

Dampferzeuger

Der Dampferzeuger ist das zentrale Bauteil eines Dampfkraftwerkes, in welchem die Brennstoffenergie in die Enthalpie eines Hochtemperatur–Hochdruckdampfes umgewandelt wird. Der Dampferzeuger besteht aus einer Feuerung, in der Wärme in Form von heissen Rauchgasen freigesetzt wird, und aus einem Dampfkessel, in dem diese Wärme in Hochdruckdampf umgewandelt wird. Dampfkessel werden entsprechend ihrer konstruktiven Baumerkmale in Grosswasserraumkessel und Wasserrohrkessel eingeteilt. Bei den Grosswasserraumkesseln befinden sich die Feuerung und die vom Rauchgas durchströmten Kesselrohre im Wasserraum einer Kesseltrommel. Diese Kessel werden daher auch als Rauchrohrkessel bezeichnet. Genau umgekehrt ist die Bauweise bei den Wasserrohrkesseln, deren Kesselrohre, wie der Name besagt, nunmehr von Wasser bzw. einem Wasser-Dampf-Gemisch durchströmt werden und sich im Feuerraum bzw. in Rauchgas durchströmten Kesselzügen befinden.

Grosswasserraumkessel können bis zu Dampfleistungen von 50 t/h gebaut werden und haben einen im Verhältnis zu ihrer Leistung grossen Wasserinhalt. Hingegen können Wasserrohrkessel bis zu Einheitsgrössen von mehr als 2'000 t/h Dampf gebaut werden. Neben den Dampfleistungen unterscheiden sich die beiden Kesselbauarten auch in den machbaren Drücken und Temperaturen. Während Grosswasserraumkessel aus konstruktiven Gründen nur für Drücke bis 30 bar einsetzbar sind, werden Wasserrohrkesseln mit Drücken bis zu 285 bar betrieben.

1 Historische Entwicklung

Am Beginn der Entwicklung von Dampferzeugern standen einfache, mit Wasser gefüllte zylindrische Behälter, die unmittelbar von aussen gefeuert wurden. Der Walzenkessel bestand aus einem gewalzten Mantel mit gewölbten Böden. Die Kessel wurden liegend aufgestellt und zur Befeuerng vollständig eingemauert, wobei die Feuerung unterhalb des vorderen Kesselbereichs angeordnet wurde. Die Rauchgase wurden in gemauerten Zügen an der unteren Kesselhälfte entlang geführt. Aufgrund der geringen Heizfläche und der kurzen Rauchgaswege konnte der Wärmeinhalt des Rauchgases nicht vollständig genutzt werden. Darüber hinaus führte die im Verhältnis zur Heizfläche grosse Mauerwerksfläche zu hohen Strahlungsverlusten.

Walzenkessel wurden mit Durchmessern bis zu 1.5 m und mit Längen bis zu 10 m gebaut. Da nur etwa die halbe Kesseloberfläche beheizt wurde, war die Heizfläche auf rund 25 m² begrenzt und die maximale Dampfleistung lag bei 300 kg/h. Dementsprechend betrug die spezifische Dampfleistung bei eingemauerten Kesseln 10 bis 12 kg/(m² h).

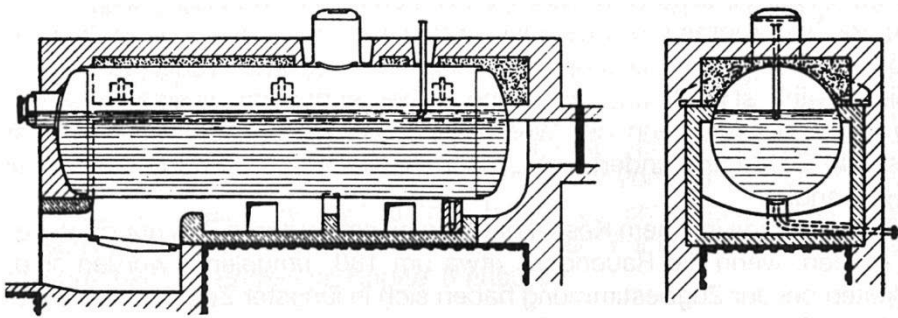


Abbildung 1 Walzenkessel (Quelle: Fritz Mayr, Kesselbetriebstechnik)

Aus dem mantelseitig beheizten Walzenkessel ist der Flammrohrkessel hervorgegangen. Der wesentliche Entwicklungsschritt bestand darin, dass die Befuerung nicht mehr von aussen erfolgte, sondern in den Kessel verlegt wurde (siehe Abbildung 2). Dazu wurde zwischen die beiden Böden des Kessels ein Flammrohr eingenietet, in das ein Planrost eingebaut war, auf dem ausschliesslich Festbrennstoffe verbrannt wurden. Die Asche fällt durch die Roststäbe in den darunter liegenden Aschekasten. Sowohl die Brennstoffaufgabe als auch der Ascheabzug musste manuell bewerkstelligt werden. Die Flammrohrkessel wurden eingemauert, um die aus dem Flammrohr austretenden Rauchgase durch gemauerte Zwischenwände an der Aussenseite des Kessels entlang zu führen. Aufgrund der gleichzeitigen Beheizung des Kessels von innen und von aussen konnte eine deutliche Vergrösserung der Heizfläche erreicht werden. Die spezifischen Dampfleistungen von eingemauerten Flammrohrkesseln betragen im Allgemeinen 20 bis 25 kg/(m² h).

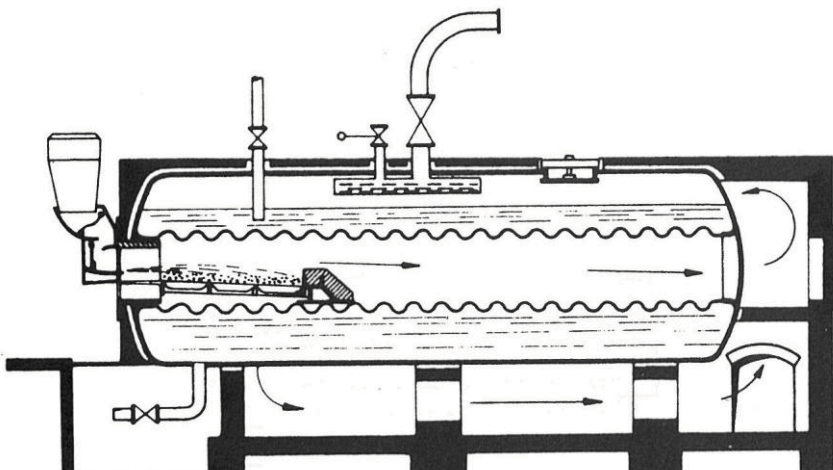


Abbildung 2 Eingemauerter Flammrohrkessel

Eine Weiterentwicklung war der Doppelflammrohrkessel, bei dem zwei Flammrohre in den Kessel eingebaut waren. Abbildung 3 zeigt einen im Textilmuseum Bocholt ausgestellten genieteten Doppelflammrohrkessel mit Dampfdom, mit dem Dampf für eine stationäre Dampfmaschine erzeugt wurde.



Abbildung 3 Genieteter Doppelflammrohrkessel im Textilmuseum Bocholt (Quelle: Wikipedia).

Der nächste Entwicklungsschritt ist anhand des in Abbildung 4 gezeigten Dampfkessels des Bodensee-Raddampfers Rheinfall veranschaulicht. Es handelt sich ebenfalls um einen Doppelflammrohrkessel, in den jedoch zur Vergrößerung der Innenheizflächen über den beiden Flammrohren zusätzlich noch Rauchrohre eingezogen wurden. Kessel dieser Bauart werden daher auch Flammrohr-Rauchrohrkessel genannt. Die Flammrohre sind auf der Kesselrückseite jeweils über eine Rauchgaswendekammer mit einem Rauchrohrbündel verbunden, in denen die Rauchgase wieder zur Kesselvorderseite geführt werden. Diese Konstruktion machte es möglich, eine Heizfläche von 78.5 m^2 zu realisieren bei einer Rostfläche von 2.8 m^2 . Auf der Kesselvorderseite strömten die abgekühlten Rauchgase in einen zum Schornstein führenden Sammelkanal ein, der heute nicht mehr vorhanden ist.

Der Raddampfer Rheinfall lief 1865 vom Stapel und nahm danach seinen Fährbetrieb auf dem Bodensee auf. Der Hersteller des Dampfkessels war die Firma Escher-Wyss aus Zürich. Der Kessel war für einen Betriebsdruck von 9.5 atü ausgelegt. Aber offenbar fehlte noch die Erfahrung mit diesem für damalige Verhältnisse sehr hohen Druckniveau, denn am 20. Dezember 1869 explodierte der Kessel kurz nach dem Ablegen des Raddampfers vor Berlingen. Der Raddampfer sank sofort. Bei diesem Unglück waren fünf Todesopfer zu beklagen. Im Jahre 1995 wurde der Kessel aus dem Bodensee gehoben und ist seither im Hafen von Berlingen ausgestellt.



Abbildung 4 Flammrohr-Rauchrohrkessel des Raddampfers Rheinfall in Berlingen am Bodensee.

Bei modernen Grosswasserraumkessel, die nur noch mit Öl oder Gas gefeuert werden, werden die Rauchgase in drei Zügen durch das Kesselwasser geführt, wodurch seine Wärme noch viel besser ausgenutzt werden kann. Dafür sind zwei Rauchgaswendekammern am hinteren und vorderen Kesselboden erforderlich. In Abbildung 5 ist der Strömungsweg der Rauchgase in einem 3-Zug-Grosswasserraumkessel gezeigt. Das Flammrohr mündet in eine hintere Wendekammer, in der die Rauchgase in das erste Rauchrohrbündel umgelenkt werden. Sie strömen darin zur Kesselvorderseite in eine vordere Wendekammer, werden dort in das zweite Rauchrohrbündel umgelenkt, in dem sie wieder zur Kesselrückseite geführt werden und dann in einen Rauchgas-Sammelkanal einströmen. Die hintere Wendekammer befindet sich wegen den nach dem Flammrohr auftretenden hohen Temperaturen im Wasserraum des Kessels. In der vorderen Wendekammer herrschen niedrigere Rauchgastemperaturen, so dass diese aussen liegend angeordnet werden kann. Die spezifischen Dampfleistungen von Flammrohr-Rauchrohrkesseln liegen zwischen 40 und 50 kg/(m² h). Mit einem Flammrohr sind Dampfleistungen bis 28 t/h erreichbar, in der Ausführung mit zwei Flammrohren können bis zu 55 t/h Dampf erzeugt werden.

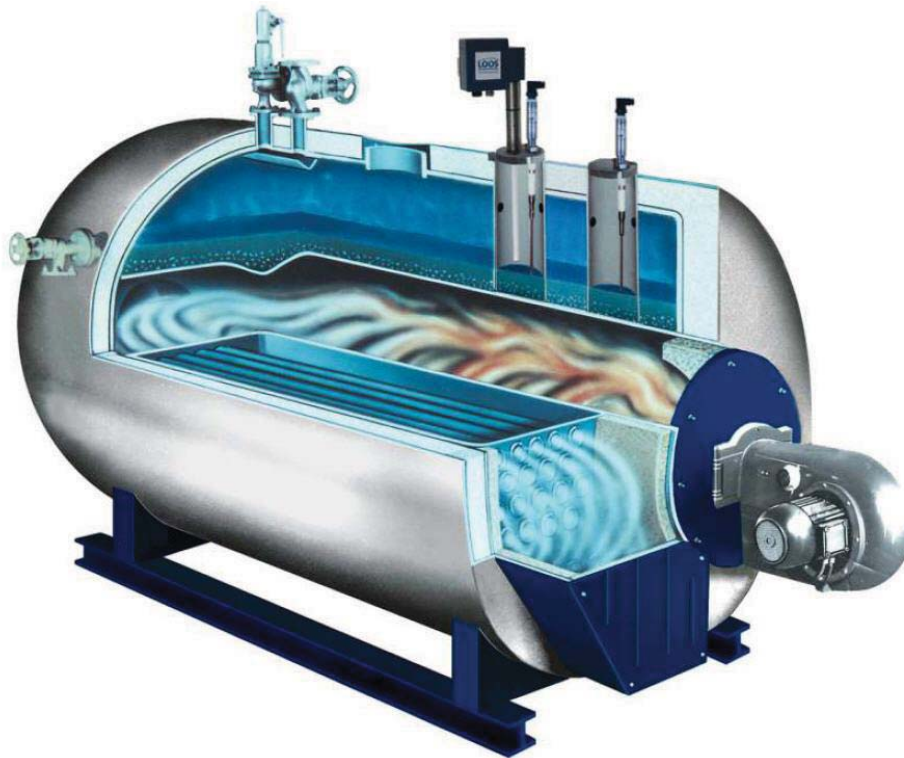


Abbildung 5 Moderner Grosswasserraumkessel in 3-Zug-Flammrohr-Rauchrohrtechnik. (Quelle: Firma Loos-International)

Im Kraftwerksbau werden heutzutage Wasserrohrkessel eingesetzt, die keine Ähnlichkeit mehr mit einem Kessel haben. Vielmehr sind sie vergleichbar zu einem Wärmeübertrager mit einem kompliziert gestalteten Rohrsystem, welches von Wasser bzw. Wasserdampf durchströmt und von heissen Rauchgasen umströmt wird. In Abbildung 5 ist die rasante Entwicklung der auf Wasserrohrkessel basierenden Dampferzeugertechnologie dargestellt. Von Anfang der 1950 Jahre bis zur Jahrtausendwende hat sich die Dampfleistung von etwa 400 t/h auf 2500 t/h mehr als versechsfacht. Gleichzeitig wuchsen die Kesselhäuser in die Höhe. Beispielsweise ist der Block K des Braunkohlekraftwerks Niederaussen (Nr. 8 in Abbildung 5) mit fast 168 m um etwa 6 m höher als der Turm des Ulmer Münsters.

Die Dampferzeuger der 1950er-Jahre bestanden fast vollständig aus Mauerwerk, das mit Rohren ausgekleidet war. Die thermischen Belastung, denen die Mauern ausgesetzt waren, führten immer wieder zu Undichtigkeiten und Rauchgasaustritten. Entsprechend oft musste das Mauerwerk repariert werden. Ausserdem entzogen die Mauersteine dem System relativ viel Wärme. Das Mauerwerk limitierte auch die Grösse des Dampferzeugers, denn tragfähige und reparable Kesselhäuser konnten nicht beliebig in die Höhe wachsen.

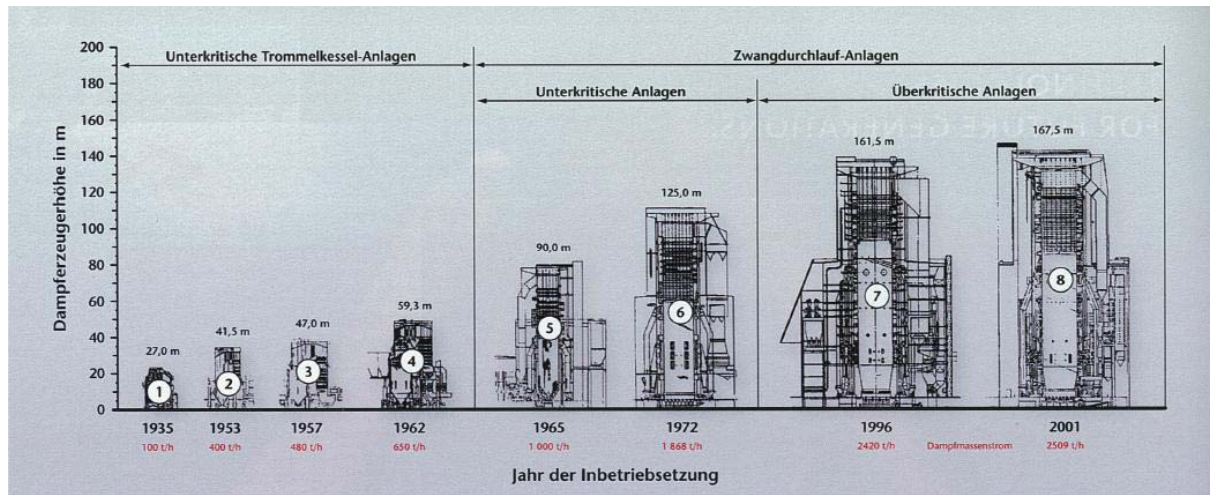


Abbildung 6 Braunkohlebefeuerte Dampferzeuger von 1935 bis 2001 (Quelle: BWK 7/8 2009)

Erst mit der Entwicklung der Flossenwand, die auch als Membranwand bezeichnet wird, konnte auf das anfällige Mauerwerk verzichtet werden. Eine Flossenwand ist aus senkrecht stehenden, parallelen Rohrsträngen (Steigrohre) aufgebaut, in denen das Wasser siedet (siehe Abbildung 7). Grundlage für die Entwicklung der Flossenwand war die Rohr-Steg-Konstruktion, in der senkrecht stehende Kesselrohre miteinander über Stege gasdicht verschweisst werden. In den 1960er-Jahren vollzog der Kraftwerksbau schliesslich den Übergang von den gemauerten Umfassungswänden zu den vollverschweissten Rohrwänden. Seither werden bei einem Wasserrohrkessel der gesamte Feuerraum und die Strahlungszüge durch Flossenwände ausgebildet, die druckdicht miteinander verschweisst werden, und die von einer thermischen Isolierung aus Mineralwolle umhüllt werden.

Das Rohrsystem des Wasserrohrkessel bietet eine bei Beachtung gewisser Randbedingungen ansonsten freizügige konstruktive Gestaltung, wodurch es möglich ist, den Kessel bezüglich Grösse und Form den Feuerräumen und den rauchgasführenden Zügen anzupassen. Im Hochtemperaturbereich des Kessels werden die Rauchgase mit Temperaturen von mehr als 1000°C an Flossenwänden entlang geführt, an die sie ihre Wärmeenergie abstrahlen. Die Intensität der Gasstrahlung hängt neben der Temperatur auch von der Anzahl der im Strahlengang befindlichen Moleküle ab. Die Rauchgase werden daher im Strahlungsteil des Kessels in leeren Kanälen mit grossen Querschnitten (Kesselzügen) geführt, um die für eine Intensivierung der Abstrahlung erforderlichen dicken Gasschichten zu schaffen. In Temperaturzonen mit weniger als 1000°C wird der Wärmeübergang vorwiegend durch Konvektion bewirkt. Im Konvektionsteil des Kessels sind die Rohre daher in enge Pakete gebündelt, die allseitig von den heissen Rauchgasen umströmt werden. Die Kessel werden so ausgelegt, dass ein Grossteil der Wärme als Strahlungswärme übertragen wird.

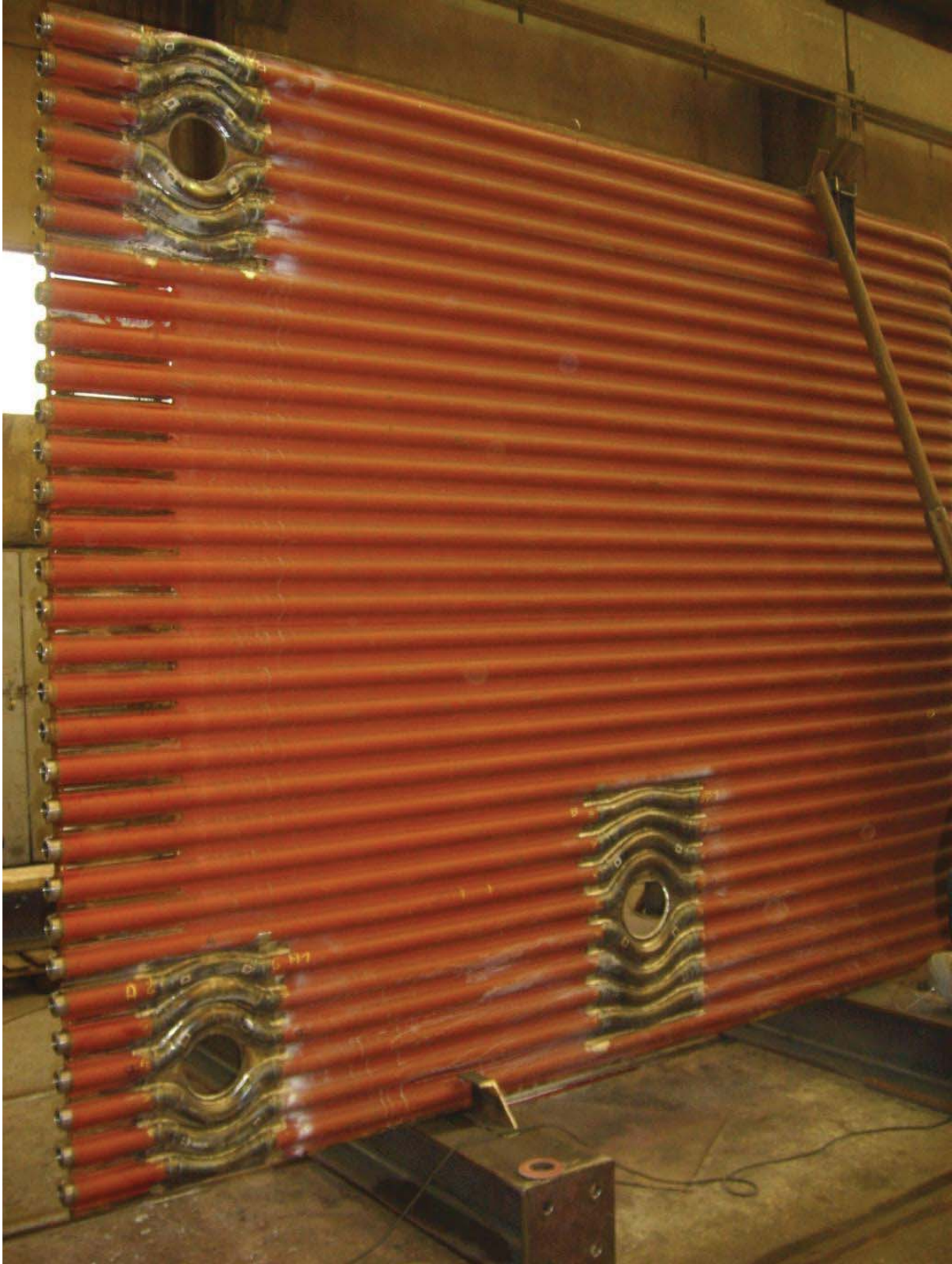


Abbildung 7 Membranwand eines Wasserrohrkessels



Abbildung 8 Erster Kesselzug eines Wasserrohrkessel für 44 t/h Dampfleistung

2 Kesselwirkungsgrad

Dampferzeuger werden anhand ihres Wirkungsgrades beurteilt, der als Verhältnis der Nutzwärmeleistung in Form des erzeugten Hochdruckdampfes zum zugeführten Wärmestrom definiert wird. Die Nutzwärmeleistung \dot{Q}_N ist die gesamte Wärme, die im Dampferzeuger an das Wasser und an den Dampf übertragen wird. Der zugeführte Wärmestrom ist im Wesentlichen die mit dem Brennstoff zugeführte Brennstoffleistung, die sich aus dem Massenstrom und dem Heizwert des Brennstoffs berechnet. Daneben werden mit der Verbrennungsluft und mit dem rezirkulierten Rauchgas weitere Wärmeströme zugeführt. Und auch die Zusatzwärmern, zu denen die Wellenleistungen der Gebläse, der Pumpen und der sonstigen Motoren innerhalb der Systemgrenze gezählt werden, sind Teil des zugeführten Wärmestroms.

$$\eta_K = \frac{\dot{Q}_N}{\dot{Q}_{zu,tot}} = \frac{\dot{Q}_N}{\dot{m}_B H_u + \dot{Q}_{Luft+Rezi} + \dot{Q}_{Zusatz}} \approx 88 - 90\%$$

Bei Biomassekraftwerken ist die direkte Messung der Brennstoffleistung meist nicht mit der notwendigen Genauigkeit möglich. Messeinrichtungen zur Messung des Brennstoffmassenstromes \dot{m}_B sind entweder nicht vorhanden oder liefern, wie im Falle von Bandwaagen, meist nur einen unzuverlässigen Messwert. Des Weiteren ist der Heizwert H_u des Brennstoffs nicht konstant sondern variiert in weiten Bereichen je nach Feuchtigkeit. Eine Online-Messung des Heizwertes ist nicht machbar. Aus diesen Gründen wird der Kesselwirkungsgrad in der Regel nach der indirekten Methode gemessen, bei der auf die Messung des Brennstoffmassenstromes verzichtet werden kann. Mit Hilfe einer Wärmebilanz über den Dampferzeuger, die besagt, dass der dem Dampferzeuger insgesamt zugeführte Wärmestrom die Summe aus im Kessel übertragener Nutzwärmeleistung \dot{Q}_N und den Gesamtverlusten $\dot{Q}_{V,tot}$ ist,

$$\dot{Q}_{zu,tot} = \dot{Q}_N + \dot{Q}_{V,tot}$$

kann der Kesselwirkungsgrad auch nach folgender Gleichung bestimmt werden:

$$\eta_K = \frac{\dot{Q}_N}{\dot{Q}_N + \dot{Q}_{V,tot}} = \frac{1}{1 + \frac{\dot{Q}_{V,tot}}{\dot{Q}_N}}$$

Eine Messung des Brennstoffmassenstromes ist somit nicht mehr notwendig. Allerdings müssen zur indirekten Wirkungsgradbestimmung die gesamten Wärmeverluste des Dampferzeugers entsprechend ermittelt und zusammengefasst werden.

Die wichtigste Voraussetzung für die Berechnung des Wirkungsgrades ist die Festlegung der Systemgrenze, über die sich die Energiebilanz des Dampferzeugers erstreckt. Die Systemgrenze muss sich zum einen mit der Liefergrenze des Dampferzeugers decken, zum anderen müssen an den Schnittstellen die Energieströme eindeutig messbar sein. In Abbildung 9 ist die Systemgrenze mit allen zu- und abgeführten Massen- und

Wärmeströmen skizziert, die im Normalfall einem Abnahmeversuch zugrunde gelegt wird. Dieses Normal-System umfasst das gesamte Wasser-Dampf-System des Kessels mit Economiser, Verdampfer-Umlaufsystem und Überhitzer, die Feuerung und den Luftvorwärmer. In diesem System sind nicht enthalten die Ventilatoren des Primärluft-, Sekundärluft- und Rauchgasrezirkulationssystems sowie die Rauchgasreinigung mit dem Saugzugventilator.

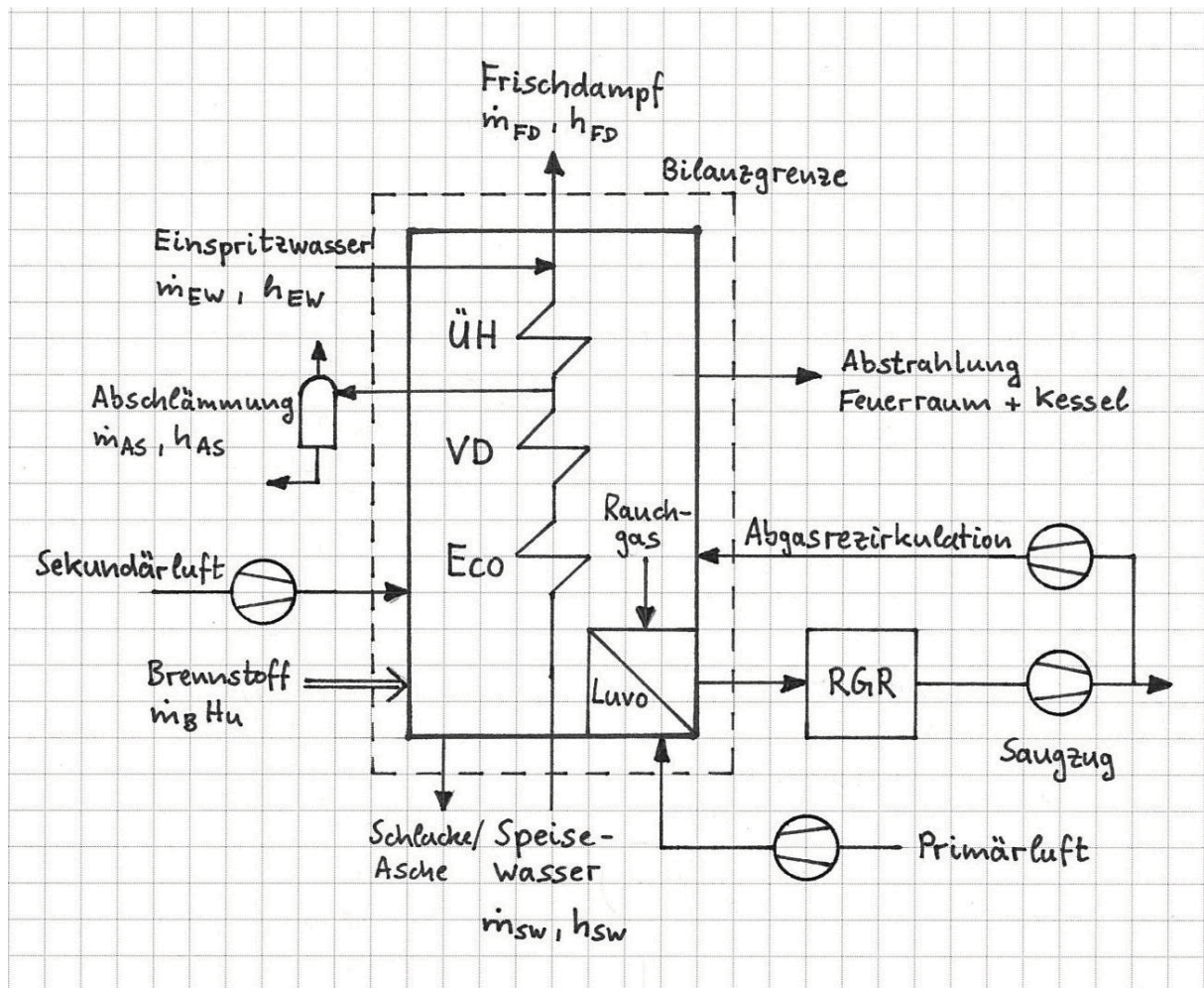


Abbildung 9 Dampferzeuger mit den zu- und abgeführten Wärme- und Massenströmen (Normalsystem)

Die Nutzwärmeleistung des Dampferzeugers spiegelt sich letztendlich im erzeugten Frischdampfmassenstrom \dot{m}_{FD} wider. Nicht zu vergessen ist der kleine Siedewassermassenstrom \dot{m}_{AS} , der im Zuge der Abschlammung aus der Kesseltrommel entnommen wird, und dessen Enthalpie üblicherweise noch zur Nutzwärmeleistung hinzugerechnet wird. Der aus dem Kessel austretende Nutzwärmestrom ist somit

$$\dot{Q}_{N(aus)} = \dot{m}_{FD} h_{FD} + \dot{m}_{AS} h_{AS}$$

Dem Kessel werden mit dem Speisewasser und dem Einspritzwasser auch Wärmeströme zugeführt, die entsprechend in Abzug zu bringen sind.

$$\dot{Q}_{N(ein)} = \dot{m}_{SW} h_{SW} + \dot{m}_{EW} h_{EW}$$

Für den Speisewassermassenstrom \dot{m}_{SW} kann folgende Massenbilanz aufgestellt werden

$$\dot{m}_{SW} = \dot{m}_{FD} + \dot{m}_{AS} - \dot{m}_{EW}$$

mit der dann für den eintretenden Wärmestrom geschrieben werden kann:

$$\dot{Q}_{N(ein)} = \dot{m}_{FD} h_{SW} + \dot{m}_{AS} h_{SW} - \dot{m}_{EW} h_{SW} + \dot{m}_{EW} h_{EW}$$

Die Differenz aus eintretenden und austretenden Wärmeströmen führt schliesslich zur Nutzwärmeleistung des Dampferzeugers:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_N &= \dot{Q}_{N(aus)} - \dot{Q}_{N(ein)} \\ \dot{Q}_N &= \dot{m}_{FD}(h_{FD} - h_{SW}) + \dot{m}_{EW}(h_{SW} - h_{EW}) + \dot{m}_{AS}(h_{AS} - h_{SW}) \end{aligned}$$

Die Wärmeverluste des Dampferzeugers setzen sich zusammen aus:

- Rauchgasabwärme nach Luvo
- Verlust durch unverbranntes CO im Rauchgas
- Verluste durch die Enthalpie und das Unverbrannte in der Schlacke und im Flugstaub
- Abstrahlungsverluste von Feuerraum und Kessel

Für die Berechnung des Wirkungsgrades nach der indirekten Methode sind insofern folgende Messgrössen zu ermitteln:

- Rauchgasmassenstrom
- Rauchgastemperatur
- CO-Gehalt des Rauchgases
- Schlackenmassenstrom
- Schlackentemperatur
- Flugstaubmassenstrom
- Anteil an Unverbranntem in der Schlacke
- Anteil an Unverbranntem im Flugstaub

Da die Wärmeverluste durch Strahlung und Leitung \dot{Q}_{SL} im Allgemeinen nicht gemessen werden können, werden hierfür Erfahrungswerte eingesetzt, die in der Gleichung

$$\dot{Q}_{SL} = C \dot{Q}_N^{0.7}$$

zusammengefasst wurden, wobei im Falle von Biomassekesseln für die Konstante C der Wert 0.0315 verwendet wird.

3 Wasserrohrkessel mit Naturumlauf

Die verbreitetste Kesselbauart in Biomassekraftwerken sind Naturumlauf-Dampferzeuger, die im Vergleich zu den Zwangsdurchlaufkesseln der grossen Kohlekraftwerke mit einem geringeren technischen Aufwand gebaut werden können und einfacher betrieblich zu handhaben sind. Da der Wasserumlauf im Rohrsystem des Naturumlauf-Verdampfers nicht mit Pumpen sondern allein durch Dichteunterschiede angetrieben wird, kann auf eine Umlaufpumpe im Verdampfersystem sowie auf zugehörige Armaturen und Regelsysteme verzichtet werden.

Der Vorteil der Naturumlaufkessel liegt weiter in der einfachen Regelung. Einerseits reguliert sich der Wasserumlauf im Kessel in Abhängigkeit der Beheizung von selbst, andererseits beeinflussen sich die üblichen drei Regelkreise Überhitzer-temperatur-Einspritzwasserstrom, Trommelwasserstand-Speisewasserstrom und Dampfleistung-Feuerungsleistung gegenseitig nicht oder nur so, dass sich keine besonderen regelungstechnischen Schwierigkeiten ergeben. Im Ganzen resultiert eine einfachere und fehlertolerante Betriebsweise eines Naturumlaufkessels.

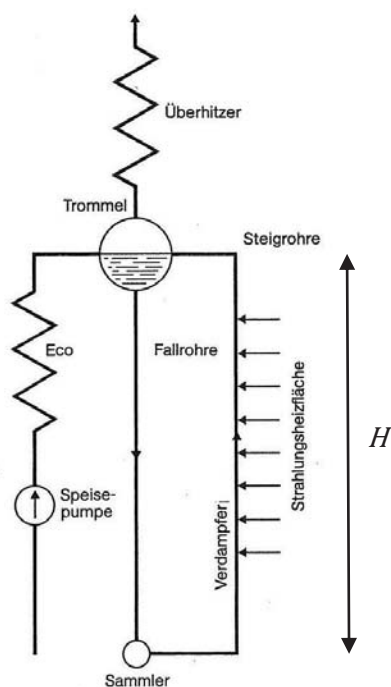


Abbildung 10 Schematische Darstellung eines Naturumlaufsystems

In Abbildung 10 ist ein einfaches Prinzipschema eines Naturumlaufkessels dargestellt. Das typische Merkmal ist die Kesseltrommel, die sich am höchsten Punkt des Kessels befindet und entscheidend für die Funktion des Naturumlaufs ist. In ihr wird das aus den beheizten Steigrohren austretende Wasser-Dampfgemisch in Wasser und Dampf getrennt. Am tiefsten Punkt des Kessels befinden sich Sammelrohre, in die das Wasser aus der Kesseltrommel über unbeheizte Fallrohre hinab strömt. Kesseltrommel und Sammler sind also über eine

geodätische Höhendifferenz H voneinander entfernt und über Fallrohre und Steigrohre miteinander verbunden.

Zur Ausstattung eines Dampferzeugers gehören immer auch eine Speisewasserpumpe, mit der das Speisewasser in die Trommel gefördert und auf den Trommeldruck komprimiert wird, ein Speisewasservorwärmer (Eco), und ein Überhitzer, in dem der Sattedampf aus der Kesseltrommel weiter erhitzt wird.

Der Wasserumlauf im Naturumlaufsystem wird allein durch Dichteunterschiede ausgelöst. In den unbeheizten Fallrohren strömt Wasser, das sich kurz vor dem Siedezustand befindet, und dessen Dichte daher mit der Dichte des siedenden Wassers ρ' gleichgesetzt werden kann. In den Steigrohren bilden sich aufgrund der Beheizung Dampfblasen, die nach oben zur Trommel strömen. Während die Dichte in den Fallrohren konstant ist, strömt in den Steigrohren ein Wasser-Dampfgemisch mit einer nach oben hin abnehmenden Dichte. Die mittlere Dichte im Steigrohr ρ_m ist kleiner als die Dichte ρ' im Fallrohr. Aufgrund der Dichteunterschiede bildet sich am unteren Ende der Fallrohre ein Überdruck, der das Gemisch in den Steigrohren nach oben zur Trommel drückt, während aus den Fallrohren kühleres und dichteres Wasser nachfließt. Der Umtriebsdruck Δp_H überwindet die Reibungsdruckverluste in den Fall- und Steigrohren und treibt eine kräftige Zirkulation an. Der Umtriebsdruck ist proportional zur geodätischen Höhendifferenz H zwischen Kesseltrommel und Sammler, zur Dichtedifferenz zwischen Fall- und Steigrohr und zur Erdbeschleunigung g .

$$\Delta p_H = g H (\rho' - \rho_m)$$

In Abhängigkeit der Beheizung stellt sich diejenige Umlaufgeschwindigkeit ein, bei der der Druckverlust des Rohrsystems gleich dem treibenden Umtriebsdruck Δp_H ist.

Damit ein stabiler Naturumlauf möglich ist, muss in der Kesseltrommel die Trennung von Wasser und Dampf gut funktionieren. Insbesondere muss durch konstruktive Massnahmen verhindert werden, dass Dampfblasen in die Fallrohre mitgerissen werden. Denn dadurch würde sich der Dichteunterschied zwischen Fall- und Steigrohren verringern. Die Trommel wird daher mit Dampfseparatoren ausgestattet, mit denen sichergestellt werden kann, dass in der Trommel absolut dampffreies Wasser verbleibt. Darüber hinaus werden am Einlauf in die Fallrohre Strudelbrecher angebracht, und die Fallrohre werden mit grossen Durchmessern ausgeführt, um geringe Strömungsgeschwindigkeiten zu erhalten.

Das Naturumlaufprinzip ist ein selbstregulierendes System. Die Kühlung der Verdampferrohre erfolgt durch die umlaufenden Wassermengen, die sich in Abhängigkeit von der Beheizung selbständig einstellen. Eine stärkere Beheizung der Verdampferrohre führt zwangsläufig zu einem höheren Umtriebsdruck und somit zu grösseren Umlaufgeschwindigkeiten. Aufgrund der höheren Strömungsgeschwindigkeiten werden die

Verdampferrohre besser gekühlt, so dass keine Gefahr der Überhitzung der Verdampferrohre besteht, was ein grosser Vorteil des Naturumlafs ist. Da die Dampfabfuhr bereits bei ganz geringen Leistungen erfolgt, ist das Anfahren eines Naturumlafkessels problemlos. Das Verdampfersystem kann fast bis zur Teillast Null betrieben werden.

4 Auslegung eines Naturumlaf-Dampferzeugers

In Abhängigkeit der Wärmestromdichte in der Brennkammer und des Systemdrucks muss der Naturumlaf zu ausreichend hohen Massenstromdichten in den Verdampferrohren führen, damit deren sichere Kühlung gewährleistet werden kann. Das Umlaufsystem muss daher so ausgelegt werden, dass eine ausreichende und stabile Zirkulation bei allen Lastfällen aufrechterhalten werden kann. Im Rahmen der konstruktiven Ausführung der Fall- und Steigrohre eines Umlaufsystems sollte daher stets eine genaue Umlaufberechnung durchgeführt werden, um zu überprüfen, ob mit den gewählten Rohrquerschnitten und Rohrführungen insbesondere auch bei Teillastbetrieb, d.h. bei geringen Wärmestromdichten, die Umtriebskräfte genügen, um einen ausreichenden Umlaf zu bewerkstelligen.

4.1 Kräftegleichgewicht am Fallrohr

Zur Umlaufberechnung werden im ersten Schritt die Kräftebilanzen am Fall- und Steigrohr aufgestellt. Das Kräftegleichgewicht am Fallrohr ist in Abbildung 11 skizziert. Die Strömung im Fallrohr soll ausgebildet sein, d.h. das Strömungsprofil ändert sich nicht und die Strömungsgeschwindigkeit am Rohreintritt ist gleich der Austrittsgeschwindigkeit. Es gibt somit keine Impulsänderungen, und es treten daher auch keine resultierenden Impulskräfte auf.

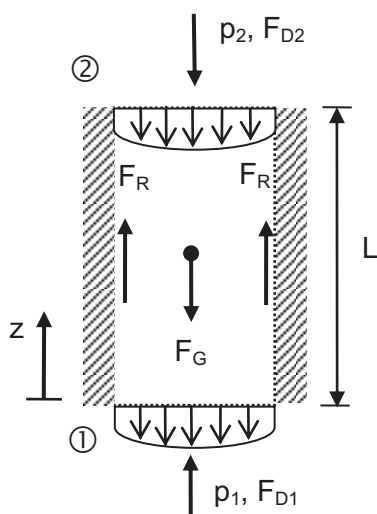


Abbildung 11 Kräftegleichgewicht am Fallrohr

Am Fallrohr wirken die folgenden Kräfte:

$$\begin{aligned} \text{Druckkraft:} & \quad F_D = p A_F \\ \text{Schwerkraft:} & \quad F_G = m g = A_F H \rho g \\ \text{Reibungskraft:} & \quad F_R = \tau U_F L \end{aligned}$$

A_F ist die Rohrquerschnittsfläche, U_F ist der Rohrumfang und τ ist die Wandschubspannung, für die der folgende Dimensionsansatz mit dem Reibungsbeiwert λ gemacht wird:

$$\tau = \frac{1}{2} \rho \bar{u}^2 \frac{\lambda}{4}$$

Am Fallrohr herrscht ein Kräftegleichgewicht zwischen Druckkräften, Schwerkraft und Reibungskräften. Das Kräftegleichgewicht führt zur Gleichung (1):

$$\begin{aligned} F_{D1} - F_{D2} + F_R - F_G &= 0 \\ p_1 A_F - p_2 A_F + \frac{1}{2} \rho \bar{u}^2 \frac{\lambda}{4} U_F L - A_F H \rho g &= 0 \end{aligned} \tag{1}$$

Die Dichte im unbeheizten Fallrohr ist konstant und kann mit der Dichte des siedenden Wassers ρ' gleichgesetzt werden. Für das Verhältnis zwischen Rohrumfang und Rohrquerschnittsfläche gibt es einen einfachen Zusammenhang:

$$\frac{U}{A} = \frac{\pi D}{\pi D^2} = \frac{4}{D}$$

Damit wird aus Gleichung (1):

$$p_1 - p_2 + \frac{1}{2} \rho' \bar{u}^2 \lambda \frac{L}{D_F} - \rho' g H = 0 \tag{2}$$

Mit Einführung der Massenstromdichte $\Phi = \rho \bar{u}$ schreibt sich Gleichung (2) in folgender Form:

$$p_2 - p_1 = \frac{L}{2 D_F} \Phi^2 \lambda \frac{1}{\rho'} - \rho' g H \tag{3}$$

Infolge der Reibungskräfte tritt im Fallrohr ein Druckverlust $\Delta p_R = p_2 - p_1$ auf, der bei einem konstanten Reibungsbeiwert λ quadratisch mit der Massenstromdichte Φ ansteigt, und der um das Gewicht der Flüssigkeitssäule im Rohr vermindert ist.

4.2 Impulsbilanz an einem Steigrohr

Die strömungsmechanische Situation am Steigrohr ist deutlich verschieden von der am Fallrohr. Da dem Steigrohr Wärme zugeführt wird, siedet das Wasser und es bilden sich Dampfblasen. Das Wasser-Dampfgemisch steigt nach oben. Der Dampfgehalt im Steigrohr nimmt mit zunehmender Höhe zu, entsprechend nimmt die Dichte des Gemisches ab, d.h. es ist $\rho_1 > \rho_2$. Aus der Kontinuitätsgleichung folgt, dass dann die Strömungsgeschwindigkeit \bar{u}_2 im Steigrohraustritt grösser als die Strömungsgeschwindigkeit im Rohreintritt sein muss:

$$A_S \rho_1 \bar{u}_1 = A_S \rho_2 \bar{u}_2$$

$$\bar{u}_2 = \frac{\rho_1}{\rho_2} \bar{u}_1 > \bar{u}_1$$

Diese Strömungsbeschleunigung hat eine Änderung des Impulsstroms zur Folge. Der Impuls, der pro Zeiteinheit in das Steigrohr eingetragen wird, ist kleiner als der aus dem Steigrohr austretende Impulsfluss. Am Steigrohr wirken somit Impulskräfte F_J , für die folgender Ansatz gemacht werden kann:

$$F_J = \rho \bar{u}^2 A$$

Am Steigrohr treten die folgenden Kraftwirkungen auf:

Druckkraft: $F_D = p A$

Schwerkraft: $F_G = m g = \rho A H g$

Reibungskraft: $F_R = \frac{1}{2} \rho \bar{u}^2 \frac{\lambda}{4} U_S L_S$

Impulskraft: $F_J = \rho \bar{u}^2 A$

Abbildung 12 zeigt die Strömung in einem Steigrohr. Der Kontrollraum, der daneben dargestellt ist, und um den die Kräftebilanz aufgestellt wird, umfasst das im Steigrohr befindliche Wasser-Dampfgemisch. Für die am Kontrollraum angreifenden Impulskräfte gilt, dass sie lokal parallel zum Geschwindigkeitsvektor \vec{u} liegen, und stets ins Innere des Kontrollbereichs gerichtet sind.

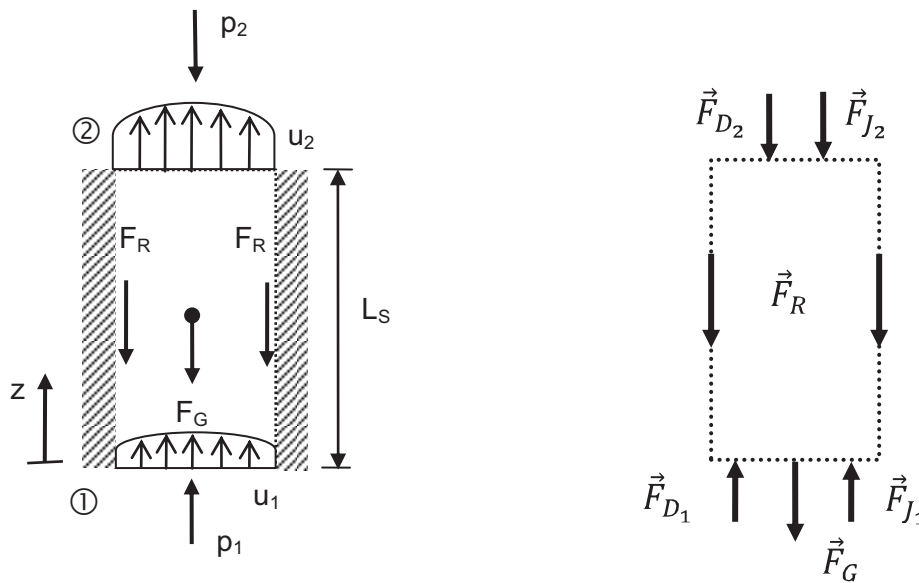


Abbildung 12 Strömung im Steigrohr

Kräfte am Kontrollraum

Der Druckabfall am Steigrohr ergibt sich aus der Impulsbilanz. Der Impulssatz für stationäre Strömungen lautet:

$$\vec{F}_J + \sum \vec{F}_a = 0$$

$$\rho_1 \bar{u}_1^2 A + p_1 A - \rho_2 \bar{u}_2^2 A - p_2 A - \rho_m A H g - \frac{1}{2} \rho_m \bar{u}_m^2 \frac{\lambda}{4} U_S L_S = 0$$

Für ein Rohr ist $\frac{u}{A} = \frac{4}{D}$, damit folgt:

$$\rho_1 \bar{u}_1^2 + p_1 - \rho_2 \bar{u}_2^2 - p_2 - \rho_m H g - \frac{1}{2} \rho_m \bar{u}_m^2 \frac{\lambda}{D_S} L = 0$$

Mit Hilfe der Kontinuitätsgleichung $\rho_1 \bar{u}_1 = \rho_2 \bar{u}_2 = \Phi_S$ kann die folgende Beziehung abgeleitet werden

$$\rho_2 \bar{u}_2^2 - \rho_1 \bar{u}_1^2 = \Phi_S^2 \left(\frac{1}{\rho_2} - \frac{1}{\rho_1} \right)$$

mit der die Gleichung weiter vereinfacht werden kann. Setzt man die Dichte ρ_1 am Eintritt in das Steigrohr gleich der Dichte des siedenden Wassers ρ' , dann folgt für den Druckverlust des Steigrohres:

$$p_1 - p_2 = \Delta p_S = \frac{L}{2 D_S} \Phi_S^2 \lambda \frac{1}{\rho_m} + \rho_m H g + \Phi_S^2 \left(\frac{1}{\rho_2} - \frac{1}{\rho'} \right) \quad (6)$$

Anhand von Gleichung (6) wird deutlich, dass sich der Druckverlust des Steigrohres aus drei Beiträgen zusammensetzt. Die beiden ersten Terme (Reibungsanteil und statischer Anteil)

sind analog zum Fallrohr, wobei diesmal der hydrostatische Anteil in gleicher Richtung wie die Reibungskraft wirkt. Jedoch kommt infolge der Phasenwechselforgänge ein dritter Term, ein Beschleunigungsanteil hinzu. Durch die Wärmezufuhr wird ein Teil des Massenstroms verdampft. Dadurch vergrößert sich das spezifische Volumen entlang des Strömungsweges, und die Strömung wird von der langsamen Geschwindigkeit der flüssigen Phase auf die der schnelleren gasförmigen Phase beschleunigt. Die Strömungsbeschleunigung führt zu einer gegen die Strömungsrichtung, also in Richtung der Reibungskraft wirkenden Impulskraft. Der Druckverlust im Steigrohr ist demnach auch vom spezifischen Volumen im Steigrohr abhängig und kann bei grossen spezifischen Volumina, d.h. bei hohen Dampfgehalten, stark ansteigen.

4.3 Eintrittsverluste

Beim Eintritt des Siedewassers aus den Sammlern in die Verdampferrohre bzw. aus der Kesseltrommel in die Fallrohre kommt es im verengten Rohreinlauf zu einer Kontraktion der Strömung. Infolge der dabei auftretenden Strömungsablösung mit Verwirbelung entstehen an den Rohreinritten immer Strömungsverluste. Zu den Druckverlusten der geraden Fall- und Steigrohrleitungen Δp_{Rohr} sind daher jeweils noch die Rohreintrittsverluste Δp_E zu addieren.

$$\Delta p_{gesamt} = \Delta p_{Rohr} + \Delta p_E$$

Zur Berechnung der Rohreintrittsverluste Δp_E kann folgender Ansatz gemacht werden:

$$\Delta p_E = \zeta_E \frac{1}{2} \Phi^2 v' \tag{7}$$

Darin ist ζ_E der Widerstandsbeiwert des Rohreintrittsverlustes, der in starkem Masse von der Gestaltung der Eintrittsöffnung abhängig ist. In Abbildung 13 sind Widerstandsbeiwerte für unterschiedliche Ausbildungen des Rohreinlaufs angegeben. In den Sammlern und in der Kesseltrommel sind die Rohrmündungen normalerweise so ausgebildet, dass für den Widerstandsbeiwert ein Wert von $\zeta_E = 0.5 - 1.7$ angesetzt werden kann.

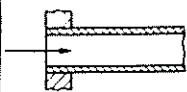
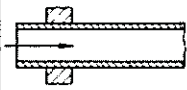
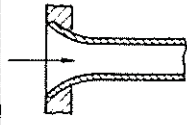
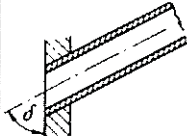
kantiger Einlauf	sehr scharf $\zeta_E = 1,69$ normal gebrochen $\zeta_E = 0,5$	
weit vorstehender kantiger Einlauf (Borda-Mündung)	sehr scharf $\zeta_E = 3$	
abgerundeter Einlauf	je nach Glätte $\zeta_E = 0,005$ ζ_E bis 0,06 normal $\zeta_E = 0,05$	
kantiger Einlauf unter Winkel δ , normal gebrochen	$\zeta_E = 0,5 + 0,3 \cos \delta + 0,2 \cos^2 \delta$	

Abbildung 13 Widerstandsbeiwerte ζ_E für den Auslauf aus Gefäßen mit ruhender Flüssigkeit. (Quelle VDI-Wärmeatlas, 10. Auflage)

4.4 Wasserumlaufberechnung

Ein stark vereinfachtes Umlaufsystem mit einem Fallrohr und einer Flossenwand bestehend aus vier Steigrohren zeigt Abbildung 14. Der gesamte Druckverlust des Umlaufsystems setzt sich additiv aus dem Beiträgen der hintereinander geschalteten Glieder zusammen, und ergibt sich somit als Summe des Druckverlustes der Flossenwand und des Fallrohres.

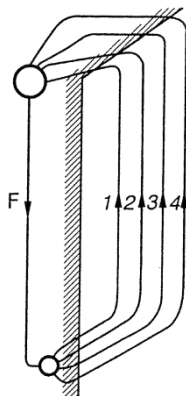


Abbildung 14 Umlaufsystem mit gemeinsamem Fallrohr und parallelen Steigrohren.

In der Flossenwand sind die Steigrohre parallel angeordnet. Für alle Steigrohre ist der Druckverlust zwischen dem unteren Sammler und der Trommel gleich. Daraus folgt, dass der Druckverlust eines beliebigen Steigrohres gleich dem Druckverlust der Flossenwand ist. Im Umlaufsystem stellt sich derjenige Massenstrom ein, bei dem der Druckverlust in der

Flossenwand gleich dem Druckverlust im Fallrohr ist. Die Summe der Druckdifferenzen von Fallrohr und Steigrohr muss Null sein.

$$\Delta p_F + \Delta p_{EF} + \Delta p_S + \Delta p_{ES} = 0$$

Für Δp_F wird Gleichung (3) eingesetzt, und für Δp_S wurde Gleichung (6) hergeleitet. Für die Eintrittsverluste Δp_{EF} bzw. Δp_{ES} wird der Ansatz nach Gleichung (7) verwendet. Dann erhält man:

$$\frac{L_F}{2 D_F} \Phi_F^2 \lambda_F \frac{1}{\rho'} - \rho' g H + \zeta_{EF} \frac{1}{2} \Phi_F^2 v' + \frac{L_S}{2 D_S} \Phi_S^2 \lambda_S \frac{1}{\rho_m} + \rho_m H g + \Phi_S^2 \left(\frac{1}{\rho_2} - \frac{1}{\rho'} \right) + \zeta_{ES} \frac{1}{2} \Phi_S^2 v' = 0$$

In dieser Gleichung ist Φ_F die Massenstromdichte im Fallrohr und Φ_S die Massenstromdichte in einem einzelnen Steigrohr, die aber in jedem der parallel geschalteten Steigrohre gleich gross ist. Wenn A_S der Rohrquerschnitt aller Steigrohre und A_F der Rohrquerschnitt des Fallrohrs ist, kann unter Berücksichtigung der Kontinuitätsgleichung, nach der die Summe der Massenströme durch die Steigrohre gleich dem Massenstrom durch das Fallrohr sein muss, die Massenstromdichte im Fallrohr als Funktion der Massenstromdichte im Steigrohr angegeben werden:

$$\Phi_S A_S = \Phi_F A_F \Rightarrow \Phi_F = \Phi_S \frac{A_S}{A_F}$$

Mit Hilfe dieser Beziehung wird die Massenstromdichte im Fallrohr Φ_F mit der Massenstromdichte im Steigrohr Φ_S ersetzt. Des Weiteren wird die Gleichung so umsortiert, dass die Summe der Druckverluste auf der rechten Seite und der Umtriebsdruck auf der linken Seite zu stehen kommen.

$$g H (\rho' - \rho_m) = \frac{L_F}{2 D_F} \Phi_S^2 \left(\frac{A_S}{A_F} \right)^2 \lambda_F \frac{1}{\rho'} + \zeta_{EF} \frac{1}{2} \Phi_S^2 \left(\frac{A_S}{A_F} \right)^2 v' + \frac{L_S}{2 D_S} \Phi_S^2 \lambda_S \frac{1}{\rho_m} + \Phi_S^2 \left(\frac{1}{\rho_2} - \frac{1}{\rho'} \right) + \zeta_{ES} \frac{1}{2} \Phi_S^2 v'$$

$$g H (\rho' - \rho_m) = \frac{1}{2} \Phi_S^2 v' \left[\left(\frac{A_S}{A_F} \right)^2 \left\{ \frac{L_F}{D_F} \lambda_F + \zeta_{EF} \right\} + \frac{L_S}{D_S} \lambda_S \frac{v_m}{v'} + 2 \left(\frac{v_2}{v'} - 1 \right) + \zeta_{ES} \right] \quad (8)$$

Gleichung (8) ist die Berechnungsgleichung für die Massenstromdichte Φ_S im Steigrohr. Aus Φ_S ergibt sich die Wasserumlaufgeschwindigkeit u_o , die als die Eintrittsgeschwindigkeit in die Steigrohre definiert ist.

$$u_o = \Phi_S v' \quad (9)$$

Die Wasserumlaufgeschwindigkeit stellt sich so ein, dass die Summe der Druckverluste gleich dem Umtriebsdruck ist. Gleichung (8) lässt sich jedoch nicht direkt nach Φ_S auflösen, da das mittlere spezifische Volumen im Steigrohr v_m ebenfalls eine Funktion der Massenstromdichte ist.

4.5 Dampfgehalt am Ende des Steigrohrs

Zur Berechnung des mittleren spezifischen Volumens und der mittleren Dichte im Steigrohr muss der Dampfgehalt im Steigrohraustritt bekannt sein. Der Dampfgehalt x ist definiert durch:

$$x = \frac{\text{Masse des gesättigten Dampfes}}{\text{Gesamtmasse}} = \frac{m_D}{m_F + m_D}$$

Die Masse des nassen Dampfes setzt sich zusammen aus der Masse der siedenden Flüssigkeit m_F und der Masse des gesättigten Dampfes m_D . Auf der Siedelinie ist $x = 0$, weil die Masse des gesättigten Dampfes Null ist ($m_D = 0$). Auf der Taulinie wird $x = 1$, da die Masse der siedenden Flüssigkeit Null ist ($m_F = 0$).

Die extensiven Zustandsgrößen des nassen Dampfes wie sein Volumen und seine Enthalpie setzen sich additiv aus den Anteilen der beiden Phasen zusammen. Hierzu müssen die Werte des spezifischen Volumens bzw. der spezifischen Enthalpie auf den Grenzkurven (Siedelinie bzw. Taulinie) bekannt sein. Die spezifischen Größen werden für die siedende Flüssigkeit mit einem Strich, für den gesättigten Dampf gleicher Temperatur und gleichen Drucks mit zwei Strichen kennzeichnen. Dann gilt für das spezifische Volumen und die spezifische Enthalpie im Nassdampfgebiet:

$$v = (1 - x) v' + x v'' = v' + x(v'' - v')$$

$$h = (1 - x) h' + x h'' = h' + x(h'' - h')$$

Der Dampfgehalt lässt sich nun durch die spezifische Enthalpie ausdrücken. Die Differenz der Enthalpien von gesättigtem Dampf und siedender Flüssigkeit bei gleichem Druck und gleicher Temperatur nennt man die Verdampfungsenthalpie r .

$$x = \frac{h - h'}{h'' - h'} = \frac{h - h'}{r} \quad (10)$$

Am Austritt des Steigrohrs hat die spezifische Enthalpie den Wert h_2 . Die Enthalpiedifferenz zwischen Steigrohraustritt und Steigrohreintritt $h_2 - h'$ ergibt sich aus einer Energiebilanz um das gesamte Steigrohr.

$$\dot{m} h_2 = \dot{m} h' + \dot{q} L$$

$$h_2 - h' = \frac{\dot{q} L}{\dot{m}} \quad (11)$$

\dot{q} ist eine konstante Wärmebelastung pro Längeneinheit (kW/m), mit der das Steigrohr auf der gesamten Länge L beheizt wird. Das Produkt aus beiden Größen ergibt die gesamte auf ein einzelnes Steigrohr übertragene Wärmeleistung \dot{Q} .

$$h_2 - h' = \frac{\dot{Q}}{\Phi_S A_S} \quad (12)$$

A_S ist der Rohrquerschnitt eines einzelnen Steigrohres. Mit Gleichung (10) und (12) folgt dann für den Dampfgehalt x_2 am Steigrohraustritt:

$$x_2 = \frac{h_2 - h'}{r} = \frac{\dot{Q}}{\Phi_S A_S r} \quad (13)$$

4.6 Berechnung des mittleren spezifischen Volumens im Steigrohr

Im Steigrohr ist das spezifische Volumen im Unterschied zum Fallrohr nicht länger konstant. Am Eintritt in das Steigrohr befindet sich das Wasser im Siedezustand und hat das spezifische Volumen v' . Infolge der Beheizung des Steigrohrs bilden sich Dampfblasen und das spezifische Volumen des nassen Dampfes vergrößert sich mit zunehmender Steigrohrhöhe. Das spezifische Volumen ist folglich in Strömungsrichtung z veränderlich, während man die Annahme treffen kann, dass im Strömungsquerschnitt das spezifische Volumen annähernd konstant ist. Um das für die praktische Anwendung benötigte mittlere spezifische Volumen v_m im Steigrohr zu erhalten, werden die lokalen spezifischen Volumina über alle Rohrquerschnitte integriert. Dies führt zum integralen Mittelwert:

$$v_m = \frac{1}{L} \int_0^L v(z) dz$$

Das spezifische Volumen $v(z)$, wobei z die Koordinate in Strömungsrichtung darstellt, ist zunächst unbekannt. Jedoch kann mit Hilfe einer differentiellen Energiebilanz die Enthalpieänderung dh als Funktion der Variablen z angegeben werden, so dass letztlich mittels einer Variablentransformation, in der die Variable dz durch die Variable dh ersetzt wird, das Integral gelöst werden kann.

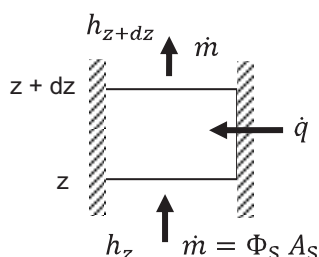


Abbildung 15 Energiebilanz an einem differentiellen Steigrohrelement

Die Enthalpieänderung des Wasser-Dampfgemisches über ein differentielles Steigrohrelement dz ergibt sich aus der in Abbildung 15 skizzierten Energiebilanz.

$$\dot{m} dh = \dot{q} dz$$

Unter Berücksichtigung von Gleichung (11), die aus einer Energiebilanz um das gesamt Steigrohr hergeleitet wurde, kann nun die Variable dz als Funktion der Enthalpieänderung dh angegeben werden.

$$dz = \frac{\dot{m}}{\dot{q}} dh = \frac{L}{h_2 - h_1} dh$$

Mittels dieser Variablentransformation ist es möglich, eine geschlossene Lösung für das Integral zu erhalten.

$$\begin{aligned} v_m &= \frac{1}{h_2 - h_1} \int_{h_1}^{h_2} v(h) dh \\ \int_{h_1}^{h_2} v dh &= \int_{h_1}^{h_2} v' + (h - h') (v'' - v') \frac{1}{r} dh \\ &= \left[v' h + \left(\frac{1}{2} h^2 - h' h \right) (v'' - v') \frac{1}{r} \right]_{h_1}^{h_2} \\ &= v' (h_2 - h_1) + \left[\frac{1}{2} (h_2^2 - h_1^2) - h' (h_2 - h_1) \right] (v'' - v') \frac{1}{r} \end{aligned}$$

Unter Berücksichtigung der binomischen Formel $h_2^2 - h_1^2 = (h_2 + h_1)(h_2 - h_1)$ kann die Gleichung weiter vereinfacht werden.

$$= (h_2 - h_1) \left[v' + \left(\frac{1}{2} (h_2 + h_1) - h' \right) (v'' - v') \frac{1}{r} \right]$$

Die spezifische Enthalpie im Steigrohreintritt kann mit der Enthalpie des siedenden Wassers gleichgesetzt ($h_1 = h'$). Damit ergibt sich für den Ausdruck v_m/v' :

$$\frac{v_m}{v'} = 1 + \left(\frac{1}{2} h_2 + \frac{1}{2} h' - h' \right) \left(\frac{v''}{v'} - 1 \right) \frac{1}{r} = 1 + \frac{h_2 - h'}{2r} \left(\frac{v''}{v'} - 1 \right)$$

Unter Benutzung von Gleichung (13) $\frac{h_2 - h'}{r} = x_2$ folgt schliesslich:

$$\frac{v_m}{v'} = 1 + \frac{x_2}{2} \left(\frac{v''}{v'} - 1 \right)$$

Im Folgenden wird die Abkürzung m eingeführt, mit der sich in den weiteren Herleitungen die arithmetischen Ausdrücke vereinfachen lassen.

$$m = 1 + x_2 \left(\frac{v''}{v'} - 1 \right) \tag{14}$$

Man erhält dann die Gleichung (15), mit der das mittlere spezifische Volumen im Steigrohr bei bekanntem Dampfgehalt am Steigrohrende berechnet werden kann.

$$\frac{v_m}{v'} = \frac{1}{2} (1 + m)$$

(15)

Eine analoge Herleitung, die zu einem geschlossenen Ausdruck für das mittlere spezifische Volumen im Steigrohr geführt hat, wird im Folgenden für die mittlere Dichte im Steigrohr durchgeführt. Die Dichte des in einem Steigrohr strömenden Wasser-Dampfgemisches ist nicht konstant, sondern nimmt mit zunehmender Höhe infolge der sich bildenden Dampfblasen ab. Eine integrale mittlere Dichte des Wasser-Dampf-Gemisches im Steigrohr kann berechnet werden, indem man im Strömungsquerschnitt über alle lokalen Dichten integriert.

$$\rho_m = \frac{1}{h_2 - h_1} \int_{h_1}^{h_2} \rho \, dh$$

$$\int_{h_1}^{h_2} \rho \, dh = \int_{h_1}^{h_2} \frac{1}{v} \, dh = \int_{h_1}^{h_2} \frac{dh}{v' + \frac{h - h'}{r} (v'' - v')}$$

Zur Lösung des Integrals wird die Substitution $y(h)$ eingeführt, mit der sich die Integration ausführen lässt.

$$y(h) = v' + \frac{h - h'}{r} (v'' - v')$$

$$\frac{dy}{dh} = \frac{v'' - v'}{r}$$

Nach der Integration wird anstelle von y wieder der ursprüngliche Ausdruck mit der Variablen h eingesetzt.

$$\int_{h_1}^{h_2} \frac{1}{y} \frac{r}{v'' - v'} \, dy = \frac{r}{v'' - v'} [\ln y]_{h_1}^{h_2}$$

$$= \frac{r}{v'' - v'} \ln \frac{v' + (h_2 - h')(v'' - v') \frac{1}{r}}{v' + (h_1 - h')(v'' - v') \frac{1}{r}}$$

Am Eintritt in das Steigrohr ist die spezifische Enthalpie h_1 identisch mit der Enthalpie des siedenden Wassers. Mit $h_1 = h'$ erhält man:

$$\int \rho \, dh = \frac{r}{v'' - v'} \ln \left(1 + \frac{(h_2 - h')(v'' - v')}{r v'} \right)$$

Unter Benutzung von Gleichung (13) wird die Verdampfungsenthalpie r durch das Verhältnis von Enthalpiedifferenz über das Steigrohr zu Dampfgehalt im Steigrohr Austritt ersetzt.

$$\frac{r}{v'' - v'} = \frac{h_2 - h'}{x_2 (v'' - v')} = \frac{\frac{1}{v'} (h_2 - h')}{x_2 \left(\frac{v''}{v'} - 1\right)} = \rho' \frac{h_2 - h'}{x_2 \left(\frac{v''}{v'} - 1\right)}$$

Dann ergibt sich für die mittlere Dichte im Steigrohr:

$$\rho_m = \frac{1}{h_2 - h'} \int \rho \, dh = \rho' \frac{\ln \left(1 + x_2 \left(\frac{v''}{v'} - 1 \right) \right)}{x_2 \left(\frac{v''}{v'} - 1 \right)}$$

Wiederum wird die mit Gleichung (14) eingeführte Abkürzung m verwendet, um den Ausdruck zu vereinfachen. Die Bestimmungsgleichung für die mittlere Dichte im Steigrohr lautet schliesslich:

$$\rho_m = \rho' \frac{\ln m}{m - 1} \tag{16}$$

4.7 Lösung der Wasserumlaufgleichung

Das mittlere spezifische Volumen und die mittlere Dichte im Steigrohr lassen sich also mit den soeben hergeleiteten Gleichungen als Funktion des Dampfgehaltes im Steigrohraustritt berechnen. Die Parameter sind Druck und Temperatur. Die Gleichungen (15) und (16) werden nun in die Berechnungsgleichung (8) für die Massenstromdichte im Steigrohr eingesetzt, und es ergibt sich:

$$g H \rho' \left(1 - \frac{\ln m}{m - 1} \right) = \frac{1}{2} \Phi_S^2 v' \left[\frac{L_S}{D_S} \lambda_S \frac{1}{2} (1 + m) + 2 (m - 1) + \zeta_{ES} + \left(\frac{A_S}{A_F} \right)^2 \left(\frac{L_F}{D_F} \lambda_F + \zeta_{EF} \right) \right] \tag{17}$$

Zur Vereinfachung der Gleichung (17) hat Brandt¹ die Kenngrössen Λ und Λ_S eingeführt.

$$\Lambda = \frac{1}{2} \frac{L_S}{D_S} \lambda_S + \zeta_{ES} - 2 + \left(\frac{A_S}{A_F} \right)^2 \left(\frac{L_F}{D_F} \lambda_F + \zeta_{EF} \right)$$

$$\Lambda_S = \frac{1}{2} \frac{L_S}{D_S} \lambda_S + 2$$

Wenn für die Reibungsbeiwerte λ_S und λ_F feste Werte angenommen werden, können die Kenngrössen Λ und Λ_S aus den geometrischen Daten des Umlaufsystems berechnet werden. Gleichung (17) kann nun mit den Kenngrössen Λ und Λ_S wesentlich kürzer angeschrieben werden:

$$g H \rho' \left(1 - \frac{\ln(m)}{m - 1} \right) = \frac{1}{2} \Phi_S^2 v' (\Lambda + m \Lambda_S) \tag{18}$$

¹ F. Brandt: Dampferzeuger, FDBR-Fachbuchreihe Band 3

Wenn die Massenstromdichte im Steigrohr $\Phi_S = u_o \rho'$ mit der Wasserumlaufgeschwindigkeit geschrieben wird, ergibt sich aus Gleichung (18):

$$u_o^2 = \frac{2 g H \left(1 - \frac{\ln(m)}{m-1}\right)}{\Lambda + m \Lambda_S} \quad (19)$$

Gleichung (19) lässt sich unter Einführung der Dampfgeschwindigkeit u_{Do} dimensionslos anschreiben. u_{Do} ist definiert als diejenige Geschwindigkeit, die der Dampf am Steigrohraustritt haben würde, wenn er den Rohrquerschnitt allein ausfüllte. Mit dem den Dampfgehalt x_2 im Steigrohraustritt ergibt sich die Dampfgeschwindigkeit aus

$$u_{Do} = \frac{\Phi_S x_2}{\rho''} = \frac{\dot{Q}}{\rho'' A_S r} \quad (20)$$

Erweitert man die linke Seite der Gleichung (19) mit u_{Do} , so erhält man:

$$\left[\frac{u_o}{u_{Do}}\right]^2 \frac{u_{Do}^2}{g H} \Lambda = 2 \frac{1 - \frac{\ln(m)}{m-1}}{1 + m \frac{\Lambda_S}{\Lambda}} \quad (21)$$

Brandt hat die dimensionslosen Kennzahlen B , C und D eingeführt

$$B = \frac{u_o}{u_{Do}} \quad C = \frac{u_{Do}^2}{g H} \Lambda \quad D = \frac{\Lambda_S}{\Lambda}$$

mit denen sich Gleichung (21) wie folgt schreibt:

$$B^2 = \frac{2}{C} \frac{1 - \frac{\ln(m)}{m-1}}{1 + m D} \quad (22)$$

B ist eine Funktion von C , D und m . Gleichung (22) lässt sich jedoch nicht explizit lösen, da m wiederum eine Funktion von B ist, wie die folgende Überlegung zeigt:

$$m = 1 + x_2 \left(\frac{v''}{v'} - 1\right) = 1 + \frac{\dot{Q}}{\Phi_S A_S r} \left(\frac{v''}{v'} - 1\right)$$

Mit den Gleichungen (9) und (20) erhält man weiter:

$$m - 1 = \frac{u_{Do} \rho''}{u_o \rho'} \left(\frac{v''}{v'} - 1\right) = \frac{u_{Do}}{u_o} \left(1 - \frac{\rho''}{\rho'}\right) = \frac{1}{B} \left(1 - \frac{\rho''}{\rho'}\right)$$

Zur Bestimmung der Kennzahl B , aus der dann die Wasserumlaufgeschwindigkeit berechnet werden kann, muss Gleichung (22) numerisch gelöst werden. Zuvor wird mit dem bekannten

Wärmestrom \dot{Q} mittels Gleichung (20) die Dampfgeschwindigkeit u_{D_o} am Steigrohraustritt berechnet. Damit erhält man die Kennzahl C . Die Berechnung der Kennzahl D aus den bekannten geometrischen Grössen ist ebenfalls möglich. Dann kann Gleichung (22) numerisch gelöst werden, und aus B folgt die Wasserumlaufgeschwindigkeit.

Die im Verdampfer umlaufende Wassermenge ist eine wichtige Grösse im Kesselbetrieb. In der Praxis wird aber anstelle der Wasserumlaufgeschwindigkeit die Wasserumlaufzahl U verwendet, die definiert ist als das Verhältnis des gesamten Massenstromes in den Steigrohren zum Dampfmassenstrom am Ende der Steigrohre:

$$U = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_D} = \frac{u_o \rho' A_S}{u_{D_o} \rho'' A_S} = B \frac{\rho'}{\rho''}$$

Der Kehrwert der Wasserumlaufzahl ist der Dampfgehalt x_2 am Ende des Steigrohres.

$$x_2 = \dot{m}_D / \dot{m} = 1/U$$

Die Wasserumlaufzahl ist stark vom Druck abhängig. Zur Sicherstellung einer ausreichenden Kühlung im Rohrsystem soll die Umlaufzahl zwischen einem 5 bis 12-fachen Umlauf liegen. Dies entspricht einem Dampfgehalt von 20% bis 8.5% im Steigrohraustritt.

Bei kleinen Umlaufzahlen kann unter Umständen am Rohraustritt bereits überhitzter Dampf vorhanden sein, wodurch gegebenenfalls die Rohrwandtemperatur so hoch wird, dass der zulässige Festigkeitswert überschritten wird, und das Rohr reist.

4.8 Berechnung der Wasserumlaufgeschwindigkeit für einen Holzkraftwerkskessel

Im Folgenden wird für den Naturumlaufkessel von Block III des Holzkraftwerks Domat/Ems der Wasserumlauf bei variabler Beheizung berechnet. Abbildung 16 zeigt den ersten Zug des Naturumlauf-Dampferzeugers von Block III des Holzkraftwerks in Domat/Ems bei der Montage. Bei einer Feuerungswärmeleistung von 38 MW werden im Kessel 42 t/h Frischdampf mit 65 bar(a) und 480°C erzeugt. Die wirksame Höhe des Naturumlaufsystems, d.h. der Abstand zwischen den unteren Sammlern und der Kesseltrommel beträgt 20.25 m.

Der Wasserrohrkessel ist in 4-Zug-Vertikalbauweise ausgeführt. Die Wände des ersten und zweiten Rauchgaszuges bestehen aus vollverschweissten, gasdichten Flossenrohrwänden, wobei der erste Zug als reiner Strahlungsteil mit einer Schottenheizfläche ausgeführt ist. Im zweiten Zug befinden sich zwei Verdampferbündel und drei Überhitzerbündel. Der dritte und vierte Rauchgaszug sind reine Konvektionszüge ohne Flossenrohrwände, in die Economiser-Heizflächenbündel und Röhrenluftvorwärmer eingehängt sind.



Abbildung 16 Strahlungszug des Kessels von Block III des Holzkraftwerks in Domat/Ems. Höhe der Seitenwand: 18.5 m.

Der Verdampfer besteht aus vollverschweissten Flossenwänden, in denen etwa 360 Siederohre parallel geführt werden. Die Steigrohre haben Aussendurchmesser von 44.5 mm und eine Wanddicke von 4.5 mm. Die Stegbreite liegt zwischen 33 und 60.5 mm. Das Fallrohrsystem besteht aus zwei Rohren mit einem Aussendurchmesser von 330 mm, die ausserhalb der Dampferzeugerverkleidung verlegt sind. Das Flächenverhältnis der Strömungsquerschnitt von Steig- zu Fallrohren ist 2.7. Generell sollte ein Naturumlaufkessels so konstruiert werden, dass der Gesamtquerschnitt der Fallrohre 25-50% des Querschnitts aller Steigrohre beträgt. Ein grösserer Fallrohrdurchmesser erhöht die Zuverlässigkeit des Umlaufsystems, da sich die umlaufenden Massenströme vergrössern.

Technische Daten des Dampferzeugers	
Frischdampfleistung	42 t/h
Frischdampfparameter	480°C, 64 bar (u)
Kesselfüllung	40 m ³
Höhe zwischen unterem Sammler und Mitte Kesseltrummel	20.25 Meter
Steigrohre	
Anzahl	350
Aussendurchmesser	44.5 mm
Innendurchmesser	35.5 mm
Wandstärke	4.5 mm
Reibungsbeiwert	0.019
Querschnittsfläche aller Steigrohre	0.346 m ²
Fallrohre	
Anzahl	2
Aussendurchmesser	329.9 mm
Innendurchmesser	285.5 mm
Wandstärke	22.2 mm
Reibungsbeiwert	0.011
Querschnittsfläche aller Fallrohre	0.128 m ²

Für die in der Tabelle aufgelisteten Daten zeigt Abbildung 17 die Resultate der Umlaufberechnung. Generell ist festzustellen, dass sich die Wasserumlaufgeschwindigkeit im Verdampfer mit zunehmender Beheizung erhöht. Die Ergebnisse sollen im Folgenden unter der Massgabe diskutiert werden, dass der Wasserumlauf im Verdampfer in allen Betriebszuständen, insbesondere auch im Teillastbetrieb, zu ausreichend hohen Massenstromdichten in den Siederohren führen muss, wobei man davon ausgehen kann, dass zur sicheren Kühlung der Siederohre eine Massenstromdichte von mindestens $600 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$ erforderlich ist.

Bei der Druckstufe 64 bar wird bei einer Feuerungsleistung von 38 MW, d.h. bei Kesselvolllast, eine Wasserumlaufgeschwindigkeit von 1.83 m/s erreicht, die mit einer Massenstromdichte in den Steigrohren von $1366 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$ korrespondiert. Diese ist ein zur Kühlung der Siederohre ausreichend hoher Wert. Selbst bei extremer Teillast stellen sich bei dieser Druckstufe immer noch hohe Umlaufgeschwindigkeiten ein. Bei einer Feuerungsleistung von 2 MW, was einer 5%-igen Teillast entspricht, werden in den Siederohren noch Massenstromdichten von mehr als $600 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$ erreicht. Dadurch ist auch ein sicheres An- und Abfahren des Kessels möglich, ohne dass die Gefahr der Überhitzung von Siederohren besteht.

Des Weiteren wurden die Wasserumlaufgeschwindigkeit und die Massenströme für verschiedene Druckstufen berechnet. Dabei zeigt sich, dass die Wasserumlaufgeschwindigkeit bei höheren Kesseldrücken deutlich geringer wird. Bei der Druckstufe 220 bar wird selbst bei maximaler Feuerungswärmeleistung die zur sicheren Kühlung der Siederohre notwendige Massenstromdichte von $600 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$ nicht erreicht. Bei sehr hohen Druckstufe stellt sich also in einem Naturumlaufsystem ein zu geringer Wasserumlauf ein, der zur Kühlung der Siederohre nicht mehr ausreichend ist. Die Ursache hierfür ist darauf zurückzuführen, dass bei höheren Drücken die Dichtedifferenz zwischen Siedewasser und Sattedampf abnimmt. Bei Annäherung an den kritischen Punkt gleichen sich die Dichten von Siedewasser und Sattedampf immer mehr an. Da aber der Naturumlauf allein auf den Dichteunterschied zwischen dem gesättigten Wasser in den Fallrohren und dem Wasser-Dampfgemisch in den beheizten Steigrohren angewiesen ist, ist er nur für unterkritische Drücke geeignet. Die physikalische Grenze für den Naturumlauf ist somit der kritische Druck $211,2 \text{ bar}$.

Ein weiterer Grund für das Versagen des Naturumlaufs bei hohen Drücken besteht darin, dass in der Kesseltrommel auch keine Phasentrennung mehr stattfinden kann, wenn die Dichteunterschiede zwischen Dampf und Wasser bei Annäherung an den kritischen Druck verschwinden.

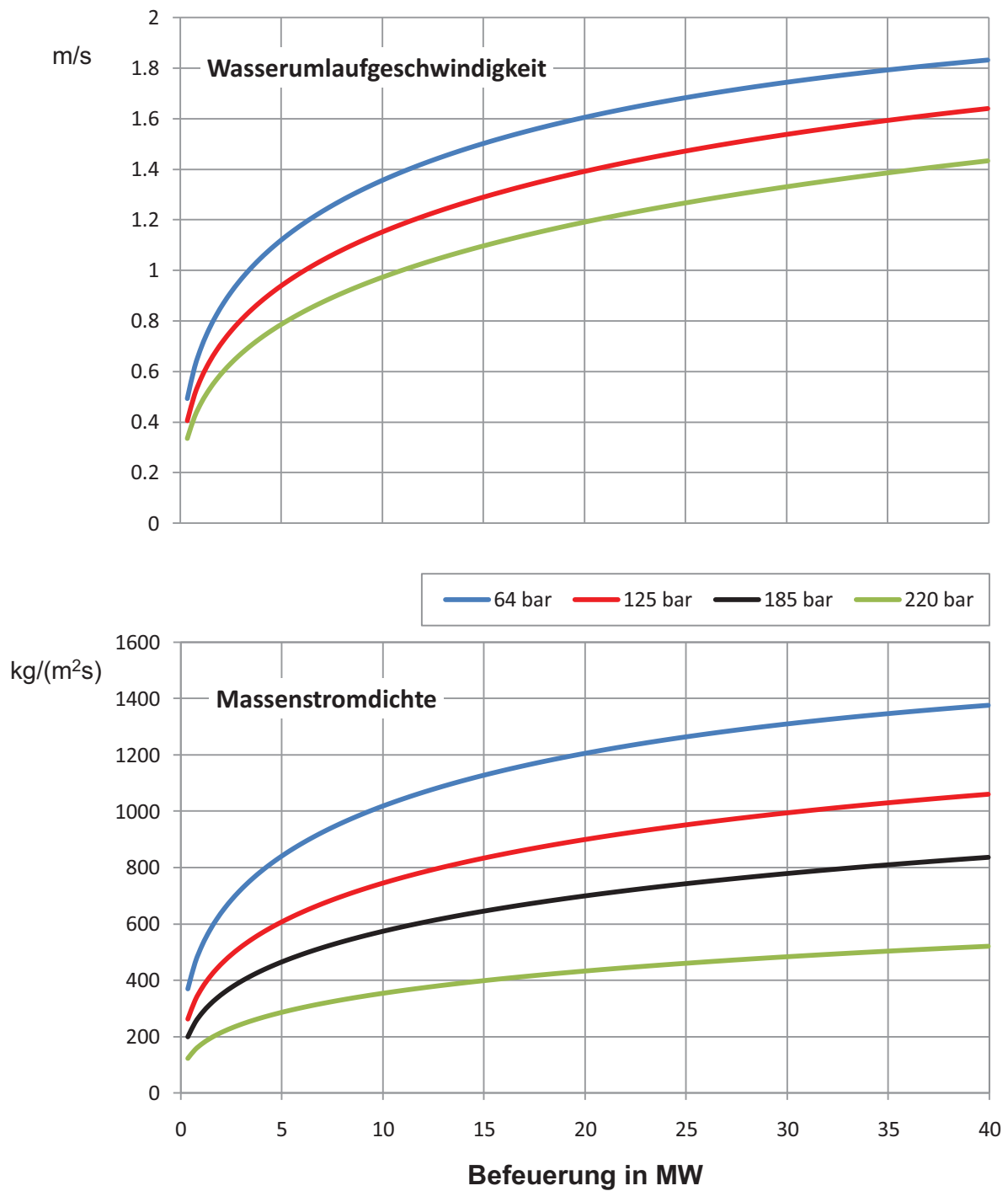


Abbildung 17 Wasserumlaufgeschwindigkeit und Massenstromdichte in Abhängigkeit der Befuerung und des Kesseldrucks bei einer wirksamen Höhe von 20 m und einem Steigrohr-/Fallrohr-Querschnittsflächenverhältnis von 2.7.

Wie man der Abbildung 17 entnehmen kann, kann in der Druckstufe 185 bar noch eine für die Kühlung der Siederohre ausreichend hohe Massenstromdichte bis zu einer Teillast von 60% erreicht werden. Somit kann unter den Randbedingungen der in diesem Beispiel zugrunde gelegten Kesselgeometrie die Schlussfolgerung ableiten werden, dass die praktische Grenze des Kesseldrucks beim Naturumlauf bei 185 bar liegt. Dieses Resultat kann aber verallgemeinert werden und stimmt mit den Erfahrungen von Kesselbauern überein, dass Naturumlaufkessel noch bis zu Drücken von 180 bis 185 bar gebaut werden können. Jedoch machen höhere Drücke grössere Kesselbauhöhen erforderlich. Naturumlaufkessel müssen deshalb in Abhängigkeit vom Betriebsdruck mehr oder weniger hoch gebaut sein.