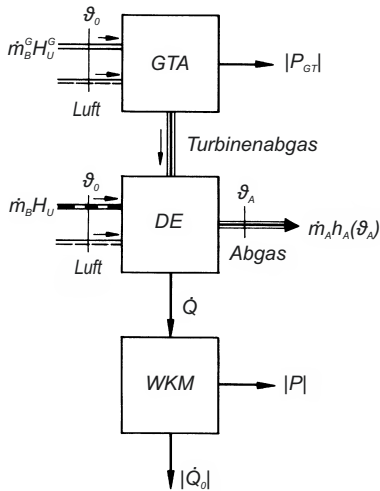


Abbildung 8.25. Schema des Energieflusses in einem Gas-Dampf-Kraftwerk mit Zusatzfeuerung. GTA Gasturbinenanlage, DE Dampferzeuger, WKM Wärmekraftmaschine (Dampfkraftprozess)

Es liegt nun nahe, die Verbrennung in einer Gasturbinenanlage auszuführen, das Verbrennungsgas in der Gasturbine unter Arbeitsgewinn zu entspannen und den Dampf einer Wärmekraftanlage durch Abkühlen des Turbinenabgases zu erzeugen. Die hohe Abgasexergie der Gasturbinenanlage wird dem Dampfkraftwerk zugeführt und dort in Nutzarbeit verwandelt. Diese Kombination einer Verbrennungskraftanlage (Gasturbinenanlage) mit einer Wärmekraftanlage (Dampfkreislauf) kann in zwei Varianten realisiert werden. Man geht einmal von der Gasturbinenanlage aus und betrachtet die Wärmekraftanlage als nachgeschalteten Prozess zur Abgas- oder Abwärmeverwertung (bottoming-cycle). Man kann aber auch ein Dampfkraftwerk als Kernstück der kombinierten Anlage betrachten und die Gasturbinenanlage als Lieferanten des zur Verbrennung benötigten Sauerstoffs ansehen, der dem Dampferzeuger mit dem Gasturbinenabgas zugeführt wird. Man spricht dann von einem Gas-Dampf-Kraftwerk mit Zusatzfeuerung. Derartige Anlagen wurden bisher selten gebaut; meistens trifft man eine Gasturbinenanlage an, deren Abgasenergie in einem Dampferzeuger als Wärme an einen Dampfkraftprozess übertragen wird.

Abbildung 8.25 zeigt das Schema eines Gas-Dampf-Kraftwerks mit Zusatzfeuerung. Charakteristisch ist das Verhältnis

$$\beta := \dot{m}_B H_u / \dot{m}_B^G H_u^G$$

der Brennstoffleistungen im Dampferzeuger (Zusatzfeuerung) und in der Gasturbinenanlage. Für $\beta = 0$ erhält man die Gasturbinenanlage mit Abwärmeverwertung durch den nachgeschalteten Dampfkraftprozess. Der Dampferzeuger wird in diesem Fall als *Abhitzeessel* bezeichnet. Der Grenzfall $\beta \rightarrow \infty$ entspricht der reinen Dampfkraftanlage [8.22].

Es soll nun der Gesamtwirkungsgrad des Gas-Dampf-Kraftwerks bestimmt werden, der durch

$$\eta := \frac{|P_{GT}| + |P|}{\dot{m}_B^G H_u^G + \dot{m}_B H_u}$$

definiert ist. Er hängt vom Wirkungsgrad

$$\eta_{GT} := |P_{GT}| / \dot{m}_B^G H_u^G$$

der Gasturbinenanlage, vom thermischen Wirkungsgrad

$$\eta_{th} := |P| / \dot{Q}$$

der Wärmekraftanlage (Dampfprozess) sowie vom Verhältnis

$$\eta_A := \frac{\dot{Q}}{\dot{Q} + \dot{m}_A [h_A(\vartheta_A) - h_A(\vartheta_0)]}$$

ab, das als *Ausnutzungsgrad* des Abhitzekessels bzw. Dampferzeugers bezeichnet wird. Zur Vermeidung von Korrosionen liegt die Abgastemperatur ϑ_A über der Bezugstemperatur ϑ_0 , bei der Brennstoff und Luft zugeführt werden. Eine Leistungsbilanz für das aus Gasturbinenanlage und Dampferzeuger bestehende System liefert die Beziehung

$$\dot{m}_B^G H_u^G + \dot{m}_B H_u = |P_{GT}| + \dot{Q} + \dot{m}_A [h_A(\vartheta_A) - h_A(\vartheta_0)] ,$$

woraus für den Wirkungsgrad des Gas-Dampf-Kraftwerks

$$\eta = \eta_A \eta_{th} + \frac{\eta_{GT}}{1 + \beta} (1 - \eta_A \eta_{th}) \quad (8.2)$$

folgt. Im Grenzfall $\beta \rightarrow \infty$ erhält man $\eta = \eta_A \eta_{th}$, also den Wirkungsgrad eines Dampfkraftwerks, wenn man beachtet, dass dann η_A mit dem Dampferzeugerwirkungsgrad η_K übereinstimmt.

Im Folgenden wird das Gas-Dampf-Kraftwerk ohne Zusatzfeuerung betrachtet, $\beta = 0$. Abbildung 8.26 zeigt als einfaches Beispiel eine Anlage, in deren Abhitzekessel Wasser auf nur einem Druckniveau erwärmt, verdampft und überhitzt wird. Diese einfache Schaltung lässt sich durch Verdampfen auf zwei oder drei Druckstufen und durch Zwischenüberhitzung verbessern. Wie man aus Gl.(8.2) erkennt, erhöht sich der Wirkungsgrad η des Gas-Dampf-Kraftwerks gegenüber η_{GT} in jedem Fall, auch bei einem einfachen nachgeschalteten Dampfkreislauf mit niedrigem η_{th} . Da die Temperatur des aus der Gasturbine strömenden Abgases in modernen Anlagen bei etwa 600 °C liegt, lassen sich Dampfprozesse mit günstigen Parametern (Frischdampfdruck zwischen 15 und 17 MPa, höchste Dampftemperatur bei 560 °C) verwirklichen. Ihre thermischen Wirkungsgrade liegen bei $\eta_{th} = 0,36$ bis 0,38. So erreicht man mit $\eta_{GT} = 0,38$, $\eta_A = 0,85$ und $\eta_{th} = 0,37$ nach Gl.(8.2) den Wirkungsgrad $\eta = 0,575$ für das Gas-Dampf-Kraftwerk. Wegen

$$\eta = (|P_{GT}| + |P|) / (\dot{m}_B^G H_u^G) = \eta_{GT} (1 + |P| / |P_{GT}|)$$

bedeutet dies, dass der nachgeschaltete Dampfkraft-Prozess eine zusätzliche Leistung $|P|$ liefert, die etwas größer als die Hälfte der Leistung $|P_{GT}|$ der Gasturbinenanlage ist.

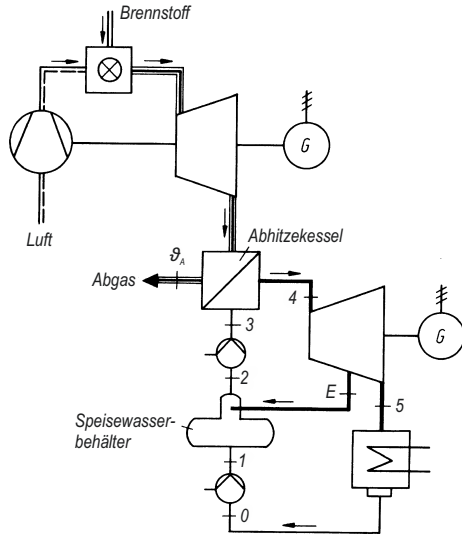


Abbildung 8.26. Gasturbinenanlage mit Abhitzekessel und nachgeschalteter Dampfkraftanlage

8.2.6 Kernkraftwerke

Die derzeit noch in Deutschland operierenden Kernkraftwerke werden innerhalb der nächsten 6 Jahre außer Betrieb genommen und rückgebaut. Im Folgenden soll kurz auf die Unterschiede in der thermodynamischen Kreisprozess-Führung im Vergleich zu den fossil befeuerten Dampfkraftwerken eingegangen werden. Da das Arbeitsfluid der Wärmekraftanlage in einem Kernkraftwerk nicht überhitzt werden kann, ist eine Prozessführung im Nassdampfgebiet notwendig, die gegebenenfalls auch für ORC-Anlagen von Interesse ist. Von den verschiedenen Kernreakortypen haben bisher die mit (leichtem) Wasser (H_2O) moderierten und gekühlten Reaktoren wirtschaftliche Bedeutung erlangt, vgl. [8.23]. Leichtwasserreaktoren werden als Siedewasser- und als Druckwasserreaktoren gebaut.

Bei den *Siedewasserreaktoren* dient das Wasser gleichzeitig als Moderator, als Kühlmittel des Reaktorkerns und als Arbeitsfluid der Wärmekraftmaschine. Die in Abb. 8.3 b vorgenommene Unterscheidung zwischen dem Primärkreislauf, der den Reaktor mit dem separaten Dampferzeuger verbindet, und dem Sekundärkreislauf der Wärmekraftmaschine trifft hier nicht zu. Der Siedewasserreaktor selbst ist der Dampferzeuger; der Wärmeübergang vom Wärmeerzeuger zur Wärmekraftmaschine, vgl. Abschnitt 8.1.2, findet direkt an den Spaltstoffelementen im Reaktor statt.

Ein Kernkraftwerk mit *Druckwasserreaktor* entspricht dagegen der in Abb. 8.3 b dargestellten Situation. Das durch den Reaktor strömende, dort wegen des hohen Drucks von etwa 155 bar an keiner Stelle verdampfende Wasser dient neutronenphysikalisch als Moderator und transportiert die durch Kernspaltung freigesetzte Energie zum Dampferzeuger (Primärkreislauf). Im Dampferzeuger kühlt sich das Wasser des Primärkreislaufs um etwa 30 bis 35 K ab und überträgt den Wärmestrom \dot{Q} an den Sekundärkreislauf, nämlich an das Arbeitsfluid Wasser der Wärmekraftmaschine. Beide Kreisläufe sind jedoch stets getrennt.

Die folgende Darstellung ist auf Kernkraftwerke mit Druckwasserreaktoren beschränkt. Im Primärkreislauf erreicht man nur relativ niedrige Temperaturen. Der Druck im Reaktor kann mit Rücksicht auf die zulässige Wandstärke des Druckgefäßes nicht beliebig hoch gewählt werden; andererseits muss er so groß sein, dass ein aus neutronenphysikalischen Gründen unzulässiges Sieden des Wassers im Reaktor mit Sicherheit verhindert wird. Die Temperatur im Primärkreislauf liegt somit unterhalb der zum Reaktordruck gehörenden Siedetemperatur. Zu dem beherrschbaren Reaktordruck von 155 bar gehört die Siedetemperatur $\vartheta_s = 345\text{ °C}$. Das Wasser wird jedoch im Reaktor nur von 290 °C auf etwa 325 °C erwärmt.

Der Kreisprozess der Wärmekraftmaschine muss diesem niedrigen Temperaturniveau der Wärmedarbietung angepasst werden. Hohe Frischdampfdrücke und hohe Dampftemperaturen sind nicht möglich. Während es bei einem Kohlekraftwerk mit seinen hohen Verbrennungsgastemperaturen vor allem darauf ankommt, die Exergieverluste bei der Wärmeübertragung im Dampferzeuger durch Steigern von T_m zu verringern, müssen beim Kernkraftwerk die Nachteile der niedrigen Frischdampfdaten durch geeignete Prozessführung begrenzt werden. Da eine Überhitzung des Dampfes nicht oder nur in unbedeutendem Maße möglich ist, verläuft die Turbinenexpansion fast vollständig im Nassdampfgebiet. Durch besondere Maßnahmen muss eine zu große Endnässe vermieden werden, vgl. z.B. [8.24].

8.3 Die CO₂-Emissionen der Stromerzeugung

Durch die Verbrennung kohlenstoffhaltiger Brennstoffe entsteht CO₂, das zu einer globalen Erwärmung beiträgt, dem atmosphärischen Treibhauseffekt [8.10], [8.11]. Minderung der CO₂-Emission ist daher eine wichtige Aufgabe der Energietechnik. In Deutschland wird mehr als 30% der insgesamt emittierten CO₂-Menge durch die Erzeugung elektrischer Energie verursacht. Im Folgenden soll gezeigt werden, wie die bei der Stromerzeugung auftretenden CO₂-Emissionen zu berechnen sind. Die Emissionen der verschiedenen Kraftwerksarten werden verglichen und Möglichkeiten zur Minderung des CO₂-Ausstoßes diskutiert.

8.3.1 Die Berechnung der CO₂-Emission

Ziel der folgenden Untersuchung ist die Berechnung der CO₂-Masse m_{CO_2} , die bei der Erzeugung der elektrischen Energie W_{el} direkt entsteht oder ihr zuzurechnen ist. Diese Berechnung ist beispielhaft auch für die anderen beiden großen CO₂-Emittenten: die Wärmeerzeuger in den Gebäuden und die Verbrennungsmotoren. Die charakteristische Größe ist die *CO₂-Belastung der elektrischen Energie*,

$$\Gamma_{\text{el}} := m_{\text{CO}_2} / W_{\text{el}} ;$$

sie ist für jedes Kraftwerk typisch und hängt vor allem von der Art des verwendeten Brennstoffs ab. Durch Vergleich der Γ_{el} -Werte verschiedener Kraftwerkstypen kann man diese hinsichtlich ihrer CO_2 -Emission beurteilen und Wege zur CO_2 -Minderung durch eine Strukturänderung der Stromerzeugung finden.

CO_2 wird nicht nur beim Betrieb eines Kraftwerks emittiert, sondern fällt bereits bei seiner Herstellung an, weil auch hierzu Energie eingesetzt wird, die mit einer CO_2 -Emission verbunden ist. Daher wird

$$\Gamma_{\text{el}} = \Gamma_{\text{el}}^{\text{B}} + \Gamma_{\text{el}}^{\text{H}} = \frac{m_{\text{CO}_2}^{\text{B}}}{W_{\text{el}}} + \frac{m_{\text{CO}_2}^{\text{H}}}{W_{\text{el}}} ,$$

gesetzt, wobei $m_{\text{CO}_2}^{\text{B}}$ die Masse des während des gesamten Betriebes emittierten CO_2 bedeutet und $m_{\text{CO}_2}^{\text{H}}$ die CO_2 -Masse, die vor Betriebsbeginn infolge der Herstellung der Anlage entsteht. Mit W_{el} wird die gesamte vom Kraftwerk erzeugte elektrische Energie bezeichnet.

Die Masse $m_{\text{CO}_2}^{\text{B}}$ ist der Masse m_{B} des verbrauchten Brennstoffs und damit der Brennstoffenergie $m_{\text{B}}H_{\text{u}}$ proportional. Der Quotient

$$\Gamma_{\text{BE}} := m_{\text{CO}_2}^{\text{B}} / (m_{\text{B}}H_{\text{u}})$$

ist die *CO_2 -Belastung der Brennstoffenergie* (oder verkürzt: des Brennstoffs). Bei ihrer Berechnung berücksichtigt man, dass CO_2 nicht nur durch die Verbrennung entsteht. Auch bei der Aufbereitung des Brennstoffs und seinem Transport zur Verwendungsstelle wird Energie eingesetzt und zusätzliches CO_2 emittiert. Außerdem kann dabei das klimawirksame Gas Methan freigesetzt werden, z.B. beim Abbau von Steinkohle und beim Transport von Erdgas. Es wird daher von der Beziehung

$$\Gamma_{\text{BE}} = \frac{m_{\text{CO}_2}^{\text{B}}}{m_{\text{B}}H_{\text{u}}} = \frac{m_{\text{CO}_2}^{\text{Ver}} + m_{\text{CO}_2}^{\text{Ber}} + m_{\text{CO}_2}^{\text{Meth}}}{m_{\text{B}}H_{\text{u}}} = \Gamma_{\text{BE}}^{\text{Ver}} + \Gamma_{\text{BE}}^{\text{Ber}} + \Gamma_{\text{BE}}^{\text{Meth}}$$

ausgegangen. Die hochgestellten Indizes „Ver“ und „Ber“ weisen auf die Verbrennung bzw. auf die Bereitstellung des Brennstoffs hin. Der klimawirksame Einfluss des Methans wird durch die äquivalente CO_2 -Masse $m_{\text{CO}_2}^{\text{Meth}}$ erfasst, [8.25].

Kennzeichnend für die CO_2 -Emission der Verbrennung ist der Quotient $\Gamma_{\text{BE}}^{\text{Ver}} := m_{\text{CO}_2}^{\text{Ver}} / (m_{\text{B}}H_{\text{u}})$, eine Brennstoffeigenschaft, die nach Abschnitt 7.1.3 und 7.1.4 aus seiner chemischen Zusammensetzung oder seiner Elementaranalyse berechnet werden kann. Wie in [8.26] ausführlich dargestellt wurde, ergibt sich aus Gl.(7.13a)

$$\Gamma_{\text{BE}}^{\text{Ver}} = 3,6642 \gamma_{\text{C}} / H_{\text{u}}$$

mit dem Kohlenstoffgehalt γ_{C} aus der Elementaranalyse. Aus Gl.(7.27a) folgt für ein Brennstoffgemisch aus bekannten chemischen Verbindungen mit den Stoffmengenanteilen x_{i}^{B} , z.B. für Erdgas,

$$\Gamma_{\text{BE}}^{\text{Ver}} = M_{\text{CO}_2} \sum_i x_{\text{i}}^{\text{B}} a_{\text{Ci}} / H_{\text{um}} .$$

Dabei bedeuten a_{Ci} die Zahl der Kohlenstoffatome in der chemischen Verbindung i , $M_{\text{CO}_2} = 44,010 \text{ kg/kmol}$ die molare Masse des CO₂ und H_{um} den molaren Heizwert des Brennstoffgemisches. Tabelle 8.5 enthält $\Gamma_{\text{BE}}^{\text{Ver}}$ -Werte für Brennstoffe, die zur Stromerzeugung eingesetzt werden. Ausführlichere Tabellen findet man in [8.25], [8.26] und [8.27].

Die mit der Brennstoffbereitstellung verbundene CO₂-Emission berücksichtigt man näherungsweise, indem

$$\Gamma_{\text{BE}}^{\text{Ver}} + \Gamma_{\text{BE}}^{\text{Ber}} = \frac{m_{\text{CO}_2}^{\text{Ver}} + m_{\text{CO}_2}^{\text{Ber}}}{m_{\text{B}} H_{\text{u}}} = \frac{\Gamma_{\text{BE}}^{\text{Ver}}}{\pi_{\text{B}}} \quad \text{bzw.} \quad \Gamma_{\text{BE}}^{\text{Ber}} = \Gamma_{\text{BE}}^{\text{Ver}} \left(\frac{1}{\pi_{\text{B}}} - 1 \right)$$

gesetzt wird. Hierbei ist $\pi_{\text{B}} < 1$ der Bereitstellungsfaktor, der den Verbrauch von Primärenergie für die Brennstoffbereitstellung erfasst und der von W. Jensch [8.31] abgeschätzt wurde. Außerdem soll diese Energie durch die Verbrennung des gleichen Brennstoffs gedeckt werden, was häufig in guter Näherung zutrifft.

Die Methanemissionen bei der Bereitstellung von Brennstoffen hat H. Selzer [8.28] untersucht. Aus seinen Angaben kann man die Masse m_{Meth} des frei werdenden Methans berechnen und sie in eine äquivalente klimawirksame CO₂-Masse umrechnen, vgl. [8.29]. Auf diese Weise ergeben sich die in Tabelle 8.5 verzeichneten Werte von $\Gamma_{\text{BE}}^{\text{Meth}} := m_{\text{CO}_2}^{\text{Meth}} / (m_{\text{B}} H_{\text{u}})$, die allerdings mit größeren Unsicherheiten behaftet sind.

Fasst man die drei Teilbeträge zusammen, so erhält man für die CO₂-Belastung der Brennstoffenergie

$$\Gamma_{\text{BE}} = \Gamma_{\text{BE}}^{\text{Ver}} / \pi_{\text{B}} + \Gamma_{\text{BE}}^{\text{Meth}}. \quad (8.3)$$

Tabelle 8.5 enthält Werte von Γ_{BE} , die wegen der Abschätzungen und vereinfachenden Annahmen eine Unsicherheit von etwa 5% aufweisen. Dies zeigt auch der Vergleich mit den Werten von U. Fritsche u.a. [8.27], die in der letzten Spalte aufgeführt sind. Das für die Nutzung der Kernenergie eingesetzte angereicherte Uran lässt sich nicht durch Gl.(8.3) erfassen. Bei der Kernspaltung entsteht kein CO₂, $\Gamma_{\text{BE}}^{\text{Ver}} = 0$; es muss nur die bei der Gewinnung und Anreicherung des Natururans anfallende CO₂-Masse $m_{\text{CO}_2}^{\text{Ber}}$ berücksichtigt werden. Sie wurde in [8.30] zu 197 kg CO₂ je kg eingesetzten Natururans abgeschätzt. Daraus erhält man für das in Leichtwasserreaktoren verwendete, auf 3,2% des Isotops ²³⁵U angereicherte Uran 1260 kg CO₂ je kg angereichertes Uran und damit $\Gamma_{\text{BE}}^{\text{Ber}} = 0,42 \text{ kg/GJ}$.

Aus der CO₂-Belastung Γ_{BE} der Brennstoffenergie erhält man den Teil der CO₂-Belastung der elektrischen Energie, der durch den Betrieb des Kraftwerks, also durch den Verbrauch des Brennstoffs verursacht wird:

$$\Gamma_{\text{el}}^{\text{B}} := \frac{m_{\text{CO}_2}^{\text{B}}}{W_{\text{el}}} = \frac{m_{\text{CO}_2}^{\text{B}}}{m_{\text{B}} H_{\text{u}}} \frac{m_{\text{B}} H_{\text{u}}}{W_{\text{el}}} = \frac{\Gamma_{\text{BE}}}{\bar{\eta}}. \quad (8.4)$$

Hierzu muss der mittlere Wirkungsgrad $\bar{\eta} := W_{\text{el}} / (m_{\text{B}} H_{\text{u}})$ bekannt sein, der etwas kleiner als der Wirkungsgrad η_{N} bei Nennlast ist, weil der Wirkungsgrad im Teillastbereich absinkt.

Tabelle 8.5. CO₂-Belastung Γ_{BE} der Brennstoffenergie einiger Brennstoffe, berechnet nach Gl.(8.3) mit π_{B} nach [8.31] und $\Gamma_{\text{BE}}^{\text{Meth}}$ nach [8.29]

Brennstoff	H_{u} MJ/kg	π_{B}	$\Gamma_{\text{BE}}^{\text{Ver}}$ kg/GJ	$\Gamma_{\text{BE}}^{\text{Ber}}$ kg/GJ	$\Gamma_{\text{BE}}^{\text{Meth}}$ kg/GJ	Γ_{BE} kg/GJ	Γ_{BE} nach[8.30]
Steinkohle (Ruhr)	29,2	0,966	93,3	3,3	11,1	107,7	112,7
Braunkohle, roh	8,2	0,961	111,3	4,5	0,0	115,8	114,6
Heizöl S	41,0	0,85	78,6	13,9	2,3	94,8	88,7
Heizöl EL	42,7	0,88	73,7	10,1	2,3	86,1	83,9
Erdgas	41,9	0,90	55,4	6,2	3,2	64,8	65,7
Uran, angereichert	$3,0 \cdot 10^6$	–	0,0	0,42	0,0	0,42	2,1

Für den „Heizwert“ von angereichertem Uran wurde die in Leichtwasserreaktoren erreichbare Energieausbeute („Abbrand“) von 35 MW d/kg = $3,0 \cdot 10^6$ MJ/kg eingesetzt.

Um den von der Herstellung des Kraftwerks herrührenden Teil der CO₂-Belastung der elektrischen Energie, $\Gamma_{\text{el}}^{\text{H}} := m_{\text{CO}_2}^{\text{H}}/W_{\text{el}}$, zu berechnen, wird die vom Kraftwerk insgesamt abgegebene elektrische Energie berechnet:

$$W_{\text{el}} = P_{\text{el},\text{N}} t_{\text{V}} = P_{\text{el},\text{N}} (t_{\text{V}}/t^*) t^* \approx P_{\text{el},\text{N}} b_{\text{V}} t^* .$$

Hierin bedeuten $P_{\text{el},\text{N}}$ die Nennleistung des Kraftwerks und t_{V} seine Vollastbetriebsdauer, nämlich jene gedachte Zeitspanne, die erforderlich ist, um die gesamte elektrische Energie W_{el} bei einem Betrieb mit der Nennleistung zu erzeugen. Die Vollastbetriebsdauer t_{V} ist kleiner als die wirkliche Betriebsdauer (Laufzeit) t^* des Kraftwerks; das Verhältnis (t_{V}/t^*) kann gleich der jährlichen Vollastbetriebsdauer b_{V} gesetzt werden. Diese Verhältnissgröße hängt vom Einsatzplan des Kraftwerks ab und beträgt etwa 6500 h/a bis 7200 h/a bei Grundlastkraftwerken und etwa 4000 h/a bei Mittellastkraftwerken. Damit ergibt sich

$$\Gamma_{\text{el}}^{\text{H}} = \frac{m_{\text{CO}_2}^{\text{H}}/P_{\text{el},\text{N}}}{b_{\text{V}} t^*} .$$

F. Drake [8.25] hat den schwierig zu bestimmenden Quotienten $m_{\text{CO}_2}^{\text{H}}/P_{\text{el},\text{N}}$ für die einzelnen Kraftwerksarten abgeschätzt. Diese Werte sind mit größeren Unsicherheiten behaftet, was sich jedoch nur wenig auf die CO₂-Belastung Γ_{el} der elektrischen Energie auswirkt. Bei allen konventionellen Kraftwerken ist nämlich $\Gamma_{\text{el}}^{\text{H}} \ll \Gamma_{\text{el}}^{\text{B}}$. Der verwendete Brennstoff und der Kraftwerkswirkungsgrad bestimmen maßgeblich die CO₂-Belastung der elektrischen Energie.

8.3.2 Ergebnisse

Mit den im letzten Abschnitt hergeleiteten Beziehungen lässt sich die CO₂-Belastung Γ_{el} der in verschiedenen Kraftwerken erzeugten elektrischen Energie berechnen; Tabelle 8.6 enthält die Ergebnisse. Für die mit den Brennstoffen Braunkohle, Steinkohle und Erdgas betriebenen Kraftwerke ist der vom Betrieb, also der vom Brennstoff herrührende Anteil $\Gamma_{\text{el}}^{\text{B}}$ nach Gl.(8.4) maßgebend.

Er wurde mit den CO₂-Belastungen Γ_{BE} der Brennstoffenergie nach Tabelle 8.5 und den in Tabelle 8.6 aufgeführten mittleren Kraftwerkswirkungsgraden $\bar{\eta}$ berechnet. Die von der Errichtung dieser konventionellen Kraftwerke stammende CO₂-Belastung $\Gamma_{\text{el}}^{\text{H}}$ ist gegenüber $\Gamma_{\text{el}}^{\text{B}}$ sehr klein, so dass die relativ großen Unsicherheiten der von F.-D. Drake [8.25] ermittelten Werte von $m_{\text{CO}_2}^{\text{H}}/P_{\text{el},\text{N}}$ das Gesamtergebnis kaum beeinflussen.

Hinsichtlich der CO₂-Belastung schneiden die Wasser- und Kern-Kraftwerke am besten ab. Leider lässt sich der geringe Anteil der Wasserkraftwerke von 4 bis 5% der deutschen Stromerzeugung kaum steigern, weil nennenswerte Zubauten kaum noch möglich sind. Die geringe CO₂-Belastung der in Kernkraftwerken erzeugten elektrischen Energie würde sich auf $\Gamma_{\text{el}} = 0,031 \text{ kg/kWh}$ erhöhen, wenn man den größeren Wert $\Gamma_{\text{BE}} = 2,1 \text{ kg/kWh}$ nach [8.27] für die CO₂-Belastung durch die Gewinnung und Anreicherung des Urans verwendet. Doch selbst dann bleibt die CO₂-Belastung des in Kernkraftwerken erzeugten Stroms weit unter den Werten, die für Kohlekraftwerke gelten.

Will man die CO₂-Belastung der in Deutschland erzeugten elektrischen Energie verringern, so gibt es neben dem kaum noch möglichen Zubau von Wasserkraftwerken nur die folgenden Möglichkeiten:

- Wechsel von Kohlekraftwerken zu gasgefeuerten Gas-Dampf-Kraftwerken,
- Steigerung des Wirkungsgrads $\bar{\eta}$ insbesondere der Kohlekraftwerke,
- Übergang zur Stromerzeugung in Wind- und Solar-Kraftwerken.
- Kraft-Wärme Kopplung
- Abtrennen und Speicherung des CO₂

Alle genannten Wege sind mit spezifischen Schwierigkeiten verbunden. Die Versorgung großer Gaskraftwerke wirft Probleme der Beschaffung, des Transports und der Versorgungssicherheit riesiger Mengen von Erdgas auf. Schon *ein* Gas-Dampf-Kraftwerk mit den Daten von Tabelle 8.6 und einer elektrischen Leistung von 750 MW verbraucht im Jahr etwa $0,8 \cdot 10^9 \text{ m}^3$ Erdgas im Normzustand. Wirkungsgradsteigerungen von Kohlekraftwerken sind technisch noch möglich;

Tabelle 8.6. CO₂-Belastung Γ_{el} der in verschiedenen Kraftwerken erzeugten elektrischen Energie. Werte von $m_{\text{CO}_2}^{\text{H}}/P_{\text{el},\text{N}}$ nach [8.25]

Anlage	$\bar{\eta}$	b_{V} h/a	t^* a	$m_{\text{CO}_2}^{\text{H}}/P_{\text{el},\text{N}}$ kg/kW	Γ_{el} kg/kWh	$\Gamma_{\text{el}}^{\text{B}}$ kg/kWh	$\Gamma_{\text{el}}^{\text{H}}$ kg/kWh
Braunkohle-KW	0,36	6000	30	970	1,163	1,158	0,005
Steinkohle-KW	0,39	4200	30	825	1,001	0,994	0,007
Gas-Dampf-KW	0,52	5700	30	500	0,454	0,451	0,003
Kern-KW	0,33	7000	30	1600	0,013	0,005	0,008
Wasser-KW		6000	60	3800	0,011	0	0,011
Wind-KW		1600	20	1060	0,033	0	0,033
Photovoltaik-KW		900	20	5530	0,307	0	0,307

ihre Auswirkung auf die CO_2 -Belastung Γ_{el} ist in Abb. 8.27 dargestellt. Die sehr aufwendige Steigerung von $\bar{\eta}$ um 0,05 würde die CO_2 -Emission um etwa 12% verringern.

Da *Windkraftanlagen* nicht nur bei zu geringen, sondern auch bei zu hohen Windgeschwindigkeiten (Sturm) ausfallen, müssen zusätzliche konventionelle Kraftwerke in Bereitschaft gehalten werden, um die Stabilität des Stromnetzes zu gewährleisten. Die in Windkraftwerken installierte Leistung führt daher nicht zu einer gleich großen Verringerung der Leistung konventioneller Kraftwerke, und die theoretisch mögliche Minderung des CO_2 -Ausstoßes wird nur zum Teil erreicht, weil die im energetisch ungünstigen Teillastbetrieb in Bereitschaft gehaltenen, brennstoffbefeuerten Kraftwerke relativ viel CO_2 produzieren.

Photovoltaik-Kraftwerke sind keineswegs CO_2 -emissionsfrei. Sie sind vielmehr die einzigen Stromerzeuger, deren CO_2 -Belastung $\Gamma_{\text{el}}^{\text{H}}$ durch die Herstellung der Anlage nennenswert ins Gewicht fällt. Dies liegt an dem hohen Energieverbrauch bei der Herstellung der Solarzellen und der relativ geringen Stromausbeute beim Betrieb. Insgesamt ist die Erzeugung von elektrischer Energie in Deutschland durch politische und gesellschaftliche Vorgaben derzeit einem starken Wandel unterzogen. Wie auch in Abschnitt 8.1 deutlich wird, ist eine merkliche Entwicklung von der zentralisierten, durch Großkraftwerke dominierten Erzeugung hin zu einer dezentralen, durch erneuerbare Energien dominierten Erzeugung zu erwarten, vgl. [8.32].

Die gekoppelte Erzeugung von elektrischer Energie und Heizwärme in Heizkraftwerken, die so genannte *Kraft-Wärme-Kopplung*, führt zu einer Minderung der CO_2 -Emission von 20 bis 30% gegenüber der getrennten Erzeugung von Strom in Kraftwerken und von Wärme in Heizungskesseln [8.29]. Dies ist vor allem darauf zurückzuführen, dass in Heizkraftwerken Erdgas eingesetzt und damit Kohle als Primärenergieträger der Stromerzeugung verdrängt wird. Welcher Anteil der CO_2 -Emissionsminderung der Stromerzeugung und welcher An-

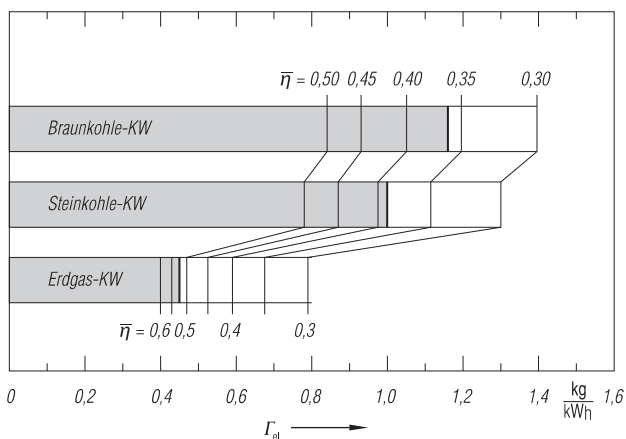


Abbildung 8.27.

Beeinflussung der CO_2 -Belastung Γ_{el} der elektrischen Energie durch Änderung des mittleren Kraftwerkswirkungsgrads $\bar{\eta}$. Die getönten Balkenlängen entsprechen den Γ_{el} -Werten von Tabelle 8.6

teil der Heizwärmeerzeugung zuzurechnen ist, lässt sich ohne willkürliche Annahmen nicht entscheiden, vgl. Abschnitt 9.2.4.

Die Abtrennung und Speicherung des CO₂ aus einem Kraftwerksprozess wird in letzter Zeit intensiv untersucht [8.33] bis [8.34]. Dieser Vorgang, der neben Kraftwerken auch andere industrielle Anwendungen wie Zementwerke, Stahlwerke und petrochemische Anlagen betreffen kann, wird als CCS (carbon capture and storage) Technologie bezeichnet. Da insgesamt zumindest weltweit der Bedarf an elektrischer Energie voraussichtlich auch weiterhin schneller steigt als die Erzeugungskapazität aus erneuerbaren Energien aufgebaut werden kann, ist in einigen Ländern ein steigender Bedarf an fossilen Primärenergieträgern, insbesondere Kohle, zu erwarten. Somit stehen bei der Reduktion von CO₂ Emissionen durch CCS Techniken vor allem Kohlekraftwerke im Mittelpunkt des Interesses, wobei hierbei drei Optionen diskutiert werden, siehe Abb. 8.28.

Aus der chemischen Industrie ist, im kleineren Maßstab, die Abtrennung von CO₂ nach der Verbrennung mittels einer chemischen Rauchgaswäsche bekannt (post-combustion decarbonisation). Das entstaupte, entschwefelte und entstickte Rauchgas wird auf ca. 45 °C heruntergekühlt und zur Gaswäsche in einen Absorber geleitet. Das mit CO₂ beladene Lösungsmittel wird anschließend in einen Desorber geführt, wo das CO₂ bei ca. 100 °C durch Entnahmedampf aus der Turbine ausgetrieben wird. Ein für diese Gaswäsche geeignetes Lösungsmittel muss bei den Prozessbedingungen im Absorber einen hohen Dampfdruck haben, um bei der Gaswäsche nicht selber zu verdampfen. Es darf zudem nicht mit den im Rauchgas enthaltenen Spurenelementen reagieren, es muss biologisch abbaubar sein und es muss mit möglichst wenig Energieaufwand regeneriert werden können. Als Lösungsmittel kommen derzeit Mono-, Di- oder Triethanolamine (MEA, DEA oder TEA) zum Einsatz, neben dem notwendigen Hochskalieren der Anlagen zur Bewältigung der sehr großen Rauchgasvolumenströme ist die Suche nach weiteren geeigneten Waschsubstanzen ein zentrales Forschungsthema [8.34]. Dieses energieintensive CCS-Verfahren würde den Gesamtwirkungsgrad eines Kohlekraftwerks um ca. 15% verringern, das Verfahren kann bei bereits vorhandenen Kraftwerken nachgerüstet werden.

Eine zweite Option besteht in der Dekarbonisierung des Brennstoffes (pre-combustion decarbonisation). Hierbei wird die Kohle analog zur Reformierung von Erdgas unter Zugabe von Wasserdampf und Sauerstoff bei hohem Druck vergast. Der CO-Anteil des entstehenden wasserstoffreichen Kohlegases wird nach einer Gasreinigung durch eine CO₂ - Shiftreaktion mit Wasserdampf in CO₂ und H₂ überführt. Das CO₂ wird vom Wasserstoff durch eine Gaswäsche oder durch ein Membranverfahren getrennt, verdichtet und gespeichert, der Wasserstoff wird als Brennstoff in einem kombinierten Gas- und Dampfkraftwerk verbrannt. Diese Verfahrensvariante ist als IGCC (Integrated gasification combined cycle) -Kraftwerk bekannt und bereits in einigen Versuchsanlagen in Erprobung, so in Puertollano, Spanien und in Buggenum, Niederlanden [8.35]. Die ursprüngliche Intention hinter den IGCC-Kraftwerken war zunächst nicht

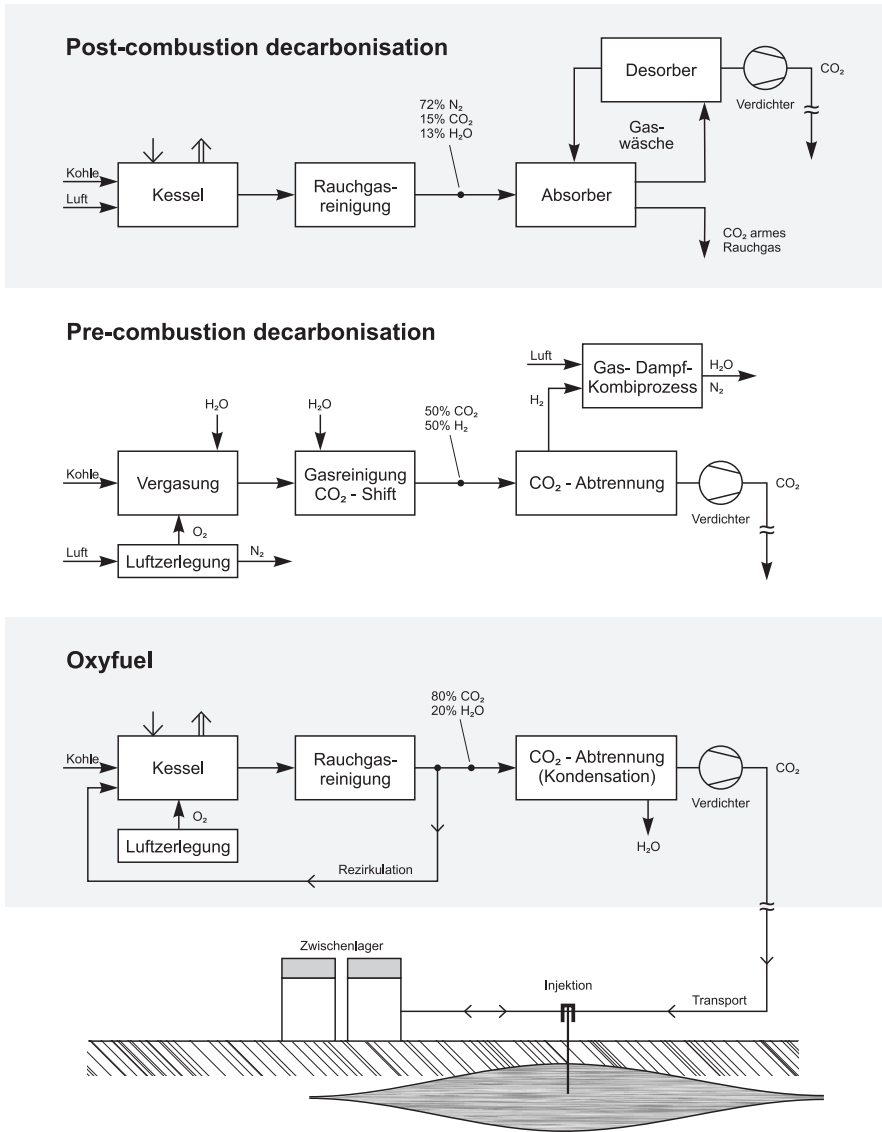


Abbildung 8.28. Drei mögliche Verfahren zur Abtrennung von CO₂ aus dem Kohlekraftwerksprozess [8.37]. Die angegebenen Zusammensetzungen sind grobe Richtwerte.

die Kohlendioxid-Abscheidung, sondern die Nutzung von Kohle als Brennstoff in den hocheffizienten kombinierten Gas- und Dampfkraftwerken. Neben Kohle können im IGCC Kraftwerksprozess bei der Vergasung auch Biomasse und Sonderbrennstoffe zur Anwendung kommen. Da auch bei dieser Option der Ge-

samtwirkungsgrad des Kraftwerks durch die Vergasung, die Hochtemperatur-Gasreinigung und die zusätzliche CO₂ - Abscheidung deutlich absinkt, muss bei allen CCS-Verfahren zwischen der abgeschiedenen Menge CO₂ und der vermiedenen Menge CO₂ unterschieden werden. Bei einem IGCC-Kohlekraftwerk mit 90% CO₂-Abscheidung und 41% Gesamtwirkungsgrad wird 0,75 kg CO₂/kWh_{el} abgeschieden, aber wegen des reduzierten Wirkungsgrades nur 0,62 kg CO₂/kWh_{el} tatsächlich vermieden.

Die derzeit untersuchte dritte Option besteht in der Verbrennung der Kohle mit reinem Sauerstoff, so dass das entstehende CO₂ - H₂O Verbrennungsgas durch „einfaches“ Auskondensieren von H₂O vom CO₂ getrennt werden kann. Für dieses auch „Oxyfuel“ genannte Verfahren ist eine Luftzerlegungsanlage sowie eine erhebliche Rauchgaszirkulation zur Beherrschung der Verbrennung mit reinem Sauerstoff erforderlich [8.36].

Das im Kraftwerk abgetrennte CO₂ muss langfristig gespeichert werden, da für die industriemäßige Verwertung nur ein Bruchteil des dann verfügbaren CO₂ benötigt wird. Die Speicherung in geologischen Formationen wie z. B. in leeren Öl- und Gasfeldern, in salinen Aquiferen oder auch in tiefliegenden Kohleflözen wird gegenüber der Bindung von CO₂ an Silikaten (Mineralisierung) oder der Bindung im marinen Umfeld (Einlagerung in der Tiefsee) aus ökologischen und ökonomischen Gründen bevorzugt diskutiert [8.33]. Für eine CCS-Technologie in großtechnischem, klimawirksamen Maßstab müssen auch die Transportinfrastruktur sowie eventuelle Zwischenspeicher für das CO₂ entwickelt und etabliert werden.

Thermodynamik

Grundlagen und technische Anwendungen

Baehr, H.D.; Kabelac, S.

2016, XIX, 672 S. 294 Abb., Softcover

ISBN: 978-3-662-49567-4