

# Die thermische Maschine im Atomkraftwerk

Autor(en): **Lalive d'Epinay, J. / Lundgren, C.E.**

Objektyp: **Article**

Zeitschrift: **Schweizerische Bauzeitung**

Band (Jahr): **75 (1957)**

Heft 17

PDF erstellt am: **23.09.2024**

Persistenter Link: <https://doi.org/10.5169/seals-63342>

## **Nutzungsbedingungen**

Die ETH-Bibliothek ist Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Inhalten der Zeitschriften. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern.

Die auf der Plattform e-periodica veröffentlichten Dokumente stehen für nicht-kommerzielle Zwecke in Lehre und Forschung sowie für die private Nutzung frei zur Verfügung. Einzelne Dateien oder Ausdrucke aus diesem Angebot können zusammen mit diesen Nutzungsbedingungen und den korrekten Herkunftsbezeichnungen weitergegeben werden.

Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. Die systematische Speicherung von Teilen des elektronischen Angebots auf anderen Servern bedarf ebenfalls des schriftlichen Einverständnisses der Rechteinhaber.

## **Haftungsausschluss**

Alle Angaben erfolgen ohne Gewähr für Vollständigkeit oder Richtigkeit. Es wird keine Haftung übernommen für Schäden durch die Verwendung von Informationen aus diesem Online-Angebot oder durch das Fehlen von Informationen. Dies gilt auch für Inhalte Dritter, die über dieses Angebot zugänglich sind.

# Die thermische Maschine im Atomkraftwerk

DK 621.039:621.1

Von Dipl. Ing. J. Lalive d'Epinay und Dipl. Ing. C. E. Lundgren, AG. Brown, Boveri & Cie., Baden

## 1. Allgemeine Betrachtungen

Bei der Entwicklung und dem Bau von Atomenergie-Kraftwerken sind die Erfordernisse einer guten und wirtschaftlichen thermischen Anlage mit den durch die physikalischen und technologischen Gegebenheiten eines Reaktors bedingten Grenzen in Einklang zu bringen. Es besteht ein grosses Interesse, bei gegebener Höchsttemperatur im Reaktor den Prozess der Wärmeaufnahme des Arbeitsmediums möglichst in die Nähe dieser Höchsttemperatur zu verlegen. Da eine direkte Umwandlung der Kernenergie in elektrische Energie heute keine Aussicht auf Erfolg hat, geht der Weg der Energieerzeugung über die thermische Maschine: Die im Reaktor erzeugte Wärme muss unter wirtschaftlich günstigen Bedingungen in die gewünschte Nutzform umgewandelt werden. Es gibt für jeden Fall ein «günstigstes» Wärmeaustausch-System, in welchem übertragene Wärmemenge, Energieverlust und Materialaufwand in optimalen Verhältnissen zueinander stehen. Grundsätzliche Überlegungen dieser Art sind u. W. erstmals am Beispiel des Röhrenwärmeaustauschers von K. Niehus<sup>1)</sup> schon im Jahre 1951 aufgestellt worden. Ueber die in Frage kommenden Wärmekraftmaschinen wurden bei Brown Boveri eingehende Untersuchungen vorgenommen<sup>2)</sup>. Wir möchten in diesem Aufsatz zusammenfassend darüber berichten.

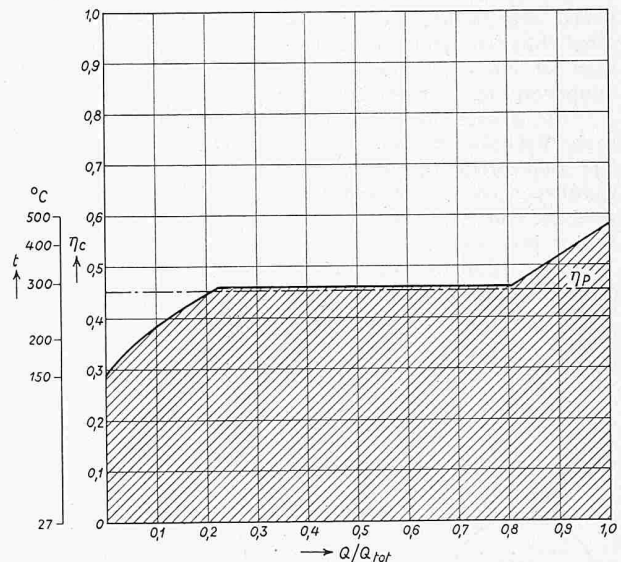
Eine für unsere Betrachtung massgebende Kenngrösse ist der Wirkungsgrad  $\eta_p$  des Kreisprozesses einer verlustlosen thermischen Kraftmaschine, der als Prozesswirkungsgrad bezeichnet wird. Er ist gleich der Summe der dem Arbeitsmedium zugeführten Wärmemengen  $dQ$ , multipliziert mit dem zugehörigen Verfügbarkeitsgrad  $\eta_c = 1 - T_0/T$ , geteilt durch die gesamte zugeführte Wärme, wobei  $T$  die Temperatur des Mediums an dem Ort, wo es die Wärmemenge  $dQ$  aufnimmt,

und  $T_0$  die Umgebungstemperatur (Kühlwassertemperatur) bedeuten. Also wird:

$$\eta_p = \frac{1}{Q_{tot}} \int_0^{Q_{tot}} \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) dQ = \frac{I}{Q_{tot}}$$

Wir können das Integral  $I$  in einem Diagramm darstellen, bei dem das Verhältnis  $Q/Q_{tot}$  als Abszisse und der Verfügbarkeitsgrad  $\eta_c$  als Ordinate aufgetragen sind (Bild 1). Der Inhalt der schraffierten Fläche ist dann das Integral  $I$ , und das Verhältnis dieser Fläche zur gesamten Diagrammfläche ist gleich  $\eta_p$ .

Solange die Temperatur im Reaktor aus technologischen oder kernphysikalischen Gründen nach oben hin auf niedrige Werte begrenzt ist, liegt es nahe, die ganze Wärmeaufnahme möglichst dicht an die obere Temperaturgrenze zu schieben und sich somit dem idealen Carnotschen Kreisprozess zu nähern. Dies lässt sich am einfachsten durchführen, wenn die



1) K. Niehus: Ueber die Berechnung von Wärmeaustauschern. «Brown Boveri Mitt.», Bd. 28 (1941), Nr. 8/9, S. 228 ... 232.

2) J. Lalive d'Epinay und W. Lüthi: Die Dampfturbine im Atomkraftwerk. «Brown Boveri Mitt.», Bd. 41 (1954), Nr. 3/4, S. 101 ... 107. C. E. Lundgren und C. Seippel: Thermische Probleme der Atomenergieanlage. «Brown Boveri Mitt.», Bd. 43 (1956), Nr. 1/2, S. 7 ... 15. C. E. Lundgren und C. Seippel: Thermische Probleme der Atomenergieanlage II. «Brown Boveri Mitt.», Bd. 43 (1956), Nr. 12, S. 515 ... 524.

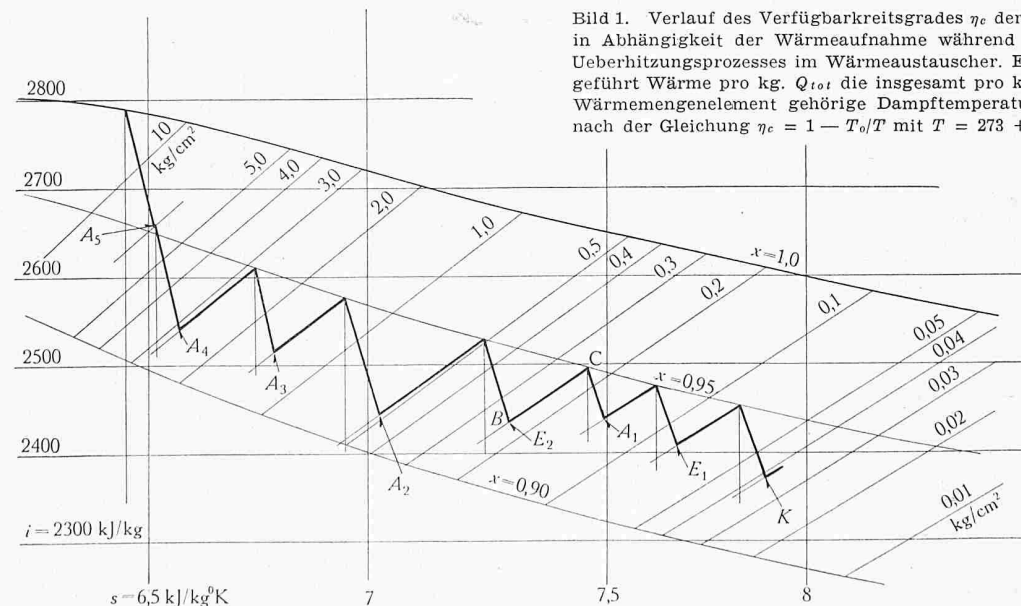


Bild 1. Verlauf des Verfügbarkeitsgrades  $\eta_c$  der vom Dampf aufgenommenen Wärme in Abhängigkeit der Wärmeaufnahme während des Vorwärm-, Verdampfungs- und Ueberhitzungsprozesses im Wärmeaustauscher. Es bezeichnen:  $Q$  die schrittweise zugeführte Wärme pro kg,  $Q_{tot}$  die insgesamt pro kg zugeführte Wärme.  $t$  die zu jedem Wärmemengenelement gehörige Dampftemperatur, die aus dem Verfügbarkeitsgrad nach der Gleichung  $\eta_c = 1 - T_0/T$  mit  $T = 273 + t$  und  $T_0 = 270^\circ\text{C}$  berechnet werden kann.  $\eta_p$  der Prozesswirkungsgrad, der gleich dem Verfügbarkeitsgrad der insgesamt zugeführten Wärme ist und durch das Verhältnis der schraffierten zur ganzen Diagrammfläche ( $\eta_c = 1$ ) dargestellt wird

Bild 2 (links). i-s Diagramm der Zustandsänderungen des Dampfes in einer mit Entwässerungen versehenen Nassdampfturbine. A Anzapfungen mit Entwässerung, E Entwässerungen ohne Anzapfung, K Zustand im Kondensator, x absoluter Dampfgehalt des Dampfgemisches, BC Entwässerungsvorgang.

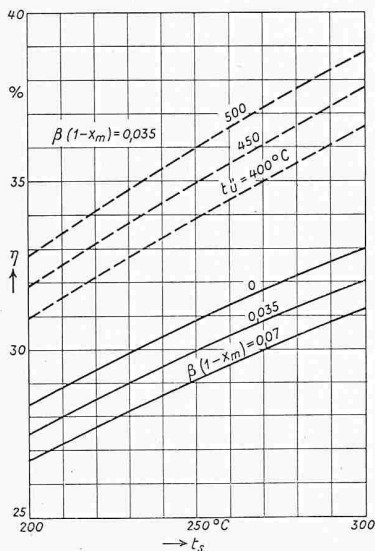


Bild 3. Thermische Wirkungsgrade von Dampfturbinenprozessen in Abhängigkeit der Verdampfungstemperatur  $t_s$  bezogen auf die im Wärmeaustauscher und einem allfälligen Ueberhitzer zugeführte Wärme und auf die Klemmenleistung von 50 MW. Die ausgezogenen Linien beziehen sich auf Sattdampfprozesse mit verschiedenen Verlustfaktoren, die gestrichelten Linien auf Prozesse mit zusätzlicher Ueberhitzung auf verschiedene Endtemperaturen  $t_u$  bei einem Verlustfaktor  $\beta(1-x_m) = 0,035$

obere Grenztemperatur im Bereiche des siedenden Wassers liegt. Die grösste Ausbeute ergibt sich dann, wenn das schwere oder gewöhnliche Wasser im Reaktor verdampft und sich in einer Sattdampfturbine entspannt. Dabei wird das Speisewasser durch vielstufige Anzapfungen möglichst hoch vorgewärmt. Die Turbine muss wirksam entwässert werden, wozu sich die Anzapfstellen gut eignen. Um den reinen Sattdampfprozess, bei dem die ganze Expansion im Feuchtigkeitsgebiet stattfindet, zu verwirklichen (Bild 2), müssen alle Möglichkeiten der Entwässerung ausgenutzt werden. Nötigenfalls ist ein eigentlicher Wasserabscheider in den Entspannungsvorgang einzugliedern.

Die Anwesenheit von Wassertropfchen im Dampf verursacht Verluste, die um so grösser ausfallen, je höher die mittlere Dampfeuchtigkeit  $x_m$  ist. Der entsprechende spezifische Gefällsverlust kann durch den Ausdruck  $\beta(1-x_m)$  gekennzeichnet werden, wobei  $\beta$  den wenig unter 1 liegenden Bremsfaktor bedeutet.

Bild 3 gibt den Verlauf des thermischen Wirkungsgrades dieses Prozesses in Abhängigkeit der Verdampfungstemperatur

wieder. Es ist klar, dass man die Wirkungsgrade wesentlich verbessern könnte, wenn der Dampf in einem brennstoffgeheizten Ueberhitzer auf hohe Temperaturen gebracht würde (gestrichelte Kurven). Man muss sich jedoch durch genaue Wirtschaftlichkeitsberechnungen vergewissern, dass die durch den überlagerten Ueberhitzungsprozess erzeugte zusätzliche Energie nicht teurer zu stehen kommt als die Energie aus einem modernen Dampfkraftwerk üblicher Bauart.

Unter den im Bau befindlichen amerikanischen Anlagen sollen hier zunächst deren zwei erwähnt werden, die sich grundsätzlich durch ihr Kühlsystem unterscheiden. Im ersten Fall (siehe Bild 4) dient Wasser unter hohem Druck als Wärmeträger. Es strömt durch den aktiven Teil des Reaktors und übermittle in einem Austauscher die Wärme an verdampfendes Wasser von kleinerem Druck. Der dabei erzeugte Sattdampf von  $250^\circ\text{C}$  wird einer Turbine von z. B. 60 MW zugeführt. Im zweiten Falle (Bild 5) verdampft das Wasser im Reaktorbehälter selbst und gelangt ohne Zwischenschaltung eines Wärmeaustauschers unmittelbar in die Turbine. Wärmetechnisch bietet die zweite Lösung unbestreitbare Vorteile. Der hier erforderliche Schutz der Turbine und ihrer Umgebung vor Strahlungsschäden ist jedoch ein Problem, dessen Lösung beträchtliche Schwierigkeiten bereitet.

Wenn die Temperatur des Arbeitsmittels den Verdampfungsbereich des Wassers übersteigt, ergeben sich neue Verhältnisse. Das selbe gilt auch, wenn der Reaktor kein siedendes Wasser erhält, sondern von einem Wärmeträger durchflossen wird, der seine Wärme ausserhalb des Reaktors an siedendes Wasser abgibt. Die Wärme kann jetzt vom Arbeitsmedium nicht mehr bei einer konstanten Temperatur aufgenommen werden. Vielmehr erwärmt sich der Zwischenwärmträger beim Durchfluss durch den Reaktor; die Temperatursteigerung, die er dabei erfährt, wird um so grösser, je kleiner die strömende Menge und deren spezifische Wärme ist (Bild 6). Dabei wird die für die Wärmeübertragung wirksame mittlere Temperaturdifferenz  $\bar{\Delta}$  unter Annahme eines konstanten Wärmeübertragungskoeffizienten  $k$  folgendermassen berechnet:

$$k A = \int_0^{Q_{tot}} \frac{dQ}{\Delta} = \frac{Q_{tot}}{\bar{\Delta}}, \text{ somit } \frac{1}{\bar{\Delta}} = \frac{1}{Q_{tot}} \int_0^{Q_{tot}} \frac{dQ}{\Delta}$$

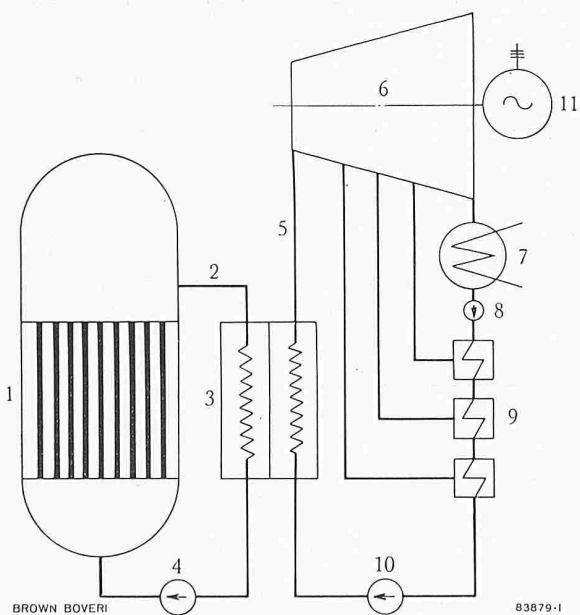


Bild 4. Prinzipschema eines Druckwasserreaktors mit Dampfkraftanlage

- |                         |                  |
|-------------------------|------------------|
| 1 Reaktor               | 7 Kondensator    |
| 2 Druckwasser-Kreislauf | 8 Kondensatpumpe |
| 3 Wärmeaustauscher      | 9 Vorwärmanlage  |
| 4 Umwälzpumpe           | 10 Speisepumpe   |
| 5 Frischdampfleitung    | 11 Generator     |
| 6 Turbine               |                  |

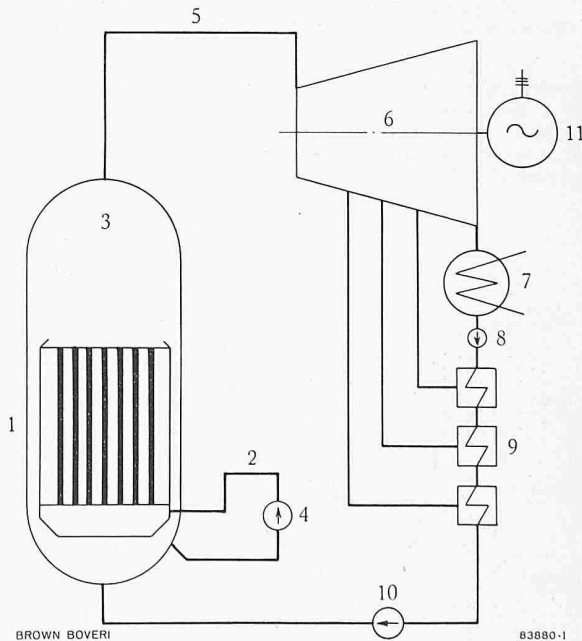


Bild 5. Prinzipschema eines Verdampfungsreaktors mit Dampfkraftanlage

- |                         |                  |
|-------------------------|------------------|
| 1 Reaktor               | 7 Kondensator    |
| 2 Umwälzwasserkreislauf | 8 Kondensatpumpe |
| 3 Dampfabscheider       | 9 Vorwärmanlage  |
| 4 Umwälzpumpe           | 10 Speisepumpe   |
| 5 Frischdampfleitung    | 11 Generator     |
| 6 Turbine               |                  |

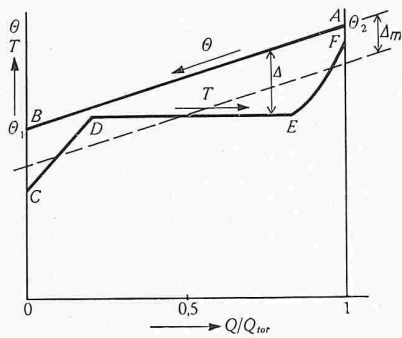


Bild 6. Temperaturverlauf im Wärmeaustauscher in Abhängigkeit der übertragenen Wärmemenge

- T Temperatur des Arbeitsmittels (Dampf)
- theta Temperatur des Wärmeträgers (Druckwasser)
- A Wärmeträgertemperatur am Eintritt
- B Wärmeträgertemperatur am Austritt
- C Speisewassertemperatur am Eintritt
- D Verdampfungsbeginn
- E Verdampfungsende
- F Dampftemperatur am Austritt

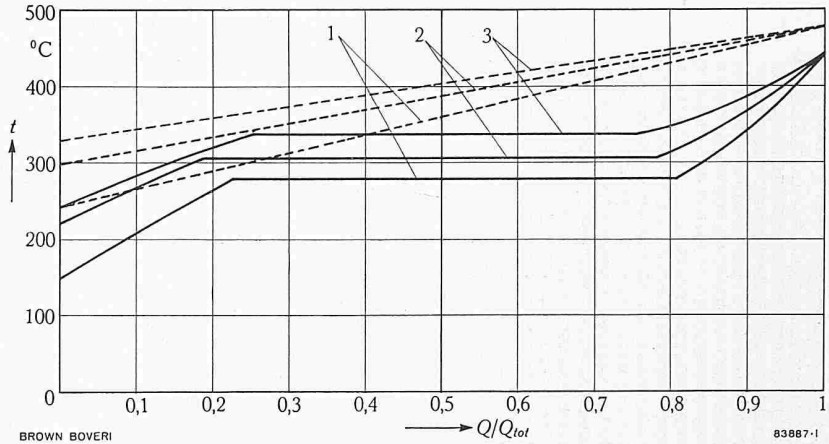


Bild 8. Temperaturverlauf im sekundären Wärmeaustauscher in Abhängigkeit der übertragenen Wärmemenge. 1, 2, 3 Prozesse nach Tabelle 1, Nrn. 1, 2, 3.

Ausgezogen: Temperaturverlauf des Dampfes;

Gestrichelt: Temperaturverlauf des sekundären Natriums für eine wirksame Temperaturdifferenz von 60° C

wobei A die Uebertragungsfläche und  $\Delta$  die Temperaturdifferenz ist, mit der  $dQ$  übertragen wird.

2. Untersuchung einiger Dampfprozesse

Unsere weiteren Betrachtungen wollen wir an eines der Reaktorsysteme knüpfen, das sich heute in den Vereinigten Staaten von Amerika im Bau befindet. Grundsätzlich gelten sie auch für andere Systeme. Bild 7 gibt das Schema der Anlage wieder. Die Wärme wird im Reaktor durch flüssiges, im Kreislauf strömendes Natrium aufgenommen und erzeugt den Betriebsdampf ausserhalb des Reaktors. Da das Natrium im Reaktor radioaktiv wird, muss zwischen den primären Kreis und den Dampfkreis ein sekundärer Natriumkreis eingeschaltet werden. Natürlich erfordert die doppelte Wärmeübertragung entsprechende Temperaturgefälle, die jedoch nicht gross sind, da der Wärmeübergang beim flüssigen Metall, verglichen mit dem bei anderen Medien, gut ist.

Wir wollen jetzt verschiedene Dampfprozesse betrachten, die alle die gleiche höchste Natrium- und Frischdampf-temperatur aufweisen. Die Tabelle 1, Nrn. 1, 2 und 3, gibt eine Uebersicht über drei Prozesse mit den zugehörigen Prozesswirkungsgraden, während Bild 8 die Temperaturen des als Wärmeträger wirkenden Natriums und des Betriebsdampfes in Abhängigkeit von der im Austausch übertragene Wärmemenge  $Q$  darstellt. Im Prozess Nr. 1 der Tabelle 1 (Kurve 1 in Bild 8) kann der Dampf seine Wärme von einem Natriumstrom aufnehmen, der sich dabei von 479° C auf 243° C abkühlt. Für diese Wärmeübertragung steht dann eine mittlere (oder wirksame) Temperaturdifferenz von 60° C zur Verfügung. Erhöht man den Dampfdruck, lässt aber die Natriumtemperaturen unverändert, so verkleinert sich die wirksame Temperaturdifferenz. Wir können aber auch die im sekundären Kreis umlaufende Natriummengemenge vergrössern (Kurven 2) und trotz erhöhtem Dampfdruck und erhöhter Eintrittstemperatur des Speisewassers die wirksame Temperaturdifferenz im Austausch unverändert beibehalten. Und schliesslich können wir durch Vergrösserung der Austauschfläche die wirksame Temperaturdifferenz innerhalb gewisser

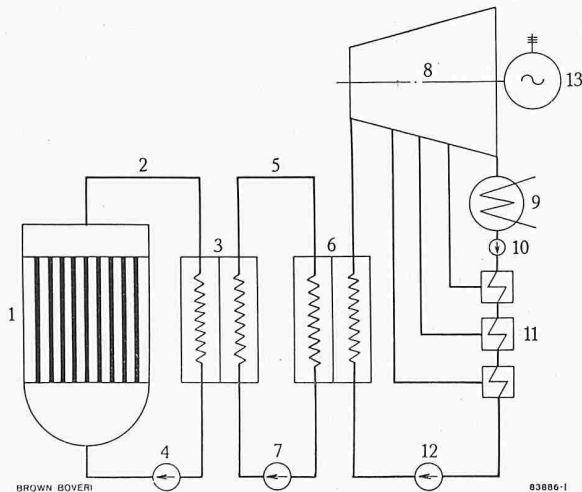


Bild 7. Prinzipschema einer Atomkraftanlage mit primärem und sekundärem Natriumkreislauf

- 1 Reaktor
- 2 Primärer Natriumkreislauf
- 3 Primärer Austausch
- 4 Primäre Natriumpumpe
- 5 Sekundärer Natriumkreislauf
- 6 Sekundärer Austausch (Dampferzeuger)
- 7 Sekundäre Natriumpumpe
- 8 Turbine
- 9 Kondensator
- 10 Kondensatpumpe
- 11 Vorwärmanlage
- 12 Speisepumpe
- 13 Generator

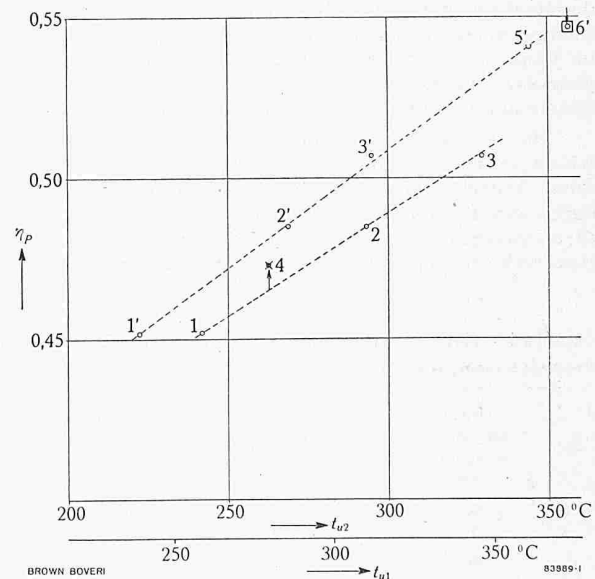


Bild 9. Prozesswirkungsgrade der Dampfkreisläufe Nr. 1 bis 6 der Tabelle 1 nach Bild 7 in Abhängigkeit der Austrittstemperatur  $t_{u2}$  des Natriums aus dem sekundären Wärmeaustauscher. Die untere Linie (Punkte 1, 2, 3, 4) bezieht sich auf eine Anordnung mit einer wirksamen Temperaturdifferenz von 60° C, die obere Linie (Punkte 1', 2', 3', 5', 6') auf eine solche mit 300° C.  $t_{u1}$  ist die Austrittstemperatur des Natriums aus dem primären Wärmeaustauscher

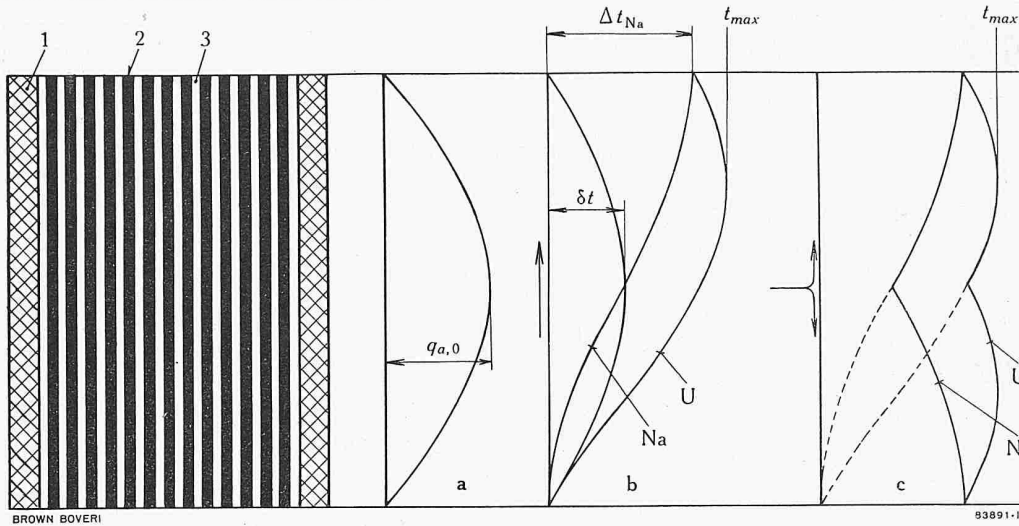


Bild 10. Verlauf der Wärmeintensität sowie der Uran- und Natriumtemperatur längs den Kanälen eines Reaktors

- 1 Reflektor
- 2 Uranstäbe
- 3 Kühlkanäle
- a Wärmeintensität  $q_a$
- b Temperaturverlauf bei einfachem Durchlauf
- c Temperaturverlauf bei geteiltem Durchlauf
- $\delta t$  Scheitelwert der Temperaturdifferenz zwischen Uran und Natrium
- $q_{a,0}$  Scheitelwert der Wärmeintensität
- $\Delta t_{Na}$  Temperatursteigerung des Natriums im Reaktor
- $t_{max}$  Höchste Temperatur des Uranstabes
- U Uranstabtemperatur
- Na Natriumtemperatur

Grenzen verringern. In Bild 9 sind die Prozesswirkungsgrade  $\eta_p$  für die Fälle Nr. 1, 2 und 3 der Tabelle 1 und für wirksame Temperaturdifferenzen von 60 ° C und 30 ° C in Funktion der Natriumtemperatur  $t_{u1}$  beim Eintritt in den Reaktor (primärer Kreislauf) bzw. der Natriumtemperatur  $t_{u2}$  am Austritt aus dem Wärmeaustauscher (sekundärer Kreislauf) aufgetragen. Die Verbesserung des Wirkungsgrades  $\eta_p$  infolge Erhöhung dieser Temperaturen lässt sich aus dem Diagramm unmittelbar ablesen.

Wir müssen jetzt die Rückwirkungen der ins Auge gefassten Temperaturänderungen des Natriums auf den Reaktor untersuchen. Die Urantemperatur ist im Innern des Reaktorkerns am höchsten. Dieses für die kernphysikalischen Vorgänge und die Festigkeitseigenschaften der Baustoffe massgebende Temperaturmaximum wird von den Temperaturen des Wärmeträgers und der Art seiner Führung beeinflusst. Bild 10 zeigt den grundsätzlichen Verlauf der Wärmeerzeugung sowie der Temperaturen des Urans und des als primärer Wärmeträger wirkenden Natriums in Funktion der Reaktorhöhe bei einfachem Durchlauf des Natriums von unten nach oben und bei geteiltem Durchlauf von der Mitte nach oben und nach unten. Studiert man diese Temperaturverläufe näher, so ergeben sich interessante Zusammenhänge zwischen dem Scheitelwert  $t_{max}$  der Urantemperatur und den Natriumtemperaturen. Steigert man beispielsweise die Temperatur des in den Reaktor eintretenden Natriums um 100 ° C, also um etwas weniger als die Hälfte der Temperatursteigerung des Natriums im Reaktor, so ergibt sich nach Bild 9 eine Verbesserung des Prozesswirkungsgrades von etwa 14 %, während sich der Scheitelwert der Urantemperatur nur um rd. 20 ° C erhöht.

Die Verminderung der Temperatursteigerung des Natriums im Reaktor und die damit verbundenen thermodynamischen Vorteile muss man bei gleichbleibender Wärmemenge durch eine Erhöhung der Umlaufmenge erkaufen. Die grössere Strömungsgeschwindigkeit durch einen völlig unveränderten Reaktorkern erhöht dabei den Wärmeübergang beim flüssigen

Metall, allerdings nicht sehr stark, und setzt die maximale Urantemperatur herab. Bei einer Erhöhung der Eintrittstemperatur um 100 ° C vermindert sich die Höchsttemperatur des Urans um 2,5 ° C.

Vom thermischen Standpunkt aus wäre man geneigt, bei grösserer umlaufender Natriummenge den Querschnitt der Kühlkanäle im Reaktorkern zu erweitern, z. B. dadurch, dass man die Kanaldimensionen oder die Anzahl der Elemente vergrössert; man dürfte dann die Kanäle entsprechend verkürzen. Doch ist zu bedenken, dass die veränderten Proportionen des Reaktors die kernphysikalischen Vorgänge beeinflussen. Man wird aber wohl im Interesse günstigerer Wärmeübergangsverhältnisse nicht ohne Zwang von den kernphysikalisch günstigsten Proportionen eines Reaktors abweichen wollen. Besonders vorteilhaft wäre es, das Kühlmittel auf halber Höhe dem Reaktorkern zuzuführen und den Fluss je zur Hälfte nach oben und unten zu teilen. Man könnte dann die Natriummenge gegenüber dem einfachen Fluss verdoppeln, die Temperaturspanne halbieren, ohne die maximale Urantemperatur zu erhöhen und ohne die Pumparbeit zu vermehren. Es ist grundsätzlich richtig, den Kühlstrom dort in den Reaktorkern einzuführen, wo die Wärmeerzeugung am intensivsten ist. Bei gasgekühlten Reaktoren ist dieser Vorschlag unseres Wissens bereits beachtet worden. Seine Verwirklichung dürfte namentlich bei Natrium einige konstruktive Kunst erfordern.

Die Erhöhung der unteren Temperaturgrenze des Natriums ergibt keine Aenderung der Austauschfläche des primären Wärmeaustauschers, wenn man die Temperaturdifferenz zwischen den Kreisen gleich lässt, sondern nur die Verteilung dieser Fläche auf eine grössere Anzahl kürzerer Kanäle. Die Energieverluste durch Reibung bleiben innerhalb dieses Wärmeaustauschers unverändert. Die Grösse und die Energieverluste des zweiten Wärmeaustauschers hängen von dessen mittlerem Temperaturgefälle ab, das wir in Bild 9 als Parameter eingeführt haben. Natürlich wird dessen Bauart auch wesentlich vom Dampfdruck beeinflusst. Es ist zweckmässig, die Natriumleitungen entsprechend der Natriummenge zu vergrössern, so dass der Druckabfall unverändert bleibt. Wenn man alle diese Einflüsse berücksichtigt, kann man schätzen, dass eine Mengenveränderung auf das 1,74fache (entsprechend der Temperaturerhöhung um 100 ° C) bei einer Anlage von 80 MW eine Erhöhung der Pumpenleistung von etwa 0,4 MW auf rund 1 MW erfordert, was gegenüber dem Nutzleistungszuwachs von ungefähr 9 MW noch tragbar ist.

Diese Studie über die Verbesserung des thermischen Wirkungsgrades einer Atomkraftanlage zeigt ein durchaus positives Ergebnis, und zwar ohne dass wir die Maximaltemperatur des Urans erhöhten. Durch Steigern des Dampfdruckes und der Vorwärmtemperatur wird das Wärmediagramm besser ausgefüllt, d. h. dem Carnot-Prozess angenähert.

Es verbleibt uns noch, in der eingeschlagenen Richtung weiter zu gehen und die Eigenschaften von Atomkraftanlagen für die folgenden zwei Fälle zu prüfen: a) bei einem Verfahren mit zwei Dampfdrücken, und b) bei einem Verfahren mit überkritischem Dampfdruck, ohne oder mit zweifacher Zwischenüberhitzung (Tabelle 1, Nrn. 4, 5 und 6).

Tabelle 1. Hauptdaten einiger Dampfprozesse mit entsprechenden Prozesswirkungsgraden

Nr.	Dampfdruck im Aus-tauscher bar	Dampfdruck vor der Turbine bar	Dampf-temp. vor d. Turbine ° C	Speisewasser Vorwärm-temperatur ° C	Prozess-wirkungs-grad
1	63	56	441	149	0,452
2	93	87	441	220	0,485
3	140	130	441	240	0,507
4	{ 140	{ 130	{ 441	{ 240	0,473 *)
	{ 63	{ 56	{ 441	{ 149	
5	320	300	441	280	0,541
6	320	300	441	280	0,547 **)

\*) Gleiche Mengen im Hochdruck- und Niederdruckprozess.

\*\*) 1. Zwischenüberhitzer: Druck 230 bar, Endtemperatur 441 °C

2. Zwischenüberhitzer: Druck 170 bar, Endtemperatur 441 °C

Bild 11 zeigt das Temperaturdiagramm der Zweidruckanlage und macht dessen Vorteil sofort klar. Bei gegebener Neigung der Temperaturlinie des sekundären Natriums nähert sich ihr die treppenförmige Temperaturkurve der Zweidruckanlage besser als die der Eindruckanlage; man kommt somit dem Ideal eines Gegenstrom-Wärmeaustauschers näher. Dabei ist jedoch zuzugeben, dass Wärmeaustauscher, Rohrleitungen und Turbine bedeutend komplizierter ausfallen, während der tatsächliche Gewinn nur mässig ist: Bei einer Temperatur  $t_{m,2}$  des sekundären Natriums bei Austritt aus dem Wärmeaustauscher von  $263^\circ\text{C}$  (Punkt 4 in Bild 9) erhöht sich der Prozesswirkungsgrad durch Einführen des Zweidruckverfahrens von 46,5 % auf 47,3 %. Trotzdem werden heute Mehrdruckanlagen gebaut. Sie verwenden aber gasförmige Wärmeträger, bei denen grosse Temperaturspannen des Gases bei der Erwärmung angewendet werden müssen, um die Umwälzleistung klein zu halten. Dementsprechend bieten Mehrdruckanlagen grössere Vorteile.

Die Temperaturen, die in gewissen Reaktoren heute schon angewendet werden, erlauben bereits an die Verwendung überkritischer Dampfdrücke zu denken. Dies mag zwar als vermessen erscheinen, doch bietet die Anwendung von überkritischen Drücken bedeutende Vorteile grundsätzlicher Art, und man wird früher oder später dazu übergehen. Den Hauptvorteil ersieht man aus Bild 12: die Temperatur-Wärmemengen-Kurve weist den horizontalen Abschnitt, welcher der Verdampfung entspricht, nicht mehr auf. Sie nähert sich wesentlich besser jener des idealen Gegenstrom-Wärmeaustauschers. Noch besser ist allerdings das Gegenstromprinzip bei einem gasförmigen Arbeitsmedium verwirklicht. Doch fehlt diesem der bedeutende Vorteil der Kondensation im Niedertemperaturbereich, der isothermischen Wärmeabfuhr im Kondensator und der geringen Leistung der Speisepumpen. Der Dampfprozess mit überkritischem Druck vereinigt somit die wesentlichen Vorteile des Dampf- und des Gaskreislaufes. Vorläufige Studien an Wärmeaustauschern für überkritischen Druck lassen gar keine Probleme erkennen, die unüberwindlich wären. Es scheint sogar,

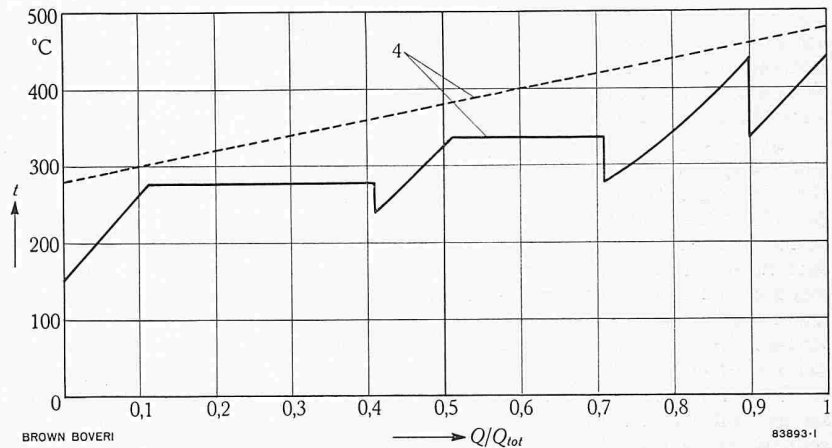


Bild 11. Temperaturverlauf des Natriums (gestrichelt) und des Dampfes (ausgezogen) im sekundären Wärmeaustauscher eines Zweidruck-Prozesses nach Nr. 4, der Tabelle 1 mit einer wirksamen Temperaturdifferenz von  $60^\circ\text{C}$  in Abhängigkeit der übertragenen Wärme

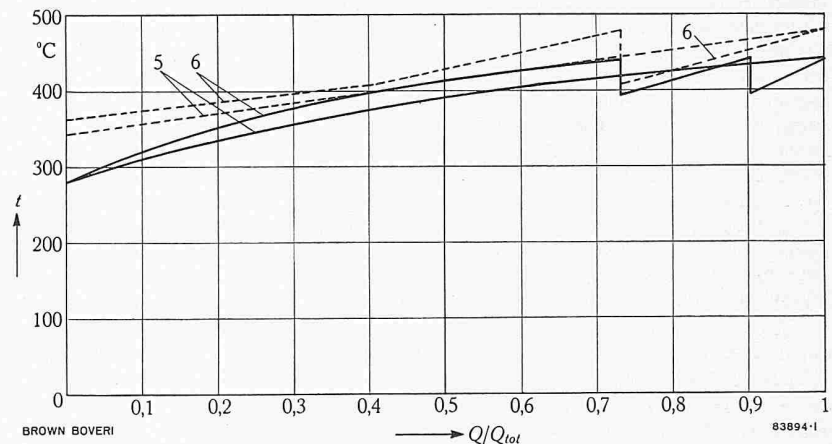


Bild 12. Temperaturverlauf des Natriums (gestrichelt) und des Dampfes (ausgezogen) im sekundären Wärmeaustauscher überkritischer Dampfprozesse nach Nr. 5 (ohne Zwischenüberhitzung) und Nr. 6 (mit zweifacher Zwischenüberhitzung) der Tabelle 1 mit einer wirksamen Temperaturdifferenz von  $30^\circ\text{C}$  in Abhängigkeit der übertragenen Wärme

dass ein solcher Wärmeaustauscher einfacher gebaut werden kann als ein verdampfender Austauscher für unterkritischen Druck. (Schluss folgt)

## Verantwortung — Gedanken eines Beraters für Unfallverhütung im Bauwesen

DK 614.8:69

In den «Leitsätzen für die Berufsausübung» des Schweizerischen Registers der Ingenieure, Architekten und Techniker, welche sich an den grundlegenden Art. 6 der Statuten des S. I. A. halten, heisst es: «Die im Register eingetragenen Ingenieure, Architekten und Techniker sind sich der weittragenden Bedeutung der Technik und der Baukunst in der Gesellschaft bewusst. Sie leiten daraus ihre Verantwortung der Allgemeinheit und den Mitmenschen gegenüber ab.»

Wir möchten an diese edeln Gedanken anknüpfen mit Betrachtungen aus einem Gebiet, in dem sich der Techniker unseres Erachtens noch weit vom Bewusstsein dieser Verantwortung entfernt befindet. Wir meinen damit die Art der Arbeitsausschreibungen im allgemeinen und der Ausschreibungen von Grabenarbeiten im besondern. Auf diesem Gebiet wird sehr oft in Unkenntnis der Sache aber auch bewusst zu gewagten Bauweisen veranlasst, die den ernsthaften Bestrebungen der Unfallverhütung geradezu entgegenwirken.

Der fundamentale Grundsatz des Kranken- und Unfallgesetzes vom 13. Juni 1911 ist in Art. 65 festgehalten und lautet: «Der Betriebsinhaber oder sein Stellvertreter hat zur Verhütung von Krankheiten und Unfällen alle Schutzmittel einzuführen, die nach der Erfahrung notwendig sind und nach dem Stande der Technik und den gegebenen Verhältnissen

anwendbar sind.» Damit ist klar gesagt, dass grundsätzlich der Betrieb allein für Leben und Gesundheit seiner Angestellten und Arbeiter verantwortlich ist. Ein Unternehmer muss demnach auch wissen, was für Baumethoden er anwenden kann und darf. Im Bemühen zur Unfallverhütung wird er dazu durch einschlägige bundesrätliche Verordnungen und Richtlinien der SUVA unterstützt.

Wie sieht nun die Praxis aus? Die Beratungsstellen für Unfallverhütung beobachten immer wieder, dass Gräben — auf welches Gebiet wir uns im folgenden beschränken wollen — ungenügend, zu spät oder überhaupt nicht gespriesst werden. Diese Tatsachen stehen in zunehmendem Masse mit der modernen Arbeitsmethode des maschinellen Aushubes in Zusammenhang. Baggeraushub ist rasch und billig, aber leider auch gefährlicher als Handaushub, wenn den dabei erreichten Tiefenverhältnissen nicht Rechnung getragen wird. Es treten denn auch entsprechend schwere, sogar tödliche Unfälle auf. Und neben den Betroffenen gehören auch der Betriebsinhaber oder sein Stellvertreter zu den Leidtragenden, die sich vor der Unfallversicherung und den Gerichten zu verantworten haben. Die mit der Unfallverhütung und Unfalluntersuchung betrauten Instanzen vermögen natürlich in den meisten Fällen sehr rasch die Fehlerquellen aufzudecken. Damit könnte die