

**KERNFORSCHUNGSZENTRUM
KARLSRUHE**

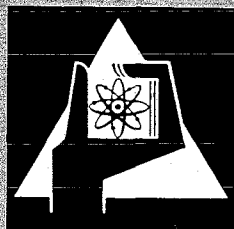
April 1971

KFK 1414

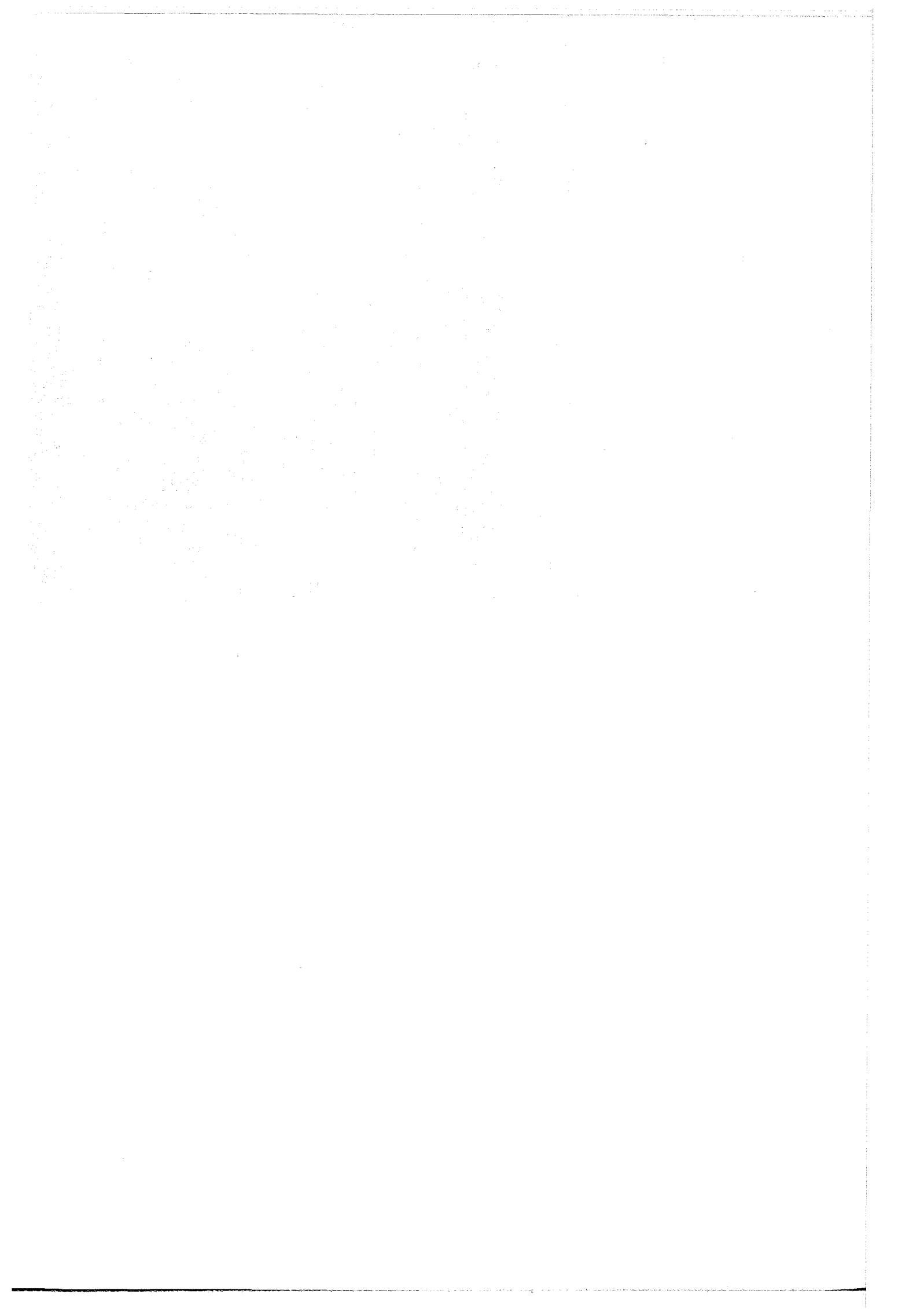
Institut für Neutronenphysik und Reaktortechnik

Siederversuche an offenen Rillenkapillarverdampfern

F. E. Reiß, K. Schretzmann



GESELLSCHAFT FÜR KERNFORSCHUNG M. B. H.
KARLSRUHE



DK 536.423.1 : 62-415-408.8 : 532.631

Siederversuche an offenen Rillenkapillarverdampfern

Von Friedrich Ernst Reiß und Klaus Schretzmann, Karlsruhe

Aus offenen Rillenkapillarverdampfern wurde Wasser verdampft. Messungen lieferten den Wasserverbrauch und die Verdampfertemperatur in Abhängigkeit von der zugeführten Heizleistung. Der ebenfalls gemessene Druckverlauf in den Kapillaren beim Austrocknen der Verdampfer ließ sich mit Krümmungsänderungen der Flüssigkeitsoberfläche erklären. Untersuchungen zum Spritzen der Verdampfer wurden ebenfalls vorgenommen.

1. Versuchsanordnung

Zum Untersuchen der Wärmeübertragung und des Verdampfungsvorgangs bei Kapillarverdampfern dienten ebene Kapillarverdampfer mit Rillen, in denen man Wasser unter freier Atmosphäre verdampfte. Bild 1 zeigt die Bauart der verwendeten Verdampfer. Ein etwa 25 mm × 50 mm

großes, etwa 1,5 mm dickes Blech enthält durch Einsägen hergestellte, rd. 1 mm tiefe und untereinander parallele Rillen. Die Breite der Rillen und der sie trennenden Stege ist innerhalb bestimmter, von der Fertigungstechnik gesetzter Grenzen frei wählbar. Auf der Rückseite der Verdampferfläche setzen Stromzuführungsschienen verhältnismäßig großen Querschnitts an. Die beheizte Länge zwischen den Anschlüssen beträgt 20 mm. Zwischen den Stromzuführungen befindet sich ein eingeschraubter, elektrisch isolierender Klotz aus Pertinax, der die dünne Verdampferfläche mechanisch entlastet. Die Stromzuführungen sind so angeordnet, daß ein Teil der Kapillarfläche unbeheizt übersteht. Auf diesen Teil wird das zu verdampfende Wasser aufgegeben; mitunter ist zusätzlich eine aus Blech gebogene Aufgabemulde angebracht. Die Verdampfer fertigte man einschließlich der Zuleitungen aus einem Stück; als Werkstoffe dienten bisher Messing Ms 58 und rostfreier Stahl WSt Nr. 1.4541.

Die Verdampfer wurden an die einwindige Sekundärwicklung eines 12-kW-Schnittbandkerns angeschlossen und durch direkten Stromdurchgang beheizt. Bild 2 zeigt den Versuchsaufbau. Die Heizströme von einigen 1000 A wurden durch den Spannungsabfall an einem wassergekühlten Meßwiderstand ermittelt. Die im Verdampfer umgesetzte Heizleistung berechnete man aus der gemessenen Heizstromstärke und dem aus den Abmessungen berechneten Wirkwiderstand des Verdampfers für eine Werkstofftemperatur von 100 °C.

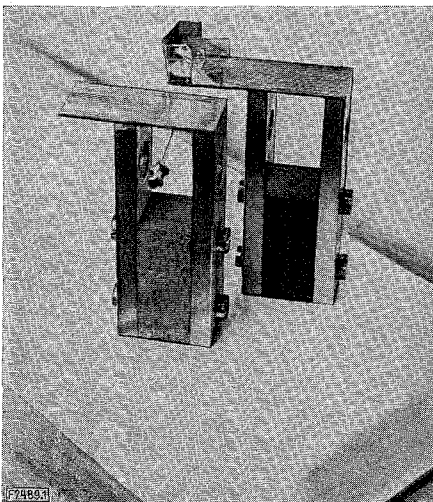


Bild 1. Rillenkapillarverdampfer.

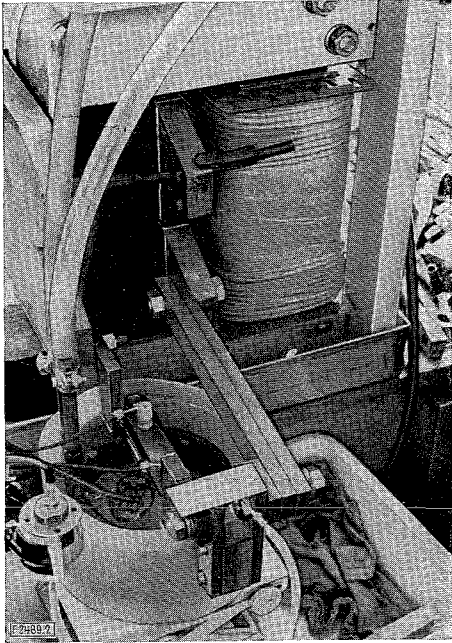


Bild 2. Versuchsaufbau mit betriebsfertig angeschlossenen Verdampfer.

2. Wasserverbrauch

An einer Anzahl von Verdampfern wurde ermittelt, wie der Wasserverbrauch im stationären Betrieb von der zugeführten Heizleistung abhängt. Bild 3 zeigt die gefundene Abhängigkeit. Sowohl die auf der Abszisse aufgetragene, dem Verdampfer zugeführte Bruttoheizleistungsdichte \dot{q} als auch der auf der Ordinate aufgetragene spezifische Wasserverbrauch \dot{m} sind auf die Gesamtoberfläche des Verdampfers bezogen. Die in das Bild eingezeichnete Gerade I stellt den Idealzustand dar, daß gerade soviel Wasser verdampft, wie der zugeführten elektrischen Heizleistungsdichte entspricht. Kurve II gleicht die Meßpunkte für die Messing-Verdampfer aus.

Bei kleinen Leistungsdichten ist \dot{m} infolge der Verluste durch Wärmeableitung in die Anschlüsse und durch Konvektion erheblich kleiner als der zugeführten Heizleistung entspricht. Bei Verdampfern aus rostfreiem Stahl sind die Verluste durch Wärmeableitung erwartungsgemäß deutlich kleiner als bei Messing-Verdampfern, wie die eingetragenen Meßpunkte zeigen. Bei großen Heizleistungsdichten liegt der Wasserverbrauch des Verdampfers merklich höher als der zugeführten Heizleistung entspricht, weil das schon bei verhältnismäßig kleinen Leistungsdichten einsetzende und immer weiter zunehmende Spritzen des Verdampfers einen erheblichen Teil des erst etwas angewärmten Wassers abführt. Die obere Schranke für den zur Dampferzeugung verwendeten spezifischen Wasserstrom ist durch die eingezeichnete Idealgerade I gegeben. Bei der höchsten, hier erreichten Wärmeleistungsdichte von 212 W/cm^2 verspritzt der Verdampfer etwa drei- bis viermal soviel Wasser wie er verdampft. Diese Erscheinung ist qualitativ durch visuelle Beobachtungen an mit Wasser betriebenen Wärmerohr-Verdampfern [1] und an Quecksilber-Wärmerohren [2] bekannt.

Bei Leistungsdichten, die etwas unter den für den Einsatz des Spritzens nötigen Werten liegen, erscheinen Blasen, die beim Aufsteigen aus den Rillen Flüssigkeit aus diesen heraus auf die Stege drücken. Der Verdampfer ist dann auf seiner gesamten Oberfläche benetzt und verdampft ohne Rücksicht auf die Einzelheiten der Kapillarstruktur. Dies gilt bis zu den höchsten, bei den beschriebenen Versuchen erreichten Leistungsdichten, wie Bild 3 zeigt, und rechtfertigt bei diesem Betriebszustand das Berechnen der

Heizleistungsdichte mit der Gesamtoberfläche des Verdampfers. Der Einfluß der Kapillarstruktur, soweit sie für die Nachförderung von Flüssigkeit nötig ist, wurde durch eine waagrechte Anordnung des Verdampfers und insgesamt kurze Förderwege weitgehend ausgeschaltet.

3. Verdampfertemperatur und Siedekennlinie

Bei kleinen \dot{q} -Werten steigen die Temperaturen des Wassers und des Verdampfers noch deutlich mit der Heizleistungsdichte an. Bild 4 zeigt dies für einen Verdampfer aus rostfreiem Stahl. Dabei wurden die Wassertemperatur mit einem feinen Thermoelement in einer Rille etwa im Mittelpunkt der Verdampferfläche und die Heizertemperatur auf der Unterseite der Verdampferfläche (etwa in der Mitte) durch ein aufgeklopftes Thermoelement gemessen.

Wenn sich Sieden des Wassers einstellt, kann bei einer Leistungserhöhung die Mehrleistung auf Grund einer verhältnismäßig kleinen Temperaturerhöhung des Verdampfers an das Wasser abgegeben werden. Die Wärmeableitung zu den auf der Kühlwassertemperatur gehaltenen Anschlüssen des Verdampfers erhöht sich dadurch nur wenig.

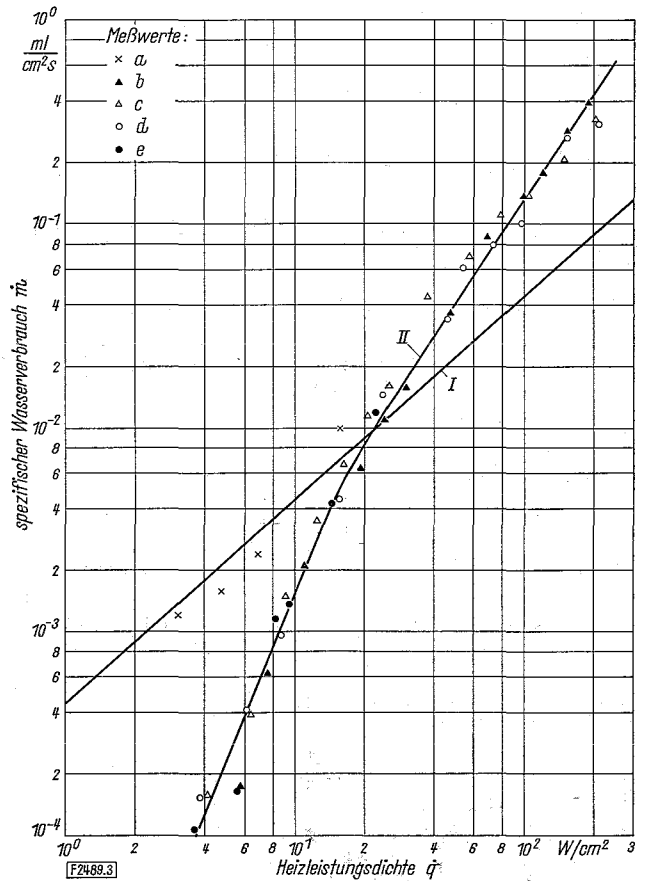


Bild 3. Spezifischer Wasserverbrauch \dot{m} von Rillenverdampfern in Abhängigkeit von der Heizleistungsdichte \dot{q} .

I Idealgerade, II Ausgleichskurve durch die Meßpunkte für Messing-Verdampfer; Bedeutung der Meßpunkte:

Bezeichnung	Werkstoff	Abmessung		
		Rillenbreite mm	Rillentiefe mm	Stegbreite mm
a	Stahl	0,8	0,95	0,5
b	Messing	0,28	0,90	0,22
c	"	0,28	0,90	0,5
d	"	0,28	0,90	1,0
e	"	0,28	0,90	2,0

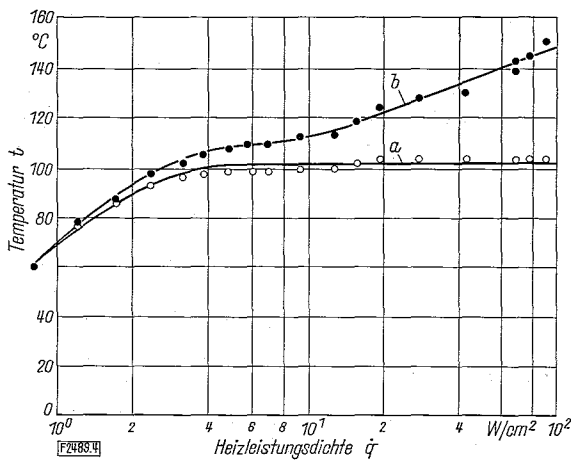


Bild 4. Temperatur t an einem Heizer in Abhängigkeit von der Heizleistungsdichte \dot{q} .

Werkstoff: rostfreier Stahl; Rillenbreite 0,8 mm, Rillentiefe 0,95 mm, Stegbreite 0,5 mm; a Wasser, b Heizerrückseite

Bei hohen Leistungsdichten ($> 25 \text{ W/cm}^2$) fällt der Anteil der Wärmeableitung in der Auftragung von Bild 3 nicht mehr ins Gewicht.

Aus dem Wärmefluß an das Wasser und der in Bild 4 gemessenen Temperatur der Heizerunterseite kann man die Temperaturdifferenz quer durch den Heizerwerkstoff abschätzen sowie hiermit aus den gemessenen Temperaturen der Heizerunterseite die Temperatur der dem Wasser zugewendeten Oberfläche ausrechnen. Zusammen mit den ebenfalls in Abhängigkeit von der Heizleistungsdichte gemessenen Wassertemperaturen läßt sich aus diesen Daten

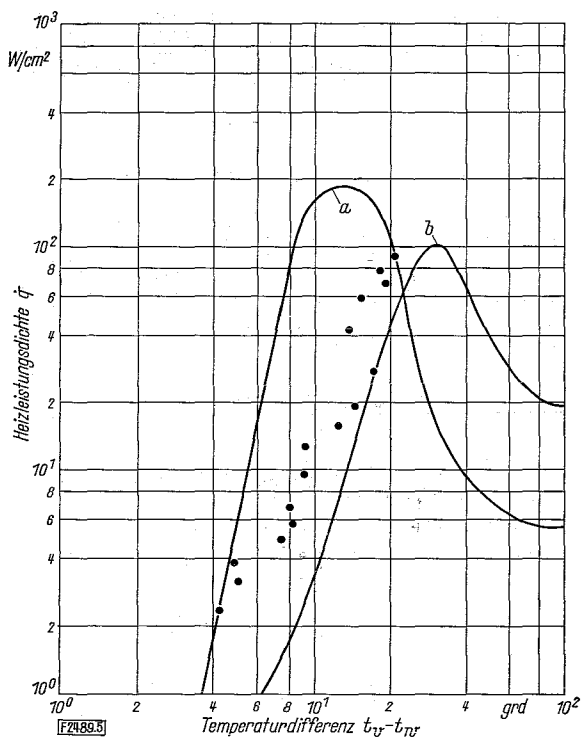


Bild 5. Siedekennlinie eines Rillenverdampfers.

Verdampferflüssigkeit Wasser unter Atmosphärendruck, Verdampferwerkstoff und Rillenabmessungen wie bei Bild 4; t_v und t_w Temperatur der Verdampferoberfläche bzw. des Wassers, a Siedelinie nach [3; 4], b Siedelinie nach [5]; die Punkte entsprechen den Meßwerten.

ein Teil der Siedekennlinie des Kapillarverdampfers aufzeichnen, Bild 5. In doppeltlogarithmischem Maßstab wurde hier über der Differenz der Temperaturen von Wand und Wasser die an das Wasser übertragene Leistungsdichte \dot{q} für einen Verdampfer nach Bild 1 aus rostfreiem Stahl mit 18 Rillen aufgetragen. Die höchste Leistungsdichte (bezogen auf die Gesamtoberfläche) betrug hier 91 W/cm^2 . Der bei diesem Versuch verwendete Heiztransformator ließ keine höhere Leistung zu. Die im Schrifttum angegebenen Siedekennlinien von Verdampfern mit glatten Oberflächen beim Behältersieden weichen sehr voneinander ab. In Bild 5 wurden eine aus den Wärmeübergangswerten nach [3; 4] berechnete Siedekennlinie a und die Siedekennlinie b nach [5] eingezeichnet. Die Meßergebnisse liegen innerhalb des Schwankungsbereichs der beiden Linien a und b.

Die auf der Abszisse in Bild 5 aufgetragenen Temperaturdifferenzen für die Meßpunkte sind mit einer hohen Unsicherheit behaftet, weil die Fühlstelle des für die Temperaturmessung auf der Heizerunterseite benutzten Thermoelements etwa so breit wie die Rille des Verdampfers war. Damit bleibt unklar, zu welchem Punkt des Temperaturfeldes der Heizerunterseite die gemessene Temperatur gehört bzw. welchen Abstand zur wasserbenetzten Oberfläche des Heizers man bei der Berechnung der Temperaturdifferenz im Heizerwerkstoff benutzen soll.

4. Druckverlauf

Die Untersuchungen erstreckten sich weiter auf den Druckverlauf in der Flüssigkeit beim Austrocknen des Verdampfers. Dazu wurde mit einem Quarzdruckaufnehmer der Druck am Rillengrund gemessen. Zur Druckentnahme diente eine im Rillengrund eingelötete Injektionsspritzenkanüle (vgl. Bild 1). Zwecks Vermeidens von zusätzlichen Menisken, deren Krümmungsänderung während der Messung das Ergebnis verfälschen würde, hatte man das gesamte Meßsystem (Quarzdruckaufnehmer, Schlauch, Kanüle) mit einer zusammenhängenden Wassersäule ge-

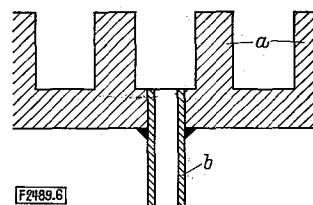


Bild 6. Schema der Druckentnahmestelle am Rillenverdampfer.

a Stege, b Kanüle

füllt. Bild 6 zeigt das Schema der Druckentnahmestelle. Die Zeitkonstante des nur quasistatische Messungen zulassenden Quarzsystems (einschließlich des Verstärkers) lag um mindestens eine Größenordnung über der Dauer einer „Austrocknung“, die zwischen 20 und 200 s betrug.

Bild 7 zeigt den grundsätzlichen Verlauf der erhaltenen Druckkurven. Als Nullpunkt für den Druck gelte der Zustand des mit ebener Oberfläche gefüllten Verdampfers bei Punkt a. Verdampft man, ohne Wasser nachzufüllen, so wird sich die Wasseroberfläche in die Rille zurückziehen und krümmen. Der Druck in der Flüssigkeit sinkt. Dieser Unterdruck ist es, der im Wärmerohr Flüssigkeit in den Verdampfer nachsaugt. Der Druck fällt bis zum Punkt b mehr oder weniger regelmäßig um einen von der Rillenbreite abhängigen Betrag ab. Eine visuelle Beobachtung der Verdampfer zeigt, daß in diesem Zustand die Flüssigkeit in der Rille bis zum Rillengrund abgesunken ist. Einen Augenblick später reißt der den Rillengrund noch benetzende Flüssigkeitsfilm auf. Der Rillengrund wird

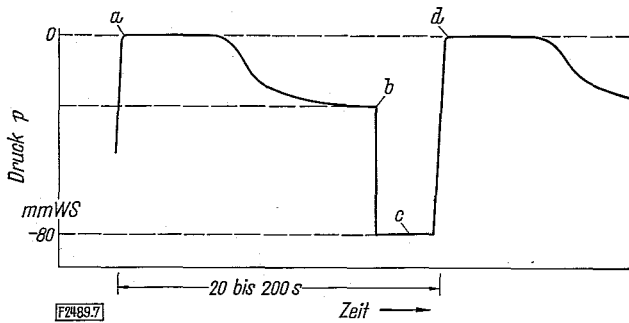


Bild 7. Druckverlauf beim Trockenfahren wassergefüllter Rillenkapillaren.

a bis d im Text erläuterte Stellen; Gegenüberstellung der gemessenen und der berechneten Drücke:

Rillbreite mm	Kapillardruck der Rille		Kapillardruck der Bohrung (0,3 mm Dmr.)	
	gemessen mm WS	berechnet mm WS	gemessen mm WS	berechnet mm WS
1,0	13	12	76	80
0,5	30	24	82	80
0,28	46	48	75	80

trocken; der Meniskus springt in die Druckentnahmebohrung zurück, Punkt c. Um ein Überhitzen des nun trockenen Verdampfers zu vermeiden, wird er wieder bis zum Herstellen der ebenen Oberfläche geflutet, Punkt d.

Aus Bild 7 kann man die gemessenen Druckunterschiede vom vollen Verdampfer bis zur gerade noch benetzten Rille sowie den Drucksprung für den Rückzug des Meniskus in die Druckentnahmebohrung für drei verschiedene Rillbreiten im Vergleich mit berechneten Werten ersehen. Dabei wurde für die Rechnung vollständige Benetzung und für die Rille eine halbzylindrische, für die Bohrung eine halbkugelige Form des Meniskus angenommen. Für die Oberflächenspannung des Wassers legte man den Wert bei 100 °C zugrunde. Die Übereinstimmung zwischen gemessenen und berechneten Werten ist brauchbar.

Die durch Krümmungsänderungen hervorgerufenen Drucksprünge überwiegen bei weitem alle anderen Effekte. So betragen die Änderung des hydrostatischen Drucks beim Austrocknen der Rille rd. 1 mm WS, die dynamische Druckerniedrigung in der Strömung zwischen 10^{-4} und 10^{-5} mm WS sowie der Druckabfall in Strömungsrichtung (laminarer Fall, $1 \leq Re \leq 5$ mit Re als der Reynoldszahl) etwa 0,3 mm WS/cm bei 2 cm insgesamt beheizter Länge.

5. Einsetzen des Spritzens

Es wurde versucht, ein Kriterium für das Einsetzen des Spritzens zu gewinnen. Der Spritzbeginn hängt nicht in einfacher Weise mit der Leistungsdichte und der Rillbreite zusammen. Man kann bei gleichen sonstigen Bedingungen den Spritzbeginn zu höheren Leistungsdichten hin verschieben, wenn man die Durchgänge verengt, durch die der Dampf entweicht. Es wurden in die Rillen verschiedener Verdampfer Blechstreifen oder Runddrähte eingelegt (und dabei sichergestellt, daß in diesen Einlagen keine zusätzliche Leistungserzeugung auftrat). Durch diese Verengung der für den Dampfaustritt wichtigen Spalte auf rd. $\frac{1}{5}$ der

Breite der gesamten Rille stieg die zum Spritzen nötige Leistung um Faktoren zwischen 2 und 4. An Verdampfern, die sich nur in der Rillbreite unterscheiden, steigt die zum Spritzen nötige Leistungsdichte mit abnehmender Rillbreite, z. B. von 2 W/cm² bei 1 mm Rillbreite auf etwa 10 W/cm² bei 0,28 mm Rillbreite. Die Rilltiefe beträgt dabei einheitlich etwa 1 mm. Dagegen spritzt eine ebene beheizte Fläche, die von 1 bis 2 mm Wasser überdeckt wird, bei Leistungsdichten um 15 W/cm². Die Tropfen im Sprühnebel werden mit abnehmender Breite der Dampfpasagen kleiner.

Ein Kriterium, ob die Trägheitskräfte der durch die Dampfblasen gerührten Flüssigkeit die Oberflächenkräfte überwiegen, ob sich also Tropfen ablösen können, gibt nach [6] die Weberzahl $We = \rho v^2 l / \sigma$ mit ρ als der Flüssigkeitsdichte, σ als der Oberflächenspannung, v als einer charakteristischen Geschwindigkeit und l als einer charakteristischen Länge der Siedeanordnung.

Man kann von der Vorstellung ausgehen, daß die sich am Rillengrund bildenden Blasen der Flüssigkeitsoberfläche entgegenwachsen. Wenn der obere Rand der Blase die Flüssigkeitsoberfläche durchbricht, zerreißt der Flüssigkeitsfilm; von den zurückweichenden Flüssigkeitsrändern werden die Spritztropfen abgerissen oder abgeschleudert. Die Grenze für den Beginn des Spritzens ($We = 1$) wurde für mehrere Rillbreiten unter der Annahme abgeschätzt, daß v die Geschwindigkeit der oberen Grenzfläche der in der Rille wachsenden und aufsteigenden Blase und l die Rillbreite sei. Für Rillbreiten von 1 mm ergibt sich die nötige Geschwindigkeit zu $v = 24$ cm/s oder bei einem Aufstieg von 1 mm in der Rille eine Lebensdauer der Blase von etwa 5 ms; für einen Verdampfer mit 0,28 mm breiter und 1 mm tiefer Rille erhält man analog ein Zeitintervall von rd. 18 ms bei Spritzbeginn.

Es wurde die Feinstruktur des Drucksignals (Bild 7) untersucht. Allerdings konnte man infolge des 50-Hz-Brumms der Verdampferheizung die volle Empfindlichkeit nicht ausnutzen. Wenn die Verdampfer spritzen, läßt sich noch eben ein Signal mit einer Zeitdauer von etwa 10 ms erkennen (einheitlich bei Verdampfern von 1, 0,5 und 0,28 mm Rillbreite und unabhängig von der um einen Faktor 4 variierten Gesamtleistung). Die Untersuchungen hierzu laufen weiter.

6. Schrifttum

- [1] Bähr, A., E. Burck u. W. Hufschmidt: Liquid-vapor interaction and evaporation in heat-pipes. Second Internat. Conf. on Thermionic Electrical Power Generation, Stresa 1968. Ispra: Euratom 1968.
- [2] Deverall, J. E.: Mercury as a heat pipe fluid. Los Alamos Scientific Lab. Univ. of Calif., Los Alamos, New Mexico. LA-4300, Okt. 1969.
- [3] Gröber, H., S. Erk u. U. Grigull: Die Grundgesetze der Wärmeübertragung. 3. Aufl. Berlin, Heidelberg, New York: Springer-Verlag 1961.
- [4] Farber, E. A., u. R. L. Scorah: Heat transfer to water boiling under pressure. Trans. Amer. Soc. Mech. Engrs. (ASME) 70 (1948) Nr. 5 S. 369/84.
- [5] VDI-Wärmeatlas. Düsseldorf: VDI-Verlag 1963.
- [6] Streeter, V. L.: Fluid mechanics. 4. Aufl. New York, Toronto, London, Sydney: McGraw-Hill Book Comp. 1966.

Eingegangen am 28. 10. 1970

F 2489