

EUR 4634 d

KOMMISSION DER EUROPÄISCHEN GEMEINSCHAFTEN

TEMPERATURSTABILISIERUNG
MIT WÄRMEROHREN
BEI WECHSELNDEN WÄRMESTRÖMEN

von

K.R. SCHLITT

1971



Gemeinsame Kernforschungsstelle
Forschungsanstalt Ispra - Italien
Hauptabteilung Werkstoffe
Direkte Konversion

HINWEIS

Das vorliegende Dokument ist im Rahmen des Forschungsprogramms der Kommission der Europäischen Gemeinschaften ausgearbeitet worden.

Es wird darauf hingewiesen, daß die Kommission der Europäischen Gemeinschaften, ihre Vertragspartner und die in deren Namen handelnden Personen :

keine Gewähr dafür übernehmen, daß die in diesem Dokument enthaltenen Informationen richtig und vollständig sind, oder daß die Verwendung der in diesem Dokument enthaltenen Informationen oder der in diesem Dokument beschriebenen technischen Anordnungen, Methoden und Verfahren nicht gegen gewerbliche Schutzrechte verstößt ;

keine Haftung für die Schäden übernehmen, die infolge der Verwendung der in diesem Dokument enthaltenen Informationen, oder der in diesem Dokument beschriebenen technischen Anordnungen, Methoden oder Verfahren entstehen könnten.

Dieser Bericht wird in den auf der vierten Umschlagseite genannten Vertriebsstellen

zum Preise von DM 9,20 FF 13,80 FB 125,— Lit. 1.560,— Fl. 9,—

verkauft.

Es wird gebeten, bei Bestellungen die EUR-Nummer und den Titel anzugeben, die auf dem Umschlag jedes Berichts aufgeführt sind.

Gedruckt von L. Vanmelle, Gent
Luxemburg, März 1971

Das vorliegende Dokument wurde an Hand des besten Abdruckes vervielfältigt, der zur Verfügung stand.

EUR 4634 d

TEMPERATURSTABILISIERUNG MIT WÄRMEROHREN BEI WECHSELNDEN WÄRMESTRÖMEN von K.R. SCHLITT

Kommission der Europäischen Gemeinschaften
Gemeinsame Kernforschungsstelle — Forschungsanstalt Ispra (Italien)
Hauptabteilung Werkstoffe — Direkte Konversion
Luxemburg, März 1971 — 78 Seiten — 30 Abbildungen — BF 125,—

Wärmerohre, mit denen wechselnde Wärmeströme übertragen werden, lassen sich zur Stabilisierung ihrer Betriebstemperatur verwenden, wenn sie zum Teil mit Edelgas gefüllt sind. Die experimentell ermittelte Temperaturänderung zwischen 0,5 und 1,0 kW übertragener Leistung beträgt 0,5 % für das untersuchte wassergekühlte Wärmerohr und 2,2 % für die untersuchte strahlungsgekühlte Anordnung. Die Ergebnisse zeigen auch, daß die Temperaturstabilisierung von der Temperaturänderung des Edelgases während des Betriebs stark beeinflusst wird, besonders wenn der Partialdampfdruck des Arbeitsmediums in dieser Zone nicht unwesentlich ist.

EUR 4634 d

TEMPERATURE STABILIZATION IN HEAT EXCHANGE TUBES UNDER ALTERNATING HEAT FLUXES by K.R. SCHLITT

Commission of the European Communities
Joint Nuclear Research Centre — Ispra Establishment (Italy)
Materials Department — Direct Conversion
Luxembourg, March 1971 — 78 Pages — 30 Figures — B.Fr. 125.—

Heat pipes for changing heat fluxes can be used for controlling their temperatures if they are partly filled with rare gas. The experimental results of the change of temperature between heat fluxes of 0.5 and 1.0 KW are 0.5 % for a self-controlled water-cooled heat pipe and 2.2 % for a corresponding radiation-cooled heat pipe. The results also show that the temperature stabilization is strongly influenced by the change of the rare gas temperature during operation, especially when the partial vapor-pressure of the working fluid in this zone takes on a non negligible value.

EUR 4634 d

TEMPERATURE STABILIZATION IN HEAT EXCHANGE TUBES UNDER ALTERNATING HEAT FLUXES by K.R. SCHLITT

Commission of the European Communities
Joint Nuclear Research Centre — Ispra Establishment (Italy)
Materials Department — Direct Conversion
Luxembourg, March 1971 — 78 Pages — 30 Figures — B.Fr. 125.—

Heat pipes for changing heat fluxes can be used for controlling their temperatures if they are partly filled with rare gas. The experimental results of the change of temperature between heat fluxes of 0.5 and 1.0 KW are 0.5 % for a self-controlled water-cooled heat pipe and 2.2 % for a corresponding radiation-cooled heat pipe. The results also show that the temperature stabilization is strongly influenced by the change of the rare gas temperature during operation, especially when the partial vapor-pressure of the working fluid in this zone takes on a non negligible value.

EUR 4634 d

KOMMISSION DER EUROPÄISCHEN GEMEINSCHAFTEN

**TEMPERATURSTABILISIERUNG
MIT WÄRMEROHREN
BEI WECHSELNDEN WÄRMESTRÖMEN**

von

K.R. SCHLITT

1971



**Gemeinsame Kernforschungsstelle
Forschungsanstalt Ispra - Italien**

**Hauptabteilung Werkstoffe
Direkte Konversion**

ZUSAMMENFASSUNG

Wärmerohre, mit denen wechselnde Wärmeströme übertragen werden, lassen sich zur Stabilisierung ihrer Betriebstemperatur verwenden, wenn sie zum Teil mit Edelgas gefüllt sind. Die experimentell ermittelte Temperaturänderung zwischen 0,5 und 1,0 kW übertragener Leistung beträgt 0,5 % für das untersuchte wassergekühlte Wärmerohr und 2,2 % für die untersuchte strahlungsgekühlte Anordnung. Die Ergebnisse zeigen auch, daß die Temperaturstabilisierung von der Temperaturänderung des Edelgases während des Betriebs stark beeinflusst wird, besonders wenn der Partialdampfdruck des Arbeitsmediums in dieser Zone nicht unwesentlich ist.

SCHLAGWORTE

TEMPERATURE
STABILITY
HEAT PIPES
TIME DEPENDENCE
HEAT TRANSFER
RARE GASES
WATER COOLANT
THERMAL RADIATION
COOLING
ALKALI METALS
VAPOR PRESSURE
THERMOSTATS

<u>Inhaltsverzeichnis</u>	<u>Seite</u>
1. EINLEITUNG	5
2. PRINZIP DER TEMPERATURSTABILISIERUNG MIT WÄRME- ROHREN	6
3. MÖGLICHE WÄRMEROHRBAUARTEN ZUR TEMPERATURSTABILISIERUNG	8
3.1 Von aussen geregelte Wärmerohre	8
3.2 Selbstregelnde Wärmerohre	11
4. DAS SELBSTREGELNDE WÄRMEROHR MIT KONSTANTEM VOLUMEN	14
4.1 Beschreibung des Regelmechanismus mit Hilfe der Gesetze für ideale Gase	14
4.2 Überlegungen zur konstruktiven Ausführung	17
4.2.1 Allgemeine Konstruktionsrichtlinien	17
4.2.2 Bauarten mit Wasserkühlung und mit Kühlung durch ein zweites Wärmerohr	20
4.3 Berechnung der Temperaturkennlinie	22
5. VERSUCHE	30
5.1 Versuchsaufbau	30
5.1.1 Die Wärmerohre	30
5.1.1.1 Herstellung und Aufbau	30
5.1.1.2 Einfüllen des Kaliums	35
5.1.1.3 Bestimmung der Steighöhe in den Kapillaren der Heizzone	36
5.1.2 Die Beheizung der Wärmerohre	40
5.1.3 Die Wärmerohrkühlung	43
5.1.4 Die Argonversorgung	45
5.1.5 Die Einrichtung zur Temperaturmessung	45
5.2 Versuchsdurchführung	46
6. VERSUCHSERGEBNISSE	47
6.1 Zusammenstellung der wichtigsten Messergebnisse	47
6.2 Auswertung der Messergebnisse	54

6.2.1	Bedeutung des Verdrängungskörpers für die Temperaturstabilisierung	54
6.2.2	Einfluss verschiedener Argon-Einfüllmengen	54
6.2.3	Vergleich des wassergekühlten Wärmerohrs mit der strahlungsgekühlten Anordnung	55
6.3	Störungen	58
6.3.1	Schwierigkeiten beim Starten des wassergekühlten Wärmerohrs	58
6.3.2	Auftreten von Überhitzungen in der Heizzone des wassergekühlten Wärmerohrs	58
6.3.3	Sauerstoffkorrosion in der strahlungsgekühlten Anordnung	59
7.	VERGLEICH DER VERSUCHSERGEBNISSE MIT DER BERECHNETEN TEMPERATURKENNLINIE	63
8.	ZUSAMMENFASSENDER DARSTELLUNG DER ERGEBNISSE	69

Zeichenerklärung

Literaturnachweis

1. EINLEITUNG *)

Die Anregung zur vorliegenden Arbeit entstand durch ein Problem aus dem Bereich der thermionischen Energiewandlung. Bekanntlich enthalten die als Cäsium-Dioden arbeitenden thermionischen Wandler im Elektrodenspalt zwischen Emitter und Kollektor Cäsiumdampf (siehe z.B. KAYE, WELSCH [1]).

Zur Aufrechterhaltung des geforderten konstanten Cs-Dampfdruckes (etwa 10 Torr) muss die Temperatur des Cs-Reservoirs auf einen konstanten Wert gehalten werden. Bei einigen Cäsium-Graphit-Verbindungen wird der verlangte Dampfdruck bei der üblichen Kollektortemperatur (1000°K) erreicht (DEVIN u.a. [2]), so dass das Reservoir thermisch an den Kollektor angekoppelt werden kann. Damit besteht das Problem, ein Kühlsystem zu finden, das die Temperatur des Kollektors stabilisiert, auch wenn wechselnde Wärmeströme vom Wandler abgeführt werden. Soll der Wandler in einem Kernreaktor eingesetzt werden (Bestrahlungstest, Thermionik-Reaktor), muss ein solcher Regelmechanismus über längere Zeit betriebssicher, unanfällig gegen Kernstrahlung (γ - Heizung) und möglichst automatisch arbeiten. Da wegen des schlechten Wirkungsgrades der thermionischen Energiewandlung (etwa 15%) relativ grosse Wärmemengen als Verlustwärme abgeführt werden, eignet sich zur Kühlung besonders das als Kühlsystem mit hoher Wärmestromdichte bekannte Wärmerohr. In der vorliegenden Arbeit soll deshalb untersucht werden, ob sich Wärmerohre zur Stabilisierung der Arbeitstemperatur verwenden lassen.

Konstruktion, Materialauswahl, Temperatur- und Leistungsbereich der untersuchten Wärmerohre beziehen sich zwar auf den speziellen Anwendungsfall einer Kollektorkühlung. Die gefundenen Ergebnisse lassen sich aber auf alle Wärmeübertragungsprobleme anwenden, bei denen die Temperatur der Wärmequelle bei wechselnden Wärmeströmen konstant bleiben soll und wo sich Wärmerohre einsetzen lassen.

*) Manuskript erhalten am 8. Januar 1971

2. PRINZIP DER TEMPERATURSTABILISIERUNG MIT WÄRMEROHREN

Der prinzipielle Aufbau und die Wirkungsweise eines Wärmerohres wurde bereits mehrfach beschrieben (z.B. [3] bis [5], [25] bis [37]). Es ist ein abgeschlossenes meist rohrförmiges System, in dem die latente Verdampfungswärme eines auf die Arbeitstemperatur abgestimmten flüssigen Wärmeträgers übertragen wird. Das Kondensat fließt unter Ausnutzung seiner Oberflächenspannung in einer auf der inneren Oberfläche angebrachten Kapillarstruktur zur Verdampferzone zurück. Der in der Strömungsrichtung des Dampfes vorliegende Druckabfall bewirkt eine entsprechende Temperaturdifferenz zwischen Verdampfungs- und Kondensationszone (Dampfdruckkurve), die aber so gering ist, dass bei praktischen Anwendungen eine konstante Innen- bzw. Betriebstemperatur über der gesamten Länge der heißen Wärmerohrzone angenommen werden kann.

Ublicherweise bleibt während des Betriebes eines Wärmerohres das Kühlsystem (Wandstärken und Kühlfläche) unverändert, so dass sich eine starke Abhängigkeit zwischen übertragener Wärmemenge und Betriebstemperatur ergibt.

Eine Stabilisierung der Betriebstemperatur lässt sich jedoch dann mit einem Wärmerohr erreichen, wenn sich die Kühlfläche entsprechend der übertragenen Wärmemenge ändert. Bei einer vollkommenen Stabilisierung wäre die übertragene Wärme nur noch der Kühlfläche proportional, während Wärmeübergangszahl und Temperaturdifferenz konstant bleiben.

GROVER [6] entdeckte bei seinen ersten Wärmerohrexperimenten, dass sich im Wärmerohr verbliebene Restmengen von Inertgas während des Betriebes an einem Ende des Wärmerohrs konzentrieren. Die erste praktische Anwendung dieses sogenannten Gaspuffereffekts erfolgte von BOHDANSKY und SCHINS [7]. Sie führten Dampfdruckmessungen mit einem Tantal-Wärmerohr durch, das zusätzlich zu dem Dampf des zu untersuchenden Stoffes mit variablen Argongasmenge gefüllt werden konnte. Auf diese Weise liessen sich in einem

grossen Bereich beliebige Betriebsdrucke einstellen.

Den darauf aufbauenden Vorschlag, ein teilweise mit Gas gefülltes Wärmerohr zur Temperaturstabilisierung zu verwenden, ist wohl zum ersten Male von RANKEN und KEMME [8] gemacht worden.

Die Prinzipskizze eines Wärmerohrs, das ausser mit dem Wärmeträger Kalium mit einer definierten Menge Edelgas (hier Argon) gefüllt ist, zeigt Abbildung 2.1. Das Gas, das vor dem Start des Wärmerohrs im ganzen Innenraum verbreitet war, ist durch die strömende Bewegung des Dampfes in das der Heizzone entferntere Ende verdrängt worden. Im gezeigten Gleichgewichtszustand hat sich die Grenze zwischen Dampf und Gas so eingestellt, dass die im Wärmerohr übertragene Wärmemenge gerade abgeführt werden kann.

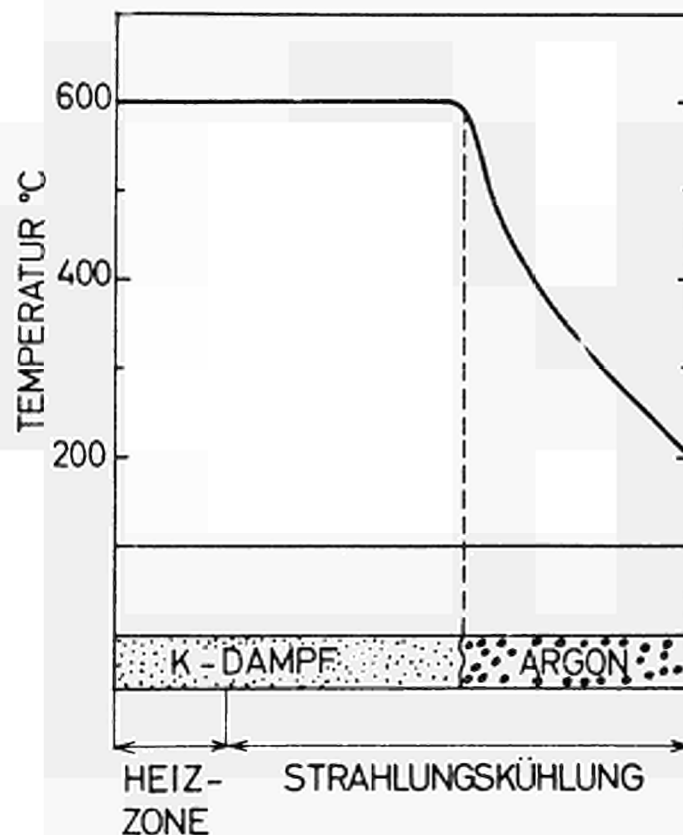


Abb.2.1 : Wärmerohr mit teilweiser Edelgasfüllung

Eine Verschiebung der Dampf-Gas Grenze entspricht einer gleich grossen Änderung der wirksamen Abstrahlfläche. Erfolgt die Verschiebung entsprechend der übertragenen Wärmemenge, so ist die Stabilisierung auf die Arbeitstemperatur erreicht.

3. MÖGLICHE WÄRMEROHRBAUARTEN ZUR TEMPERATURSTABILISIERUNG

Die bisher vorgeschlagenen Anordnungen lassen sich grundsätzlich in von aussen geregelte und selbstregelnde Wärmerohre einteilen. Bei den ersteren wird der Betriebsdruck durch äussere Regelgeräte auf einen konstanten Wert gehalten, so dass eine vollständige Temperaturstabilisierung erreicht werden kann. Bei den selbstregelnden Typen wird zur Verschiebung der Zone entweder das Gas auf ein kleineres Volumen komprimiert oder das Volumen des Wärmerohrs durch Dehnung eines als Federbalg ausgeführten Wärmerohrteils vergrössert. Kompression des Gases und Dehnung des Federkörpers erfolgt durch Erhöhung des Betriebsdruckes, so dass hier wegen der Druckabhängigkeit der Arbeitstemperatur keine vollständige Temperaturstabilisierung erreicht werden kann.

3.1 Von aussen geregelte Wärmerohre

Das Wärmerohr, das von BOHDANSKY und SCHINS [7] zur Dampfdruckmessung eingesetzt wurde, kann als eine von aussen geregelte Anordnung zur automatischen Temperaturreglung verwendet werden, wenn zwischen Wärmerohr und Gasreservoir ein temperatur- oder druckabhängiger Gasmengenregler angebracht wird (Abbildung 3.1). Steigt durch Erhöhung der Wärmezufuhr in der Heizzone der Betriebsdruck und damit die Arbeitstemperatur des Wärmerohrs, fliesst durch den Gasmengenregler so viel Gas in das Reservoir ab, bis sich der anfängliche Druck wieder eingestellt hat. Wird die Wärmezufuhr geringer, strömt eine entsprechende Gasmenge in das Wärmerohr ein.

Nachteilig an dieser Anordnung ist der relativ grosse Platzbedarf des Gasreservoirs mit Gasmengenregler und Steuergerät.

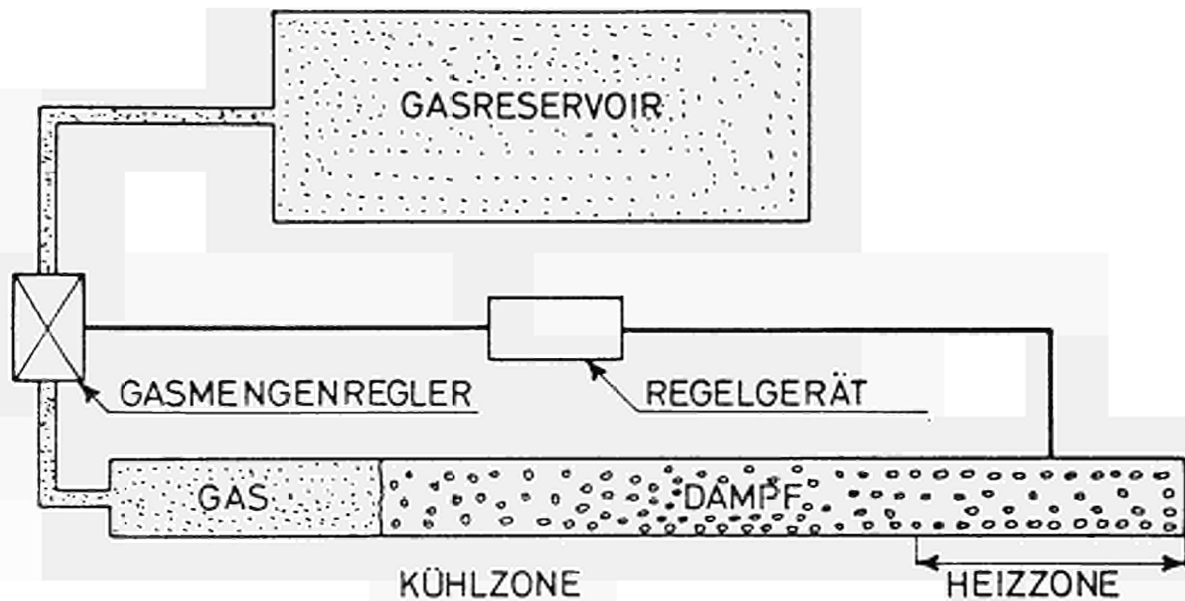


Abb. 3.1 : Von aussen geregeltes Wärmerohr mit konstantem Volumen

Ausserdem besteht die Gefahr, dass das Kondensat des Wärmeträgers die Gasleitung zwischen Reservoir und Wärmerohr verstopft oder das einwandfreie Arbeiten des Reglers verhindert. Schliesslich muss untersucht werden, ob sich ein Regler für diese Aufgabe entwickeln lässt.

Die in Abbildung 3.2 gezeigte Anordnung stellt ebenfalls ein von aussen geregeltes Wärmerohr dar und wurde von WYATT [9] vorgeschlagen. Die Stabilisierung erfolgt hier durch Variation des Wärmerohrvolumens bei konstanter Gasmenge.

Um das Volumen kontinuierlich verändern zu können, besteht der obere Teil des Wärmerohrs aus einem Metallbalg. Über ihn ist ein Regler angeordnet, dessen Stempel, durch einen Servomotor angetrieben, den Balg in die Länge ziehen oder zusammendrücken kann. Zur automatischen Regelung wird in ein geeignetes Regelgerät die Thermospannung des Thermoelements, das die Arbeits-

temperatur des Wärmerohrs misst, als Signalwert eingespeist und dort mit einer Sollwertspannung verglichen. Abweichungen vom Sollwert werden in ein Stellsignal umgewandelt, das den Servomotor erregt. Sind Arbeitstemperatur bzw. Betriebsdruck durch Erhöhung der Heizleistung grösser als der Sollwert, bewegt sich der Stempel nach links (siehe Abb.3.2) und vergrössert damit das Wärmerohrvolumen, bis die ursprünglichen Werte erreicht sind.

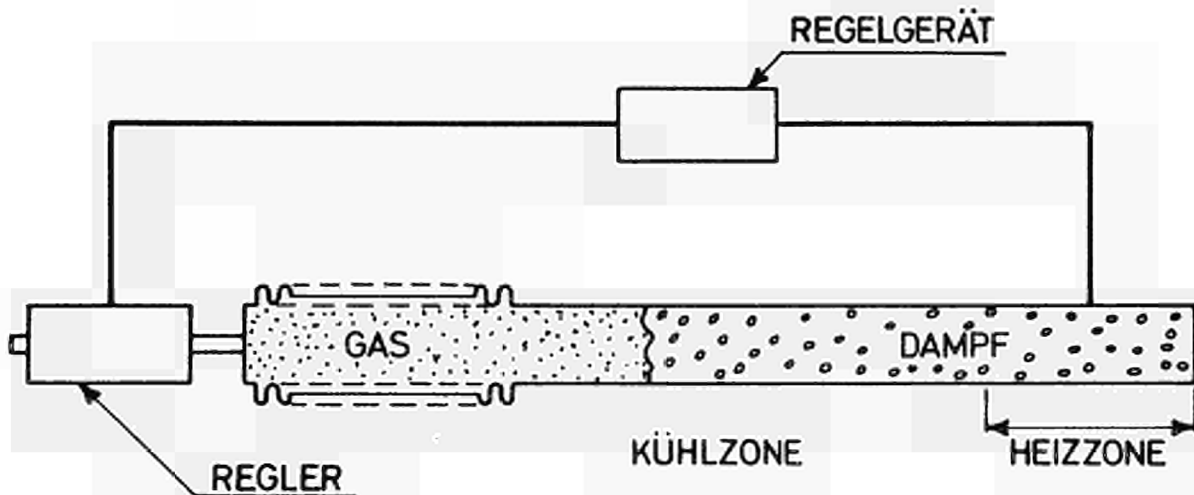


Abb.3.2 : Von aussen geregeltes Wärmerohr mit konstanter Gasmenge nach WYATT [9]

Sinkt die Arbeitstemperatur unter den Sollwert, bewegt sich der Stempel durch Umkehrung der Drehrichtung des Servomotors auf das Wärmerohr zu und verkleinert sein Volumen entsprechend.

Steht ein geeigneter Balg zur Verfügung, ist diese Ausführung der oben beschriebenen Anordnung vorzuziehen, da hier das Wärmerohr allseits abgeschlossen ist. Allerdings ist zu beachten,

dass sich in den engen Rillen des Balges Kondensat in flüssiger oder fester Form festsetzen kann.

3.2 Selbstregelnde Wärmerohre

Die Abbildung 3.3 zeigt schematisch zwei einfache Bauformen selbstregelnder Wärmerohre, deren Untersuchung Gegenstand dieser Arbeit ist. Sie bestehen aus vollkommen abgeschlossenen Rohren, deren Volumina während des Regelvorganges konstant bleiben.

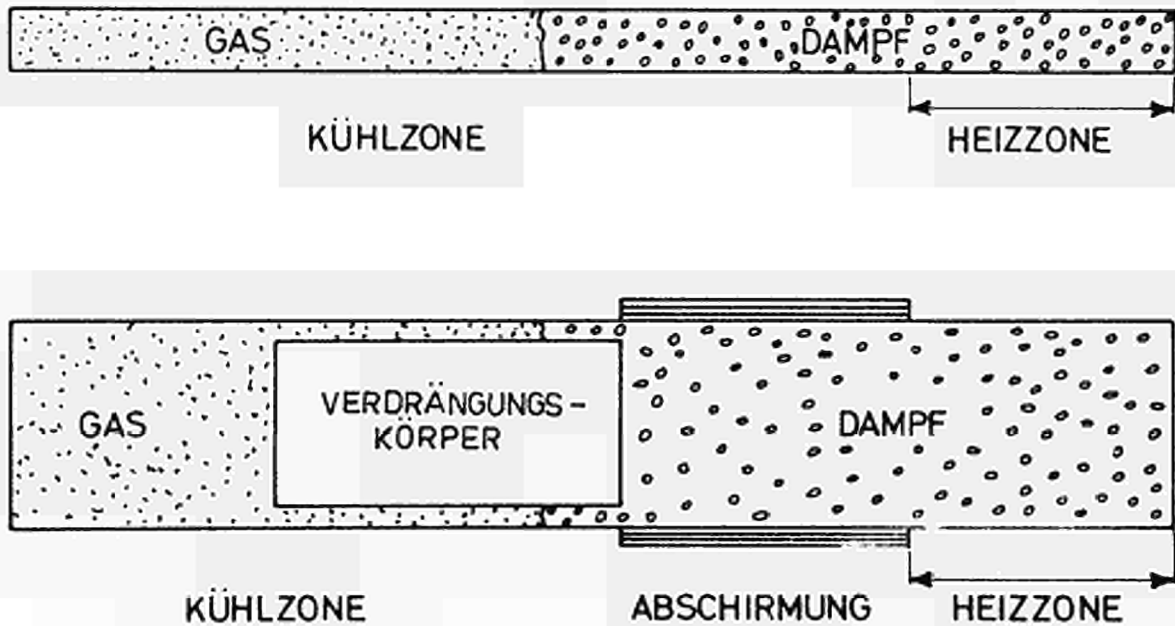


Abb. 3.3 : Selbstregelnde Wärmerohre ohne und mit Verdrängungskörper

Die Gas-Dampf Zone und damit Betriebsdruck und Arbeitstemperatur stellen sich so ein, dass die in der Heizzone zugeführte Wärmeenergie in der Kühlzone abgeführt werden kann. Wird die Heizleistung erhöht, steigen Druck und Temperatur an. Das Gas wird dadurch auf ein kleineres Volumen komprimiert, was zu einer gleichzeitigen Vergrößerung der Kühlfläche führt. Gleichgewicht stellt sich ein, wenn Arbeitstemperatur und Kühlfläche eine der übertragenen Wärmemenge entsprechende Grösse haben.

Zum Funktionieren des Regelmechanismus wird demnach eine Änderung des Dampfdruckes und damit der Arbeitstemperatur vorausgesetzt, so dass mit dieser Anordnung keine vollständige Stabilisierung erreicht werden kann.

Die geschlossene, einfache Bauart ohne bewegliche Teile garantiert allerdings einen zuverlässigen, wartungsfreien und universellen Einsatz, der zeitlich praktisch nur von der Lebensdauer des verwendeten Wärmerohrs begrenzt ist.

Bisher veröffentlichte Arbeiten über experimentelle Untersuchungen beziehen sich denn auch auf diesen Wärmerohrtyp. LEE und Mitarb. [10] und WEAVER und Mitarb. [11] untersuchen beide, ob sich mit selbstregelnden Wärmerohren die Temperatur von Bestrahlungskapseln stabilisieren lässt, die zu Materialuntersuchungen in Kernreaktoren eingesetzt werden. Das Natrium-Wärmerohr von LEE und Mitarb. war mit Argon gefüllt und als Ringrohr ausgeführt. WEAVER und Mitarb. benutzten ebenfalls ein Natrium-Wärmerohr, aber mit Neonfüllung und freiem Querschnitt. Entsprechend dem kleineren wirksamen Querschnitt zeigte das Ringkanal-Wärmerohr eine bessere stabilisierende Wirkung. Störungen traten durch γ -Heizung auf, die das Gas erwärmte und so den Regelmechanismus beeinflusste.

Bei den in Abbildung 3.4 und 3.5 gezeigten selbstregelnden Wärmerohren ändert sich während des Regelvorgangs das Wärmerohrvolumen. Nach dem Vorschlag von WYATT [9] wird das Gas bei Erhöhung des Betriebsdrucks in einen sich vergrößernden Balg verdrängt (Abb. 3.4). Der Betriebsdruck stellt sich jeweils so ein, dass die durch den inneren Druck erzeugte Kraft mit der Federkraft des Balges im Gleichgewicht steht.

Eine ähnliche Wirkung erzielt man, wenn an Stelle des Balges ein spiralförmig aufwickelbares Rohr verwendet wird, wie es FELDMANN und WHITING [12] vorgeschlagen haben (Abb. 3.5).

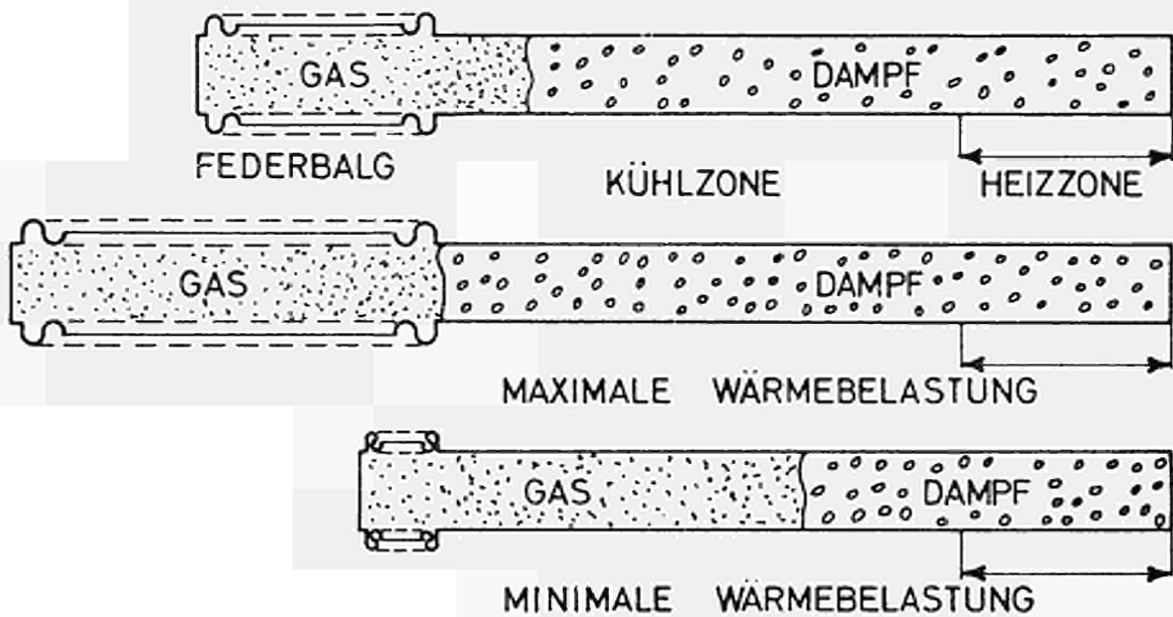


Abb. 3.4 : Selbstregelndes Wärmerohr mit Federbalg nach WYATT [9]

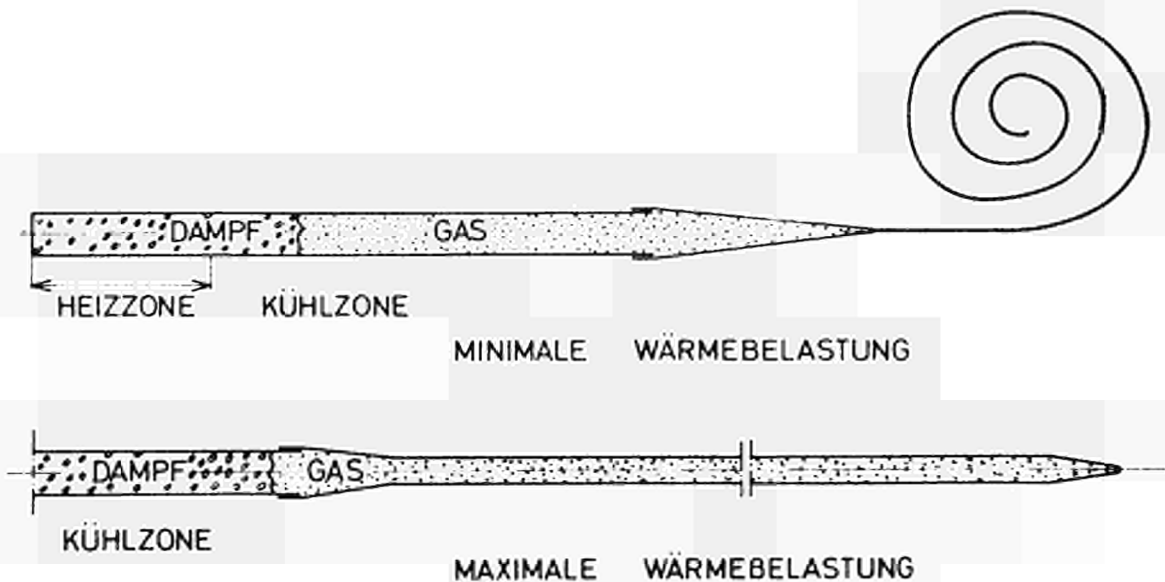


Abb. 3.5 : Selbstregelndes Wärmerohr mit spiralförmig aufwickelbarem Gasvolumen nach FELDMANN und WHITING [12]

In beiden Fällen entspricht die Verschiebung der Grenze zwischen Dampf und Gas dem Federausschlag. Da die auf eine Feder wirkende Kraft im elastischen Bereich dem erzeugten Federausschlag proportional und durch die materialabhängige Federkonstante als Proportionalitätsfaktor verbunden ist, haben Ausführungen mit kleiner Federkonstante, d.h. kleinem Verhältnis von Federkraft und Ausschlag, die beste Regelgüte. In praktischen Fällen muss die Federkonstante so gross gewählt werden, dass die Feder die Differenz zwischen Betriebs- und Umgebungsdruck des Wärmerohrs aufnehmen kann.

Wärmerohre mit Betriebsdrücken nahe dem Aussendruck werden daher eine gute Regelgenauigkeit aufweisen, während beim Wärmerohrbetrieb unter Vakuum die Anwendung dieser Regelung wenig sinnvoll erscheint.

Der Regelbereich wird bei beiden Anordnungen durch den elastischen Bereich der Feder, d.h. durch ihre Konstruktion und Materialwahl bestimmt. Für die Federbalgausführung sind für verschiedene Wärmeträger geeignete Federstähle vorhanden, während über Materialien für die Spiralfederausführung bisher noch keine Angaben gemacht wurden.

4. DAS SELBSTREGELNDE WÄRMEROHR MIT KONSTANTEM VOLUMEN

4.1 Beschreibung des Regelmechanismus mit Hilfe der Gesetze für ideale Gase

Betrieibt man ein Wärmerohr, das ausser mit dem Wärmeträger mit einem Edelgas gefüllt ist, so wird das Gas durch die entstehende Dampfströmung in das der Heizzone entferntere Wärmerohrende verdrängt und dort gehalten. Während der Dampfraum vollkommen gasfrei ist, richtet sich der Dampfgehalt im Gasraum nach dem Sättigungsdampfdruck, der der Temperatur des Gases entspricht. Da im Gasraum keine Wärme durch Kondensation

übertragen wird, ist er gegenüber dem heissen Dampfraum relativ kalt.

Zwischen den beiden Bereichen bildet sich gewöhnlich eine Mischzone aus, in der die Konzentration des Gases von ihrem Höchstwert im Gasraum auf Null im Dampfraum absinkt.

In den folgenden Überlegungen wird die vereinfachende Modellvorstellung zu Grunde gelegt, bei der die Grenze zwischen Gas und Dampf als eine senkrecht zur Kühlfläche (Rohrwand) stehende Ebene angenommen wird.

Ist der Partialdruck des Dampfes im Gasraum zu vernachlässigen (dies ist bei tiefen Gastemperaturen der Fall), so kann vollkommene Trennung der beiden Komponenten angenommen werden. Der Dampfdruck p_D ist dann gleich dem Gasdruck p_G bzw. gleich dem Innendruck des Wärmerohrs (Abb. 4.1). Der Fall, wo der Partialdruck des Wärmeträgers im Gasraum zu berücksichtigen ist und den Regelmechanismus beeinflusst, wird in Kapitel 4.3 behandelt.

Wird der Wärmestrom \dot{Q} um $d\dot{Q}$ erhöht, komprimiert der steigende Dampfdruck das Gas auf ein kleineres Volumen V_G bei gleichzeitiger Vergrößerung der Kühlfläche. Gleichgewicht stellt sich ein, wenn der Wärmestrom $\dot{Q} + d\dot{Q}$ über die grössere Kühlfläche gerade abgeführt werden kann. Temperatur und Volumen des Gases haben sich dann um dT_G bzw. dV_G geändert.

Die notwendige Druckänderung ist nach dem Idealgesetz:

$$dp/p = dT_G/T_G - dV_G/V_G \quad (4.1)$$

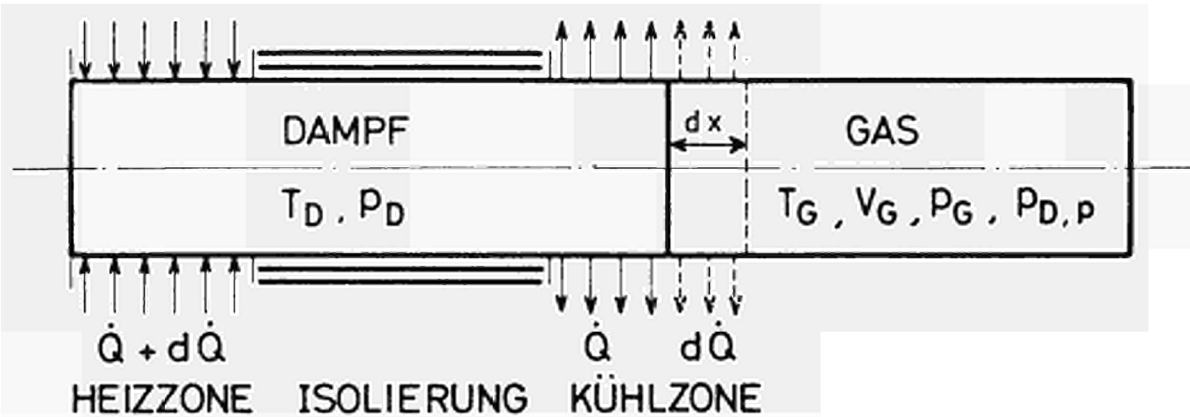


Abb. 4.1 : Zur Erklärung des Regelmechanismus

Setzt man die zu stabilisierende Betriebstemperatur gleich der Dampftemperatur T_D , so erhält man die dieser Druckänderung (Gl. 4.1) entsprechende Änderung der Betriebstemperatur durch die bekannte CLAUSIUS CLAPEYRONISCHE Gleichung.

$$\frac{dT_D}{T_D} = \frac{RT_D}{L} \cdot \frac{dp}{p} \quad (4.2)$$

Durch Einsetzen von Gl. 4.1 in Gl. 4.2 bekommt man eine Beziehung zwischen der relativen Änderung der Betriebstemperatur und der Änderung von Temperatur und Volumen des Gases.

$$\frac{dT_D}{T_D} = \frac{RT_D}{L} \left(\frac{dT_G}{T_G} - \frac{dV_G}{V_G} \right) \quad (4.3)$$

Wegen der geforderten Temperaturstabilisierung muss bei wechselnden Wärmeströmen die Änderung von T_D möglichst klein bleiben.

$$dT_D/T_D \ll d\dot{Q}/\dot{Q} \quad (4.4)$$

Diese Bedingung wird nach Gl.4.3 erfüllt, wenn sich Temperatur und Volumen des Gases relativ wenig ändern.

Gemäss dieser Forderung lassen sich einige Konstruktionsrichtlinien aufstellen, die im folgenden Kapitel beschrieben werden.

4.2 Überlegungen zur konstruktiven Ausführung

4.2.1 Allgemeine Konstruktionsrichtlinien

Alle zu treffenden konstruktiven Massnahmen sollen dazu dienen, dass die zur Verschiebung der Gas-Dampfzone notwendige Druckerhöhung gering bleibt, die dabei gewonnene Kühlfläche möglichst gross wird und eine hohe Wärmestromdichte zulässt.

Nach den in Kapitel 4.1 ausgearbeiteten Bedingungen sind folgende Richtlinien zu beachten.

Gasvolumen

Die Bedingung "kleine relative Änderung des Gasvolumens dV_G/V_G " bedeutet "grosser Wert für V_G ", so dass Anordnungen mit möglichst grossem Gasvolumen anzustreben sind.

Kühlsystem

Für die Änderung des Gasvolumens dV_G gilt nach Abbildung 4.1

$$dV_G = F_{WR} \cdot dx \quad (4.5)$$

Ausserdem gilt:

$$d\dot{Q} = \dot{q} \cdot U \cdot dx \quad (4.6)$$

Aus 4.5 und 4.6 erhält man:

$$dV_G/d\dot{Q} = F_{WR}/\dot{q} U \quad (4.7)$$

Die Bedingung "kleine Gasvolumenänderung dV_G " (Gl.4.3), aber grosser Wert für $d\dot{Q}$ (Gl.4.4) bedeutet "kleiner Wert für $F_{WR}/\dot{q}\cdot U$ " (Gl.4.7).

Dies führt zu Kühlsystemen mit grossen Wärmestromdichten, wie z.B. Wasserkühlung oder Kühlung durch ein zweites Wärmerohr.

Wärmerohrquerschnitt und -durchmesser

Nach Gleichung 4.7 müssen Anordnungen gewählt werden, bei denen das Verhältnis von Querschnitt zu Umfang des Wärmerohrs klein ist. Bei freien Wärmerohrquerschnitten ist dieses Verhältnis dem Rohrdurchmesser direkt proportional, so dass Wärmerohre mit kleinem Durchmesser zu bevorzugen sind.

Bessere Werte für dieses Verhältnis erhält man, wenn man den freien Querschnitt im Bereich der Kühlzone durch einen Verdrängungskörper verkleinert (siehe Abb.3.3).

Durch die Möglichkeit verschieden grosse Verdrängungskörper einzusetzen, lassen sich in diesem Fall auch Wärmerohre mit grossen Durchmessern verwenden. Die Abmessungen des Verdrängungskörpers sind jedesmal so zu wählen, dass der Strömungsmechanismus von Dampf und Flüssigkeit im verbleibenden engen Ringspalt nicht gestört wird. Der Verdrängungskörper selbst wird vorzugsweise als dünnwandiges, allseits abgeschlossenes Gefäss ausgebildet, um Gewicht einzusparen und die den Regelmechanismus störende Wärmekapazität des Verdrängungskörpers zu vermindern.

Stabilisierung der Gastemperatur

Als weitere Forderung nach Gl.4.3 muss die relative Änderung der Gastemperatur dT_G/T_G klein bleiben.

Die Temperatur des Gases wird zunächst von der heissen Zone des Wärmerohrs durch axiale Wärmeleitung in der Gasraumwand und durch die Erwärmung des Gases über die Mischzone bestimmt. Bei Verwendung eines Verdrängungskörpers ist die Berührungszone des Gases mit dem heissen Dampf auf die enge Ringspaltfläche

begrenzt, so dass die Gastemperatur praktisch durch die Temperatur der Gasraumwand bestimmt sein dürfte.

Ausser durch Wärmeleitung von der heissen Wärmerohrzone her, kann diese beispielsweise durch γ - Heizung beeinflusst werden, die auftritt, wenn das Wärmerohr im Strahlungsfeld eines Kernreaktors eingesetzt wird. Die Heizleistung richtet sich nach der Reaktorleistung. Ihr Maximalwert beträgt vielfach etwa 1 Watt pro Gramm ausgesetztes Material, in Einzelfällen auch mehr.

Die Stabilisierung der Wandtemperatur kann durch zusätzliche Beheizung der Wand mit Kontrolle durch ein Thermoelement erfolgen. Als praktischere Lösung ist von BIENERT [13] vorgeschlagen worden, das Gasreservoir im Dampfraum anzuordnen und es gleichzeitig als Verdrängungskörper auszubilden (siehe Abb. 4.2).

Allerdings besteht hier die Gefahr, dass Dampf in den Gasraum hineindiffundiert und nicht mehr in den Dampfraum zurückkehrt, was zum Austrocknen der Heizzone führen kann.

In der vorliegenden Arbeit wird untersucht, ob die Gasraumtemperatur durch thermische Ankopplung an ein zweites Wärmerohr stabilisiert werden kann (siehe Kapitel 4.2.2 und 6.).



Abb. 4.2 : Gasraumanordnung nach BIENERT [13]

4.2.2 Bauarten mit Wasserkühlung und mit Kühlung durch ein zweites Wärmerohr

Zur ersten qualitativen Erfassung der temperaturstabilisierenden Wirkung wird im experimentellen Teil zunächst eine wassergekühlte Version untersucht, deren prinzipieller Aufbau in Abbildung 4.3 dargestellt ist.

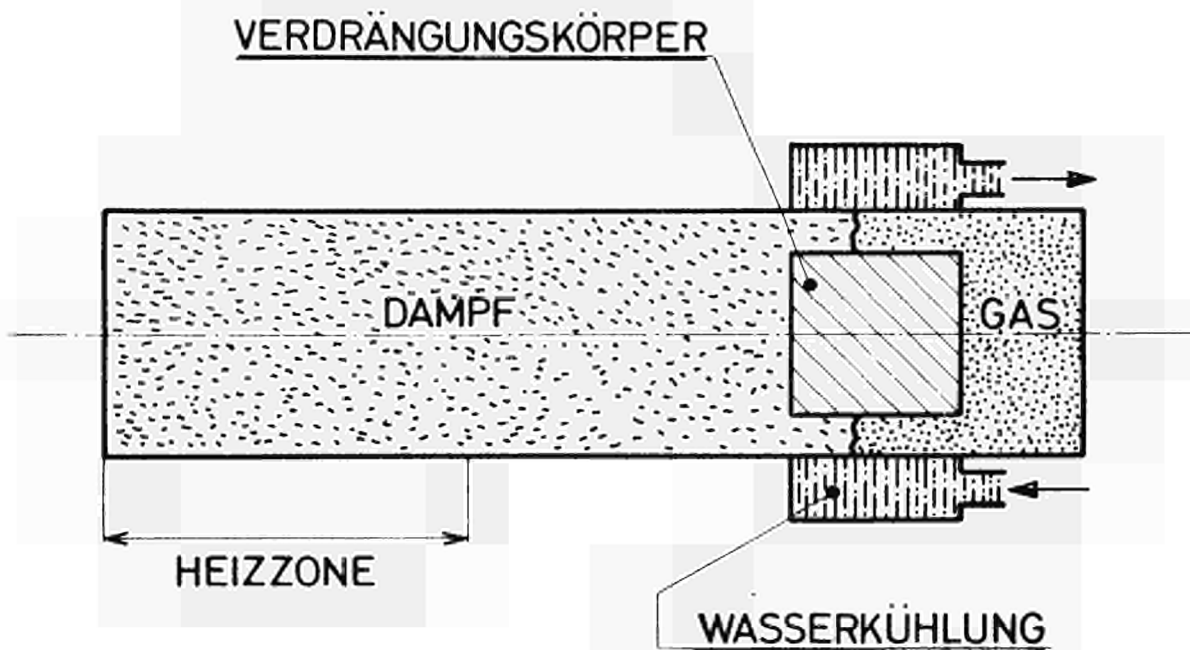


Abb. 4.3 : Temperaturstabilisierendes Wärmerohr mit Wasserkühlung

Der der Heizzone zugeführte Wärmestrom wird in der Kühlzone an das im Ringkanal umlaufende Wasser abgeführt.

Dieses Kühlsystem garantiert für Betriebstemperaturen von etwa 1000°K die zur Temperaturstabilisierung notwendige hohe Wärmestromdichte in der Kühlzone.

Für manche Anwendungen, wie etwa zur temperaturstabilisierenden Kühlung eines thermionischen Wandlers, ist der Einsatz dieser Anordnung besonders aus drei Gründen schwierig.

Startproblem

Wird das Wärmerohr mit Wärmeträgern betrieben, deren Schmelzpunkte

Über der Raumtemperatur liegen (Alkalimetalle), können sich Schwierigkeiten beim Starten des Wärmerohrs dadurch ergeben, dass in der Kühlzone Dampf in fester Form auskondensiert, was zum Austrocknen der Heizzone führt.

Sicherheitsproblem

Werden Alkalimetalle als Wärmeträger verwendet, besteht bei einem Wärmerohrleck die Gefahr einer Metall-Wasser-Reaktion.

γ -Heizung

Die Aufheizung der Gasraumwand durch γ - Heizung führt zur Änderung der Gastemperatur und damit zur Beeinträchtigung der Temperaturstabilisierung.

Diese Schwierigkeiten treten nicht auf, wenn das Wärmerohr statt mit Wasser durch ein zweites Wärmerohr gekühlt wird.

Diese Anordnung, die ebenfalls im experimentellen Teil der Arbeit untersucht wird, ist schematisch in Abbildung 4.4 aufgezeichnet.

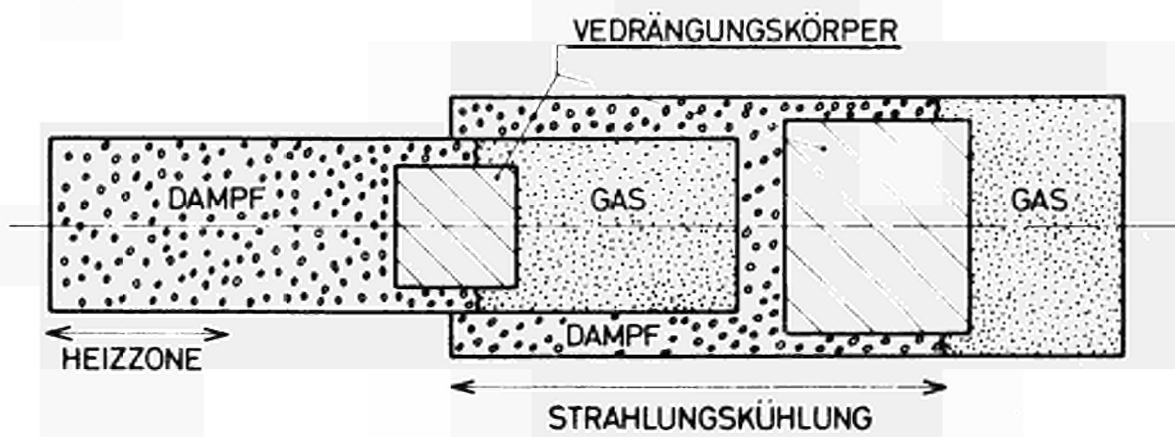


Abb. 4.4 : Temperaturstabilisierendes Wärmerohr mit Kühlung durch ein Radiator-Wärmerohr

Der der Heizzone zugeführte Wärmestrom wird hier über die gemeinsame Rohrwand an das zweite Wärmerohr übertragen und dort von der als Radiator ausgebildeten Oberfläche an die Umgebung abgestrahlt.

Wird das Radiator-Wärmerohr ebenfalls mit teilweiser Edelgasfüllung und Verdrängungskörper als temperaturstabilisiertes Wärmerohr ausgeführt, so erhält man die gewünschte Stabilisierung der Gastemperatur. Auch die γ -Heizung, die in der Gasraumwand auftritt, wird auf diese Weise durch das Radiator-Wärmerohr ausgeglichen, ohne dass sich dessen Temperatur wesentlich ändert.

Diese Anordnung stellt damit einen Wärmerohr-Radiator dar, der vollkommen automatisch, wartungsfrei und ohne Zusatzgeräte bei wechselnden Wärmeströmen seine Arbeitstemperatur stabilisiert.

4.3 Berechnung der Temperaturkennlinie

Im Folgenden wird die Temperaturkennlinie $\dot{Q} = f(T_{DI})$ für das Beispiel des temperaturstabilisierenden Wärmerohr-Radiators abgeleitet.

Nach Abbildung 4.5 wird der in der Heizzone des Wärmerohrs I zugeführte Wärmestrom \dot{Q} im Bereich des Verdrängungskörpers I an das Radiator-Wärmerohr II übertragen.

Zur Beschreibung des Wärmeübergangs in dieser Zone wird folgende Modellvorstellung zu Grunde gelegt:

- a) Die Temperaturen der isothermen Zonen werden den entsprechenden Dampftemperaturen gleichgesetzt.
- b) Die Grenze zwischen Gas- und Dampfraum wird als Ebene angenommen. Im Bereich der Gasräume wird keine Wärme durch Kondensation übertragen.
- c) Fälle, bei denen die Grenze Gas-Dampf unter der Ansatzstelle der beiden Wärmerohre liegt, werden nicht betrachtet.

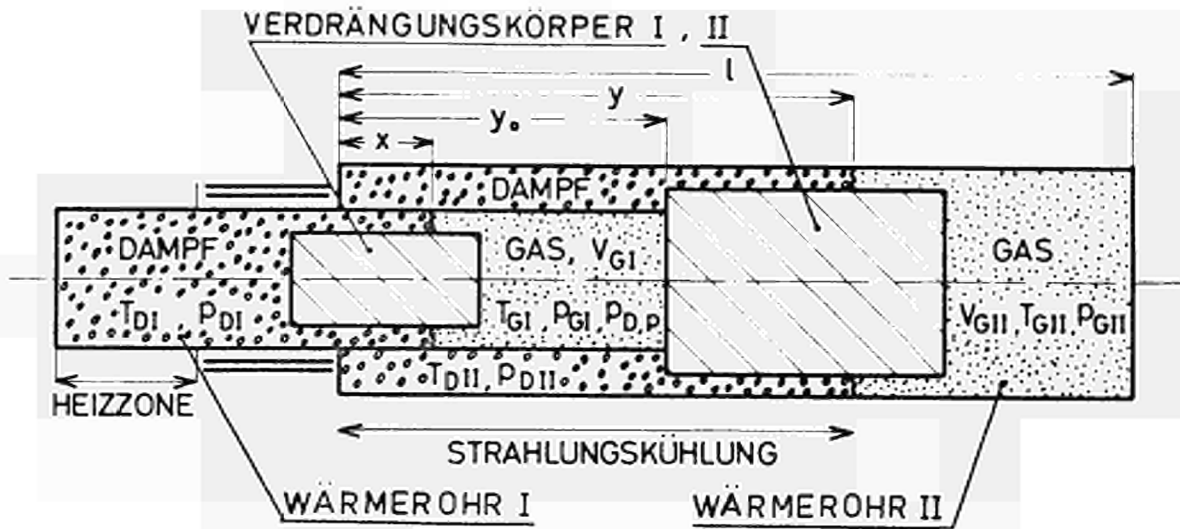
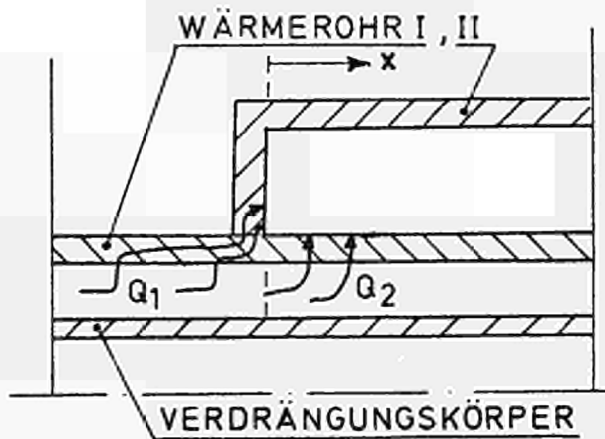


Abb. 4.5 : Zur Berechnung der Temperaturkennlinie

- d) Der Gesamtwärmestrom \dot{Q} teilt sich gemäss folgender Skizze im Bereich des Verdrängungskörpers I in die Teilströme \dot{Q}_1 und \dot{Q}_2 auf.



Teilstrom \dot{Q}_2 kennzeichnet den Wärmestrom, der durch die gemeinsame Rohrwand von der Länge x an Wärmerohr II übertragen wird. (Für $x = 0$ gilt $\dot{Q}_2 = 0$).

Teilstrom \dot{Q}_1 kennzeichnet den Restwärmestrom, der zunächst hauptsächlich in axialer Richtung in der Wand des Wärmerohrs I und schliesslich über

die Ansatzstellen der beiden Wärmerohre fliesst. Teilstrom \dot{Q}_1 ist nach c) für diese Rechnung gleichzeitig der minimale Wärmestrom.

e) Die thermische Ankoppelung der beiden Wärmerohre ist so gut, dass $T_{GI} = T_{DII}$ gilt. Um diese Bedingung zu erfüllen, muss Wärmerohr II so ausgelegt sein, dass die Grenze Dampf-Gas auch bei minimalem Wärmestrom (\dot{Q}_1) im Bereich des Verdrängungskörpers II liegt.

Da sowohl die Temperatur T_{DI} als auch T_{DII} stabilisiert sind, ist es sinnvoll, statt den temperaturabhängigen Materialkonstanten Mittelwerte zu verwenden.

Nach diesen Voraussetzungen ist der Leitwert k_1 der Wärmerohrwand im Bereich der Ansatzstelle der beiden Wärmerohre konstant und der Wärmestrom \dot{Q}_1 nur noch der Temperaturdifferenz von T_{DI} und T_{DII} proportional.

$$\dot{Q}_1 = k_1 \cdot (T_{DI} - T_{DII}) \quad (4.3.1)$$

Der Absolutwert des Leitwertes k_1 richtet sich nach den Abmessungen und Materialeigenschaften einer gegebenen Konstruktion. Seine exakte Bestimmung ist meist recht schwierig. Eine erste, in vielen Fällen ausreichende Abschätzung gelingt, wenn man die komplizierte Geometrie dieses Übergangsbereiches durch ein mittleres Flächenstück F_m mit einer mittleren Dicke d_m und einer mittleren Wärmeleitzahl λ_{m1} ersetzt.

Für k_1 gilt dann:

$$k_1 = \lambda_{m1} \cdot F_m / d_m$$

Der Wärmestrom \dot{Q}_2 ist ausser der Temperaturdifferenz noch der veränderlichen Kühlfläche proportional, so dass man schreiben kann:

$$\dot{Q}_2 = k_2 \cdot x \cdot (T_{DI} - T_{DII}) \quad (4.3.2)$$

k_2 hat die Dimension einer Wärmeleitzahl und lässt sich aus Wärmeleitzahl und Dicke der Wand und dem mittleren Rohrumfang U bestimmen.

$$k_2 = \lambda_{m2} \cdot U_I / d_I$$

Mit Gl.4.3.1 und Gl.4.3.2 erhält man für den Gesamtwärmestrom

$$\dot{Q} = \dot{Q}_1 + \dot{Q}_2 = (k_1 + k_2 x)(T_{DI} - T_{DII}) \quad (4.3.3)$$

Die Kühlflächenlänge x lässt sich durch den Ringspaltquerschnitt F_{RSI} und der Differenz der Gasvolumina $V_{GI(x=0)}$ für $x = 0$ und V_{GI} an der Stelle x ausdrücken.

$$x = (V_{GI(x=0)} - V_{GI}) / F_{RSI} \quad (4.3.4)$$

Mit Hilfe des Idealgas-Gesetzes lässt sich für V_{GI} schreiben:

$$V_{GI} = n_I T_{DII} R / p_{GI}$$

wobei n_I die Zahl der eingefüllten Gasmole bedeutet.

Ist die Gastemperatur im Wärmerohr I so hoch, dass der Partialdruck des Dampfes $p_{DI,p}$ in dieser Zone berücksichtigt werden muss, gilt für V_{GI} mit

$$p_{GI} = p_{DI} - p_{DI,p}$$

$$V_{GI} = n_I T_{DII} R / (p_{DI} - p_{DI,p}) \quad (4.3.5)$$

Aus Gl.4.3.3, Gl.4.3.4 und Gl.4.3.5 erhält man den Gesamtwärmestrom \dot{Q} :

$$\dot{Q} = k_1 + (k_2 / F_{RSI}) \left[V_{GI(x=0)} - n_I T_{DII} R / (p_{DI} - p_{DI,p}) \right] (T_{DI} - T_{DII}) \quad (4.3.6)$$

Da die Sättigungsdrücke p_{DI} und $p_{DI,p}$ über die bekannte Gleichung der Dampfdruckkurve mit T_{DI} und T_{DII} verbunden sind,

$$\log p = a - b/T$$

hängt der Wärmestrom \dot{Q} ausser von Materialkonstanten und von Werten, die durch die Konstruktion festgelegt sind, nur noch von den Wärmerohrtemperaturen T_{DI} und T_{DII} ab, mit der anfangs eingefüllten Gasmenge n_I als Parameter.

Die von dem Wärmerohr II abgestrahlte Wärmeleistung ist durch das KIRCHHOFF'sche Strahlungsgesetz gegeben:

$$\dot{Q} = \epsilon \cdot \phi \cdot F \cdot T^4 \quad (4.3.7)$$

Es ist sinnvoll, die abstrahlende Fläche in die isotherme Zone und die Zone des Gasraums aufzuteilen. Wird das Wärmerohr dünnwandig ausgeführt, ist wegen der kleinen Wärmestromdichte bei Strahlungskühlung der Temperaturabfall in der Wand, und damit auch der Fehler, gering, der nach Voraussetzung durch Gleichsetzen der Oberflächentemperatur mit der Dampf- bzw. Gastemperatur gemacht wird.

Mit den Längenbezeichnungen aus Abbildung 4.5 gilt somit für die Abstrahlleistung:

$$Q = \epsilon \cdot \phi \cdot U_{II} \left[(T_{DII}^4 - T_{GII}^4) y + T_{GII}^4 \cdot 1 \right] \quad (4.3.8)$$

Die Abstrahlleistung des Wärmerohrdeckels in axialer Richtung wird wegen ihrer geringen Grösse vernachlässigt.

Der Mindestwärmestrom, der vorhanden sein muss, um die Grenze Dampf-Gas auf die Höhe y_0 zu bringen, errechnet sich aus Gl.4.3.8, wenn man y durch y_0 ersetzt.

Für die Kühlflächenlänge y gilt entsprechend Gl.4.3.4 :

$$y = (V_{GII}(y=0) - V_{GII}) / F_{RSII} \quad (4.3.9)$$

Nimmt man an, dass die Gastemperatur im Wärmerohr II so niedrig liegt, dass der Partialdruck des Dampfes zu vernachlässigen ist, erhält man mit Gl. 4.3.5 für V_{GII}

$$V_{GII} = n_{II} \cdot T_{GII} \cdot R / P_{DII} \quad (4.3.10)$$

und für den Gesamtwärmestrom \dot{Q}

$$\dot{Q} = \epsilon \cdot \phi \cdot U_{II} \left[\frac{T_{DII}^4 - T_{GII}^4}{F_{RSII}} \left(V_{GII}(y=0) - \frac{n_{II} T_{GII} R}{P_{DII}} \right) + T_{GII}^4 \cdot 1 \right] \quad (4.3.11)$$

Die Gastemperatur T_{GII} ist weiterhin von Umgebungseinflüssen abhängig und muss von Fall zu Fall abgeschätzt werden. Eine Änderung von T_{GII} während des Betriebes oder eine ungenaue Abschätzung ihrer Grösse hat allerdings einen weit geringeren Einfluss auf die Temperaturkennlinie als etwa die Änderung der Gastemperatur T_{GI} , wie folgende überschlägliche Rechnung zeigt.

Der Einfachheit halber möge der Fall vorliegen, bei dem in beiden Wärmerohren die Partialdrucke des Dampfes in den Gasräumen zu vernachlässigen sind. Dann ist auch in Wärmerohr I der Gesamtdruck p_{DI} gleich dem Gasdruck p_{GI} und es gilt für die Änderung von T_{DI} Gl. 4.3 (Seite 16):

$$dT_{DI} / T_{DI} = R T_{DI} / L (dT_{GI} / T_{GI} + dV_{GI} / V_{GI}) \quad (4.3.12)$$

Diese Gleichung lässt sich auch auf Wärmerohr II anwenden

$$dT_{DII} / T_{DII} = R T_{DII} / L (dT_{GII} / T_{GII} + dV_{GII} / V_{GII})$$

Mit der Bedingung $T_{GI} = T_{DII}$ ergeben beide Gleichungen zusammengefasst:

$$dT_{DI}/T_{DI} = RT_{DI}/L \left[RT_{DII}/L (dT_{GII}/T_{GII} - dv_{GII}/v_{GII}) - dv_{GI}/v_{GI} \right] \quad (4.3.13)$$

Durch geeignete konstruktive Massnahmen lässt sich erreichen, dass $dv_{GI}/v_{GI} \ll 1$ und $dv_{GII}/v_{GII} \ll 1$ gilt und beide Ausdrücke zu vernachlässigen sind.

Dann gibt Gl.4.3.12 den Einfluss der Gastemperaturänderung von T_{GI} auf T_{DI} und Gl.4.3.13 den Einfluss der Gastemperaturänderung von T_{GII} auf T_{DI} an.

$$(dT_{DI}/T_{DI})_{T_{GI}} = RT_{DI}/L \cdot dT_{GI}/T_{GI}$$

$$(dT_{DI}/T_{DI})_{T_{GII}} = R^2 T_{DI} T_{DII} / L^2 dT_{GII}/T_{GII}$$

Der Index T_{GI} bzw. T_{GII} bedeutet, dass die Änderung der Betriebstemperatur T_{DI} durch Änderung von T_{GI} bzw. T_{GII} hervorgerufen wird.

Für den Fall $dT_{GI}/T_{GI} = dT_{GII}/T_{GII}$ gilt:

$$(dT_{DI}/T_{DI})_{T_{GI}} = (dT_{DI}/T_{DI})_{T_{GII}} \cdot L/RT_{DII}$$

d.h. die Änderung von T_{DI} hervorgerufen durch eine T_{GI} - Änderung, ist um den Faktor L/RT_{DII} grösser, als wenn sie von der gleichen T_{GII} - Änderung hervorgerufen wäre.

Zwischen Verdampfungswärme L und Gaskonstante R gilt die Näherungsbeziehung nach PICTET-TROUTON

$$L \approx 10 RT_b$$

T_b - Siedetemperatur des Metalls

Damit erhält man die Abhängigkeit

$$\left(\frac{dT_{DI}}{T_{DI}} \right)_{T_{GI}} \approx 10 \frac{T_b}{T_{DII}} \left(\frac{dT_{DI}}{T_{DI}} \right)_{T_{GII}}$$

Betreibt man das Radiatorwärmerohr bei Siedetemperatur ($T_{DII} = T_b$), so ist die durch die T_{GI} - Änderung hervorgerufene T_{DI} - Änderung um den Faktor 10 grösser als die durch eine gleich grosse T_{GII} - Änderung hervorgerufene. Üblicherweise wird man jedoch Wärmerohr I so auslegen, dass $T_{DI} = T_b$ gilt.

In diesem Fall wird sowohl das Verhältnis T_b/T_{DII} als auch das Verhältnis zwischen $(dT_{DI}/T_{DI})_{T_{GI}}$ und $(dT_{DI}/T_{DI})_{T_{GII}}$ noch grösser.

Es ist leicht einzusehen, dass dieses Verhältnis weiter grösser wird, wenn der Partialdruck des Dampfes $p_{DI,p} = f(T_{DII})$ berücksichtigt werden muss, da dessen Änderung einer Änderung des Gesamtdruckes und damit auch eine Änderung der Betriebstemperatur entspricht.

Mit den Gleichungen 4.3.6 und 4.3.11 und der Gleichung für die Dampfdruckkurve ist die Temperaturkennlinie $\dot{Q} = f(T_{DI})$ für vollkommen abgeschlossene Wärmerohre bestimmt. Die Molvolumen der eingefüllten Hilfsgase, Materialkonstanten und die Abmessungen der Anordnung treten dabei als Parameter auf.

Bei Versuchsanordnungen stehen im allgemeinen die Gasräume der Wärmerohre mit der jeweiligen Gasleitung und dem anschliessenden Ventilraum in Verbindung. Die darin eingeschlossene Gasmenge bleibt auch während des Wärmerohrbetriebs unter Umgebungstemperatur T_o .

Bei Berücksichtigung dieser Volumina $V_{V,I}$ und $V_{V,II}$ nehmen die Gleichungen 4.3.6 und 4.3.11 folgende Formen an:

$$\dot{Q} = \left\{ k_1 + \frac{k_2}{F_{RSI}} \left[V_{GI(x=0)} - \frac{T_{DII}}{p_{DI} - p_{DI,p}} (n_{IR} - \frac{p_{DI} \cdot V_{V,I}}{T_o}) \right] \right\} (T_{DI} - T_{DII}) \quad (4.3.14)$$

$$\dot{Q} = \epsilon \cdot \phi \cdot U_{II} \left\{ \frac{T_{DII}^4 - T_{GII}^4}{F_{RSII}} \left[V_{GII}(y=0) - T_{GII} \left(\frac{n_{II} R}{P_{DII}} - \frac{V_{V,II}}{T_o} \right) \right] + T_{GII}^4 \cdot 1 \right\} \quad (4.3.15)$$

5. VERSUCHE

5.1 Versuchsaufbau

Der Versuchsaufbau zur Untersuchung der Temperaturstabilisierung mit einem wassergekühlten und einem strahlungsgekühlten Wärmerohr besteht im wesentlichen aus folgenden Einrichtungen: Die Wärmerohre selbst (Kapitel 5.1.1), die Wärmerohrheizung (Kapitel 5.1.2), die Wärmerohrkühlung (Kapitel 5.1.3), die Edelgasversorgung (Kapitel 5.1.4) und die Einrichtung zur Temperaturmessung (Kapitel 5.1.5).

5.1.1 Die Wärmerohre

5.1.1.1 Herstellung und Aufbau der Wärmerohre

Entsprechend der speziellen Aufgabe als Kollektorkühlung für einen thermionischen Wandler sind die Wärmerohre, die im Versuch verwendet werden, für eine Betriebstemperatur von etwa 900°K bis 1000°K ausgelegt. Als Wandmaterial wird die Niobium-Zirkonium Legierung Nb-1Zr und als Wärmeträger Kalium gewählt. Beide Stoffe sind im genannten Temperaturbereich gut verträglich.

Ausserdem wird Nb-1Zr von Kalium gut benetzt. Als Kapillarstruktur dienen Längsrillen, die auf den Innenseiten der Rohrwände eingezogen worden sind. Auf den Aussenseiten werden sie eingefräst. Die Abmessungen der Wärmerohre und der Kapillarstruktur werden in Tabelle 5.1 angegeben. Die verschiedenen Schritte bei der Herstellung der Wärmerohre sind in Abbildung 5.1 zusammengefasst.

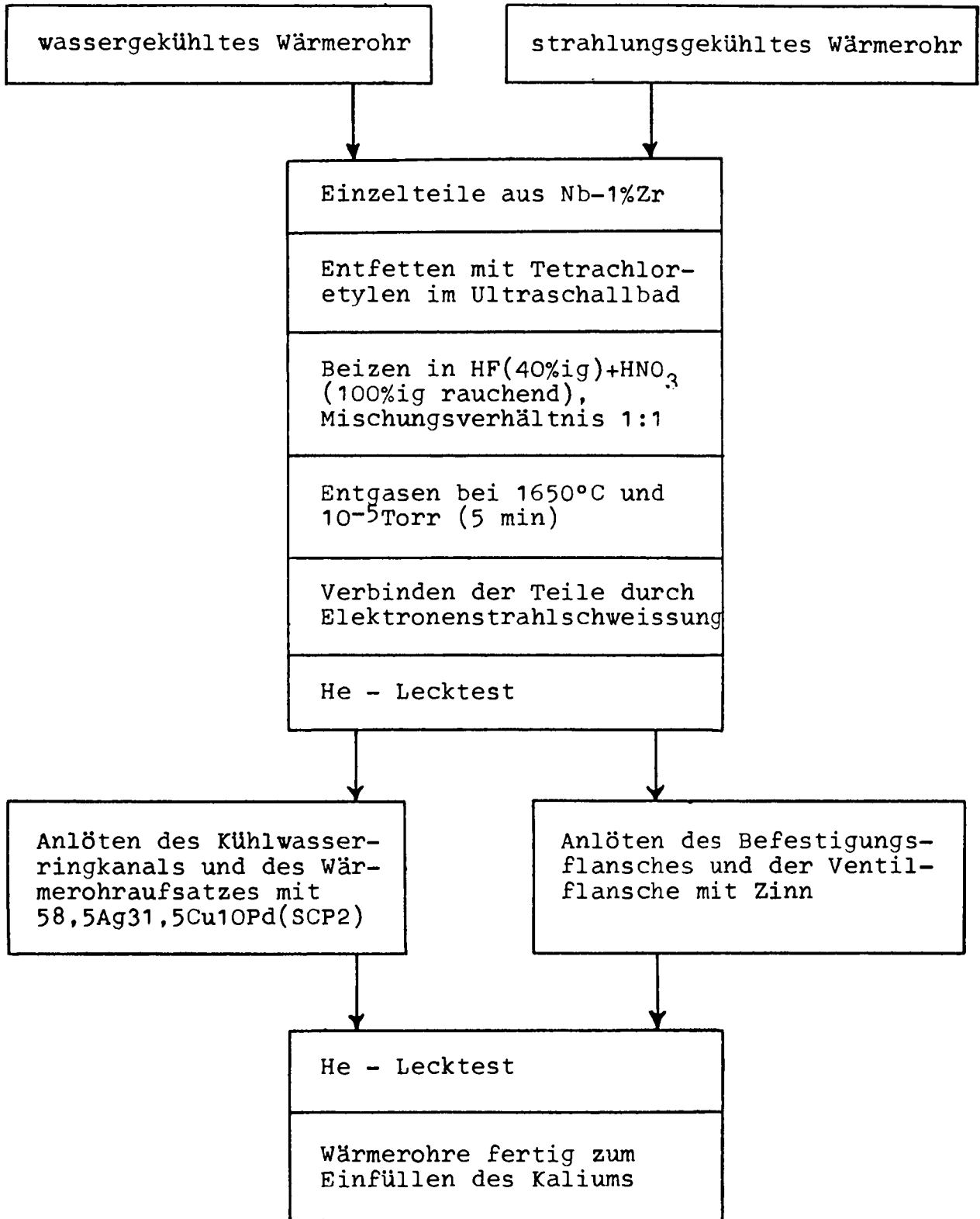


Abb. 5.1 : Herstellung der Wärmerohre

Tabelle 5.1 : Abmessungen der Wärmerohre und Kapillarstrukturen

	H mm	D _a mm	D _i mm	N -	b mm	t mm	
A	300	30	27	112	0,4	0,4	
B	WRI _i	60	20	18	160	0,2	0,5
	WRI _a	180	30	27	112	0,4	0,4
	WRII _i	110	30	27	160	0,3	0,5
	WRII _a	340	42	37	158	0,4	0,4

- A - wassergekühlte Anordnung
- B - strahlungsgekühlte Anordnung
- WRI_{i,a} - Innen- bzw. Aussenrohr von Wärmerohr I
- WRII_{i,a} - Innen- bzw. Aussenrohr von Wärmerohr II

Der Aufbau der wassergekühlten Anordnung ist in Abbildung 5.2 dargestellt. Das Wärmerohr wird am oberen Ende mit einem Stopfen aus rostfreiem Stahl verschlossen, der Durchführungen für Thermoelemente und für die Gasleitung besitzt und leicht demontierbar an das Wärmerohr angeflanscht ist (LEYBOLD - Flansch mit Gummidichtung). An ihn können verschiedene Verdrängungskörper angeschraubt werden. Die im Versuch verwendeten Verdrängungskörper sind als Vollzylinder aus rostfreiem Stahl ausgeführt. Um den Einfluss verschiedener Wandtemperaturen des Gasraums zu untersuchen, kann der Wärmerohrteil oberhalb der Kühlzone mit einer Thermocoax-Wicklung geheizt werden. Die Heizwicklung ist nach aussen mit zwei Lagen Graphitfilz thermisch abgeschirmt und so dimensioniert, dass der Wand bis 1 Watt pro Gramm Wandmaterial zugeführt werden kann (Simulation der γ - Heizung).

Die strahlungsgekühlte Anordnung (Abbildung 5.3) besteht aus dem unteren Wärmerohr I, dessen Temperatur zu stabilisieren ist, und dem oberen Wärmerohr II, von dem die übertragende Wärme durch

1.11 THERMOELEMENTE

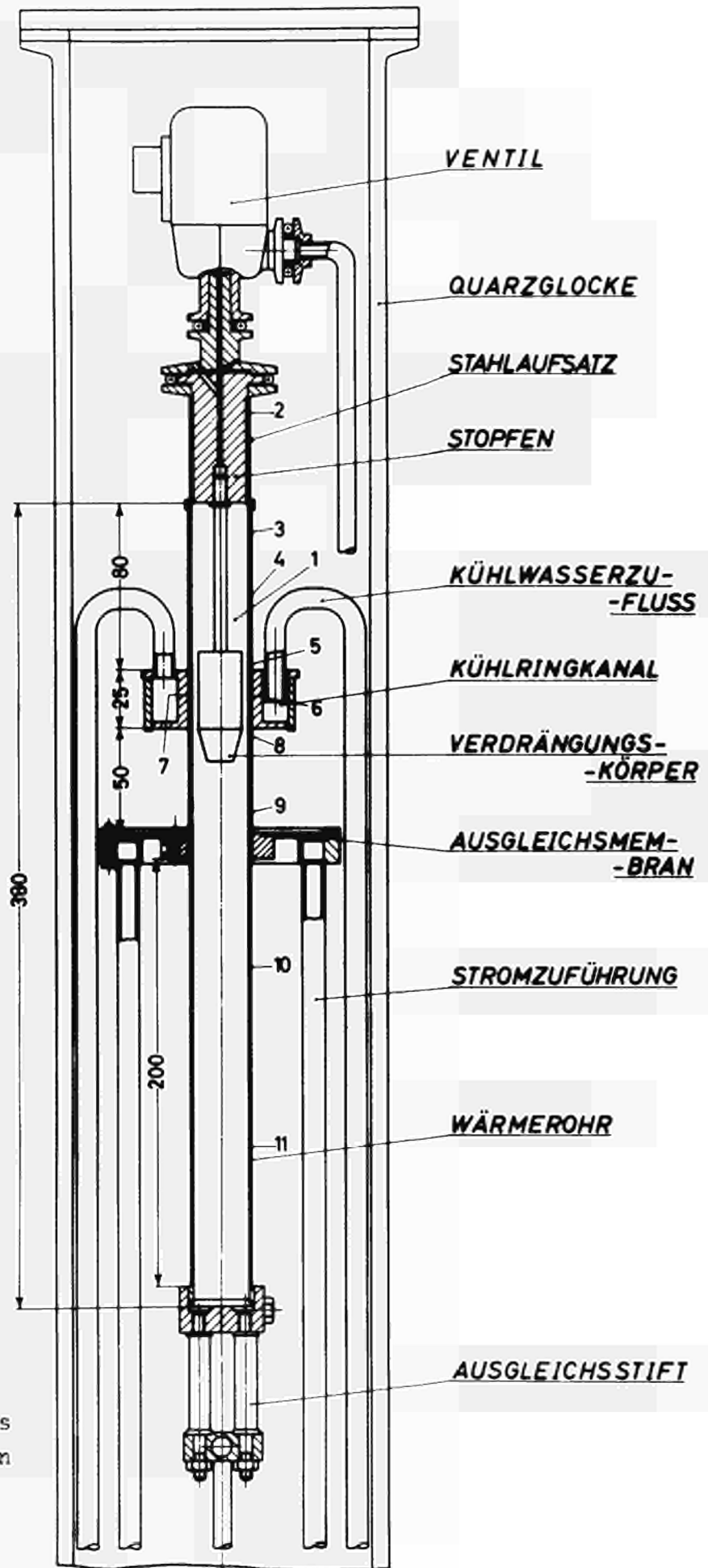


Abb. 5.2 :
Schnittbild des
wassergekühlten
Wärmerohrs

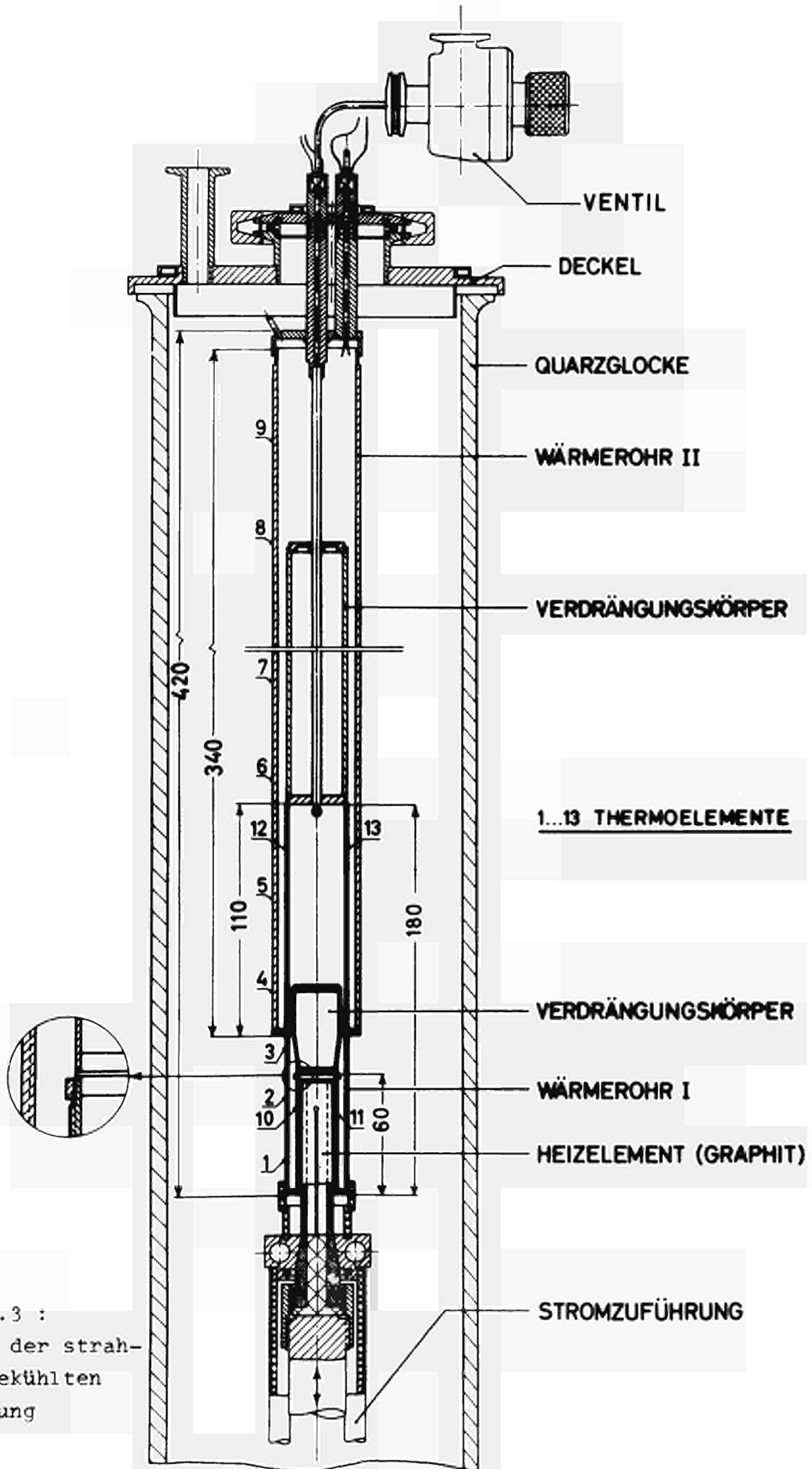


Abb. 5.3 :
Aufbau der strahlungsgekühlten
Anordnung

Strahlung an die Umgebung abgegeben wird. Beide Wärmerohre sind in der Heizzone als Doppelrohre ausgeführt. Das innere Rohr ist jeweils im unteren Teil als Heizzone mit eingefrästen Rillen und im oberen Teil als Verdrängungskörper ausgebildet. Zur Unterstützung der Kapillarität sind die Rillen der beiden Heizzonen mit einem 150 mesh Netz aus Nb-1%Zr überzogen (siehe auch Kapitel 5.1.1.3). Das Wärmerohr I ist durch zwei Lagen Nb-1Zr-Folie (0,01 mm dick) und darüber durch zwei Lagen Graphit-filz thermisch abgeschirmt. Beide Wärmerohre sind über die Edelgaszuleitungen an den oberen Deckel der Quarzglocke angeflanscht. Am unteren Ende werden sie radial durch einen Keramikring zentriert, der auf der Kupferelektrode des Graphit-Heizelements (siehe Kapitel 5.1.2) aufsitzt. In axialer Richtung ist genügend Platz, um die Längenänderung der heiss werdenden Wärmerohre aufzunehmen.

5.1.1.2 Einfüllen des Kaliums

In die Wärmerohre wird soviel Kalium eingefüllt, dass bei Betriebstemperatur alle Kapillaren gefüllt werden.

Die Einfüllgewichte betragen:

- für das wassergekühlte Wärmerohr 3 g
- für das Wärmerohr I der strahlungsgekühlten Anordnung 3,5 g einschliesslich 10% im Einfülltrichter verbleibende Menge
- für Wärmerohr II der strahlungsgekühlten Anordnung 9 g einschliesslich 10% im Einfülltrichter verbleibende Menge

Zur Füllung des wassergekühlten Wärmerohrs wird zunächst ein genügend grosses Kaliumstück unter Petroläther auf ein allseits metallisch glänzendes (oxidfreies) Stück mit vorgeschriebenem Gewicht zurückgeschnitten. Beim Einfüllvorgang befindet sich das Wärmerohr ohne oberen Stopfen in der Quarzglocke, die mit Argon geflutet worden ist. Wegen des grösseren spezifischen Gewichts des Argons gegenüber Luft, bleibt das Wärmerohr auch dann noch unter Schutzgas, wenn der obere Deckel der Quarz-

glocke abgenommen wird. Das vorbereitete Kalium kann so von Hand in das Wärmerohr eingebracht werden. Während der Überführung in den Bereich des Schutzgases ist das Metall von einer Petrolätherschicht bedeckt und so vor Luftberührung geschützt.

Bei den fertig geschweissten Wärmerohren der strahlungsgekühlten Anordnung bestehen die einzigen Verbindungen zu den Innenräumen aus den relativ langen Edelgaszuleitungen. Das Kalium wird deshalb in flüssiger Form mit einem Trichter über angeschweisste Einfüllröhrchen eingefüllt. Der Einfüllvorgang geschieht in einer Mehrzweck-Experimentierkammer. In ihr können Arbeiten nach dem Handschuhkasten-Prinzip unter Schutzgas (Argon) durchgeführt und Bauteile unter Vakuum mit der Elektronenstrahlkanone erwärmt und geschweisst werden.

Die unter Schutzgas vorbereiteten Kaliumstücke werden in den senkrecht aufgebauten Trichter aus rostfreiem Stahl gefüllt und mit einem massiven Stopfen des gleichen Materials beschwert.

Wenn die Teile, die mit dem Kalium in Berührung stehen, durch Elektronenstrahl-Heizung vorsichtig auf Schmelztemperatur des Kaliums erhitzt worden sind, drückt der Stopfen das flüssige Metall in das Wärmerohr. Nach Abheben des Trichters wird das Einfüllröhrchen zugequetscht und anschliessend durch Elektronenstrahlschweissen verschlossen. Bei dieser Einfüllmethode verbleiben etwa 10% der Trichterfüllung im Trichter, was beim Bereitstellen der für das Wärmerohr berechneten Einfüllmenge zu berücksichtigen ist.

5.1.1.3 Bestimmung der Steighöhe in den Kapillaren der Heizzonen

Bei dem wassergekühlten Wärmerohr und bei den Aussenrohren der strahlungsgekühlten Anordnung fliesst das Kondensat in den Rillen nach unten. Die Kapillardruckdifferenzen der Rillen zusammen mit

dem Schwerkrafteinfluss sind ausreichend, um das Kondensat zu befördern.

Bei der strahlungsgekühlten Anordnung wird das Kondensat auf den unteren Ringböden umgelenkt und muss von hier gegen die Schwerkraft in den Kapillaren der Heizzone aufsteigen.

Die Steighöhe h einer Flüssigkeit in einer Kapillare berechnet sich für den Fall des mechanischen Gleichgewichts aus der Gesetzmässigkeit, dass der hydrostatische Druck der Flüssigkeitssäule Δp_H gleich der Kapillardruckdifferenz Δp_K ist.

$$\Delta p_H = g (\rho_F - \rho_D) h \equiv \Delta p_K \quad (5.1)$$

Liegt die Kapillarstruktur in der Heizzone eines Wärmerohrs, muss die verdampfende Flüssigkeit in den Kapillaren nachströmen. Dem Druckabfall durch die Strömungsreibung Δp_F entspricht die Steighöhendifferenz $(h - h')$, um die die Steighöhe h vermindert wird.

$$\Delta p_F = g (\rho_F - \rho_D) (h - h') \quad (5.2)$$

Bei hier angenommener vollkommener Benetzung ist die Kapillardruckdifferenz durch die Oberflächenspannung der Flüssigkeit τ und durch den Kapillarradius r bestimmt.

$$\Delta p_K = 2 \tau / r \quad (5.3)$$

Für eine rechteckige zum Dampfraum geöffnete Rille ist nach BRESSLER und WYATT [14] der äquivalente Kapillarradius gleich der Rillenbreite b .

Der Druckabfall durch Strömungsreibung ist von der Kapillargeometrie, den Stoffwerten der Flüssigkeit und der Strömungsgeschwindigkeit abhängig. Wird der Wärmeträger auf der ganzen Länge der

Rillenzone verdampft, nimmt die Geschwindigkeit in Strömungsrichtung von ihrem Maximalwert bis auf Null am oberen Rand der Heizzone ab. Es ist daher sinnvoll, für die Abschätzung des Druckabfalls nur den halben Maximalwert zu berücksichtigen.

Mit dieser Voraussetzung und angenommener laminarer Strömung gilt für das Verhältnis aus Druckverlust in der Strömung und Kapillardruckdifferenz einer rechteckigen zum Dampfraum geöffneten Rille:

$$\frac{\Delta P_F}{\Delta P_K} = \frac{\dot{Q} \cdot h'}{N \cdot t \cdot b^2} \cdot \frac{3}{1 - \frac{b}{\pi t} \operatorname{tgh} \frac{\pi t}{b}} \cdot \frac{\eta_F}{L \tau \rho_F} \quad (5.4)$$

Mit den Gleichungen 5.1 bis 5.4 erhält man für die Steighöhe h'

$$h' = \frac{1}{\frac{bg(\rho_F - \rho_D)}{2\tau} + \frac{\dot{Q}}{Ntb^2} \frac{3}{1 - \frac{b}{\pi t} \operatorname{tgh} \frac{\pi t}{b}} \frac{\eta_F}{L\tau\rho_F}} \quad (5.5)$$

Für eine Leistung von $\dot{Q} = 1000$ Watt beträgt die Steighöhe für die Heizzone des Wärmerohrs I:

$$h' = 77 \text{ mm}$$

und für die Heizzone des Wärmerohrs II

$$h' = 59,5 \text{ mm}$$

Die Stoffwerte sind für 1000°K den Diagrammen nach VAN ANDEL [15] entnommen.

Die berechnete Steighöhe reicht für das Wärmerohr I aus, um die 60 mm lange Heizzone zu benetzen. Für die 105 mm lange Kapillarlzone des Wärmerohrs II ist der berechnete Wert zu gering.

Die Schwierigkeit zu geringer Steighöhe kann man umgehen, wenn die Kapillaren mit einem feinmaschigen Drahtnetz bedeckt werden. Liegt das Netz am oberen Ende der Rillenzone eng an der Wärmerohrwand an (grösster Zwischenraum muss kleiner sein als die Maschenweite des Netzes), so ist für das Auslaufen der einmal gefüllten Rillen die Kapillardruckdifferenz des verwendeten Netzes wirksam.

Für die Auslaufbedingungen gilt

$$\Delta p_{K \text{ Netz}} \geq \Delta p_F + \Delta p_H$$

Die Kapillardruckdifferenz für ein vollkommen benetztes Netz mit der Maschenweite d beträgt näherungsweise

$$\Delta p_K = \frac{4\tau}{d}$$

Damit erhält man nach Gleichung 4.5 für die Höhe h_N der Flüssigkeitssäule, die von der netzbedeckten Kapillaren gerade noch gehalten wird

$$h_N = \frac{1}{\frac{dg(\rho_F - \rho_D)}{4\tau} + \frac{Q \cdot d}{N \cdot t \cdot b^3} \frac{1,5}{1 - \frac{b}{\pi t} \operatorname{tgh} \frac{\pi t}{b}} \frac{F}{L \rho_F \tau}}$$

Für die mit 150 mesh-Netz ($d = 0,105 \text{ mm}$) bedeckten Rillen der Heizzone von Wärmerohr II beträgt damit die theoretische Höhe der Flüssigkeitssäule:

$$h_N = 340 \text{ mm}$$

Um mit Sicherheit ein vollständiges Benetzen der Heizzone von Wärmerohr I zu gewährleisten, wurde auch diese Zone mit dem gleichen 150 mesh-Netz belegt. Die theoretisch erreichbare Höhe der Flüssigkeitssäule beträgt für diesen Fall

$$h_N = 290 \text{ mm}$$

5.1.2 Die Beheizung der Wärmerohre

Die Aufheizung des wassergekühlten Wärmerohrs geschieht durch direkten Stromdurchgang in der Heizzone. Querschnitt und Länge des Wärmerohrs in dieser Zone sind so dimensioniert, dass bei maximaler Wärmeerzeugung ein elektrischer Strom von ca. 1000 Am-pere bei ca. 2Volt Spannungsabfall fließt. Als Stromquelle dient ein für diesen Zweck umgebauter Transformator, der primärseitig über einen Spannungskonstanthalter aus dem Netz gespeist wird. Als Stromzuführungen werden Kupferrohre verwendet, durch die zur Kühlung Wasser fließt. Sie dienen gleichzeitig als Halterung des Wärmerohrs auf den Pumpstand. Die Überleitung des Stromes von der Kupferelektrode auf die Klemmbacken am Wärmerohr erfolgt über thermische Ausgleichsstifte bzw. Membranen. Sie sind im Querschnitt und Länge so dimensioniert, dass der zur kalten Kupferelektrode abfließende Wärmestrom gerade von der Joulschen Wärme in diesem Ausgleichsstück aufgebracht wird.

Beispiel : Für einen zylindrischen Stift mit der Länge l , dem Querschnitt F , der laufenden Coordinate x , der Wärmeleitfähigkeit λ und mit dem spezifischen elektrischen Widerstand ρ_e , zwischen dessen Enden die Temperaturdifferenz ΔT besteht und der von dem Strom I durchflossen wird, gilt für die Leitwärme

$$\dot{Q} = \lambda F \cdot \frac{dT}{dx}$$

und für die Joulsche Wärme

$$d\dot{Q} = \frac{I^2 \rho_e dx}{F}$$

Aus diesen beiden Gleichungen erhält man den Ausdruck für das Verhältnis Fläche zu Länge

$$\frac{F}{l} = I \sqrt{\frac{\rho}{2\lambda\Delta T}}$$

Die Schwierigkeit zu geringer Steighöhe kann man umgehen, wenn die Kapillaren mit einem feinmaschigen Drahtnetz bedeckt werden. Liegt das Netz am oberen Ende der Rillenzone eng an der Wärmerohrwand an (grösster Zwischenraum muss kleiner sein als die Maschenweite des Netzes), so ist für das Auslaufen der einmal gefüllten Rillen die Kapillardruckdifferenz des verwendeten Netzes wirksam.

Für die Auslaufbedingungen gilt

$$\Delta p_{K \text{ Netz}} \geq \Delta p_F + \Delta p_H$$

Die Kapillardruckdifferenz für ein vollkommen benetztes Netz mit der Maschenweite d beträgt näherungsweise

$$\Delta p_K = \frac{4\tau}{d}$$

Damit erhält man nach Gleichung 4.5 für die Höhe h_N der Flüssigkeitssäule, die von der netzbedeckten Kapillaren gerade noch gehalten wird

$$h_N = \frac{1}{\frac{dg(\rho_F - \rho_D)}{4\tau} + \frac{Q \cdot d}{N \cdot t \cdot b^3} \frac{1,5}{1 - \frac{b}{\pi t} \operatorname{tgh} \frac{\pi t}{b}} \frac{F}{L \rho_F \tau}}$$

Für die mit 150 mesh-Netz ($d = 0,105 \text{ mm}$) bedeckten Rillen der Heizzone von Wärmerohr II beträgt damit die theoretische Höhe der Flüssigkeitssäule:

$$h_N = 340 \text{ mm}$$

Um mit Sicherheit ein vollständiges Benetzen der Heizzone von Wärmerohr I zu gewährleisten, wurde auch diese Zone mit dem gleichen 150 mesh-Netz belegt. Die theoretisch erreichbare Höhe der Flüssigkeitssäule beträgt für diesen Fall

$$h_N = 290 \text{ mm}$$

5.1.2 Die Beheizung der Wärmerohre

Die Aufheizung des wassergekühlten Wärmerohrs geschieht durch direkten Stromdurchgang in der Heizzone. Querschnitt und Länge des Wärmerohrs in dieser Zone sind so dimensioniert, dass bei maximaler Wärmeerzeugung ein elektrischer Strom von ca. 1000 Ampere bei ca. 2 Volt Spannungsabfall fließt. Als Stromquelle dient ein für diesen Zweck umgebauter Transformator, der primärseitig über einen Spannungskonstanthalter aus dem Netz gespeist wird. Als Stromzuführungen werden Kupferrohre verwendet, durch die zur Kühlung Wasser fließt. Sie dienen gleichzeitig als Halterung des Wärmerohrs auf den Pumpstand. Die Überleitung des Stromes von der Kupferelektrode auf die Klemmbanken am Wärmerohr erfolgt über thermische Ausgleichsstifte bzw. Membranen. Sie sind im Querschnitt und Länge so dimensioniert, dass der zur kalten Kupferelektrode abfließende Wärmestrom gerade von der Joulschen Wärme in diesem Ausgleichsstück aufgebracht wird.

Beispiel : Für einen zylindrischen Stift mit der Länge l , dem Querschnitt F , der laufenden Koordinate x , der Wärmeleitfähigkeit λ und mit dem spezifischen elektrischen Widerstand ρ_e , zwischen dessen Enden die Temperaturdifferenz ΔT besteht und der von dem Strom I durchflossen wird, gilt für die Leitwärme

$$\dot{Q} = \lambda F \cdot \frac{dT}{dx}$$

und für die Joulsche Wärme

$$d\dot{Q} = \frac{I^2 \rho_e dx}{F}$$

Aus diesen beiden Gleichungen erhält man den Ausdruck für das Verhältnis Fläche zu Länge

$$\frac{F}{l} = I \sqrt{\frac{\rho}{2\lambda \Delta T}}$$

Bei der strahlungsgekühlten Anordnung wird das Wärmerohr I durch einen Graphit-Strahlungsheizer beheizt. Das Heizelement besteht aus einem geschlitzten Graphitrohr (Abbildung 5.4 rechts). Ausgangsmaterial war ein Vollzylinder aus hochreinem Kunstgraphit der Qualität EK 58 der Firma RINGSDORF, Bad Godesberg. Um das Element vor Beschädigung zu schützen, wird es erst nach Montage in Heizposition (Abbildung 5.5) gebracht.

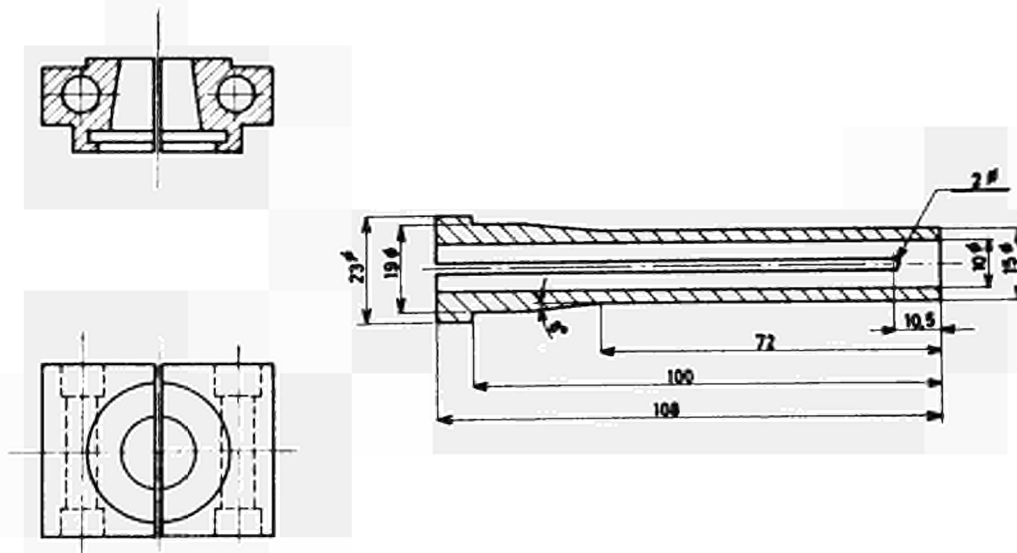


Abb. 5.4 : Graphit-Heizelement (rechts) und Kupferelektroden (links)

Es ist dazu auf einen Stempel aufgeschraubt, der axial geführt wird und im unteren Teil als Zahnstange ausgeführt ist. Mit einer Vakuum-Drehdurchführung und einem Zahnrad, das in die Zahnstange greift, kann das Heizelement von unten gegen die kegelförmig ausgeführten Flächen der wassergekühlten Kupferelektroden (Abbildung 5.4 links) gedrückt werden. Die Kühlwasserrohre aus Kupfer dienen gleichzeitig als Zuführung für den

elektrischen Heizstrom. Bauteile aus Keramik werden überall dort eingesetzt, wo die Elektroden gegenüber metallischen Teilen elektrisch isoliert werden müssen.

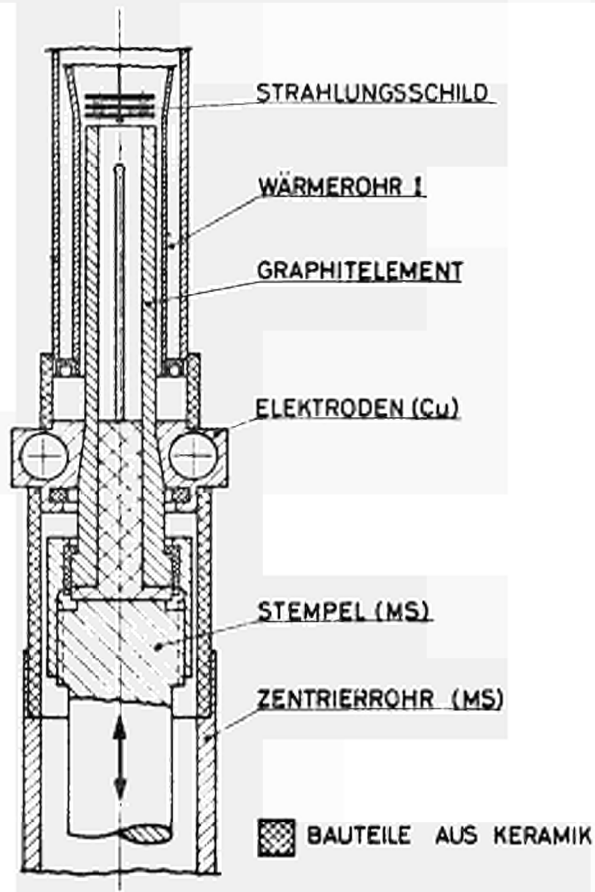


Abb. 5.5 :

Graphitelement in Heizposition

Die an das Wärmerohr übertragene Leistung errechnet sich aus den Strom-Spannungswerten des Graphitelements unter Abzug der Verlustwärme, die an das Kühlwasser abgegeben und durch kalorimetrische Messung bestimmt wird. Die verwendete Apparatur zur kalorimetrischen Messung wird im nächsten Kapitel beschrieben.

Da die Heizzone Durchmesser und Länge eines Konverters für einen thermionischen Wandler hat, kann die Heizung durch das Graphitelement als Simulation der Emitterheizung angesehen werden.

5.1.3 Die Wärmerohrkühlung

Die im wassergekühlten Wärmerohr übertragene Leistung \dot{Q} wird durch kalorimetrische Messung des Kühlwassers bestimmt. Der Wasserkreislauf mit den Geräten, die für diese Messung erforderlich sind, ist schematisch in Abbildung 5.6 aufgezeichnet.

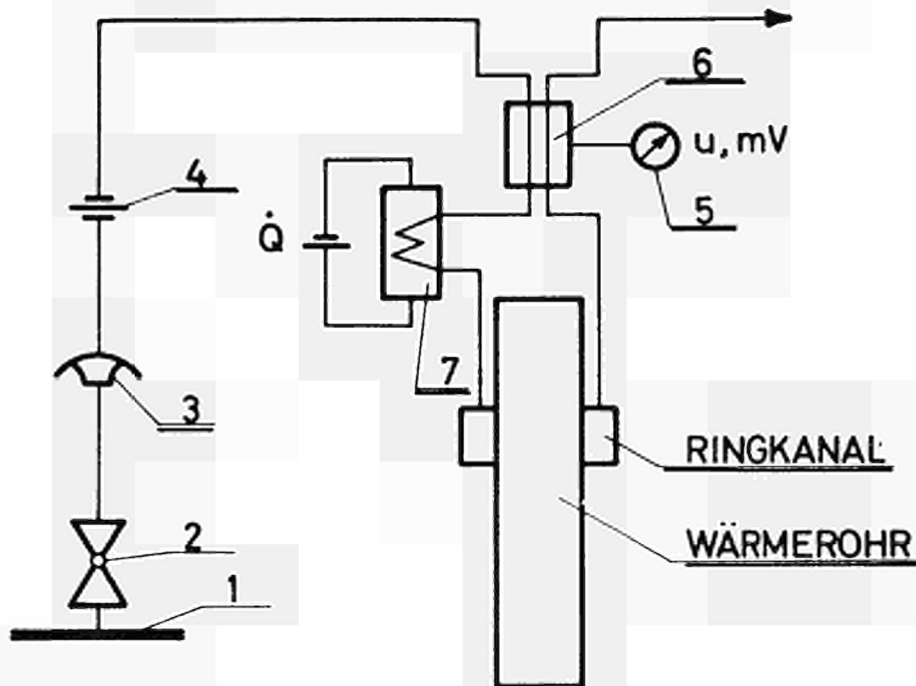


Abb. 5.6 : Kühlkreislauf des wassergekühlten Wärmerohrs mit Geräten zur kalorimetrischen Messung (Erklärung im Text)

Das Kühlwasser wird der Wasserleitung 1 mit Absperrhahn 2 entnommen und durchfließt zunächst einen Druckkonstanthalter 3. Die regulierbare Durchflussmenge zeigt der nachfolgende Schwebekörper-Durchflussmesser 4 an. Die Aufwärmspanne des Kühlwassers wird von einem Linienschreiber 5 als Differenzspannung u von mehreren in Reihe geschalteten Chromel-Alumel-Thermoelementen aufgezeichnet. Die zusätzliche Heizeinrichtung 7 dient zur Ermittlung der Kennlinie $\dot{Q} = f(u)$ und besteht aus einem rostfreien Stahl-Rohrstück, das beidseitig von Wasser umflossen und durch direkten Stromdurchgang geheizt wird. Die Kennlinie, Abbildung 5.7, erhält man für verschiedene Wasserdurchlaufmengen, indem

man die Heizleistung \dot{Q} über die Differenzspannung u aufträgt. Während des Versuchs wird aus diesem Diagramm die im Wärmerohr übertragene Leistung ermittelt.

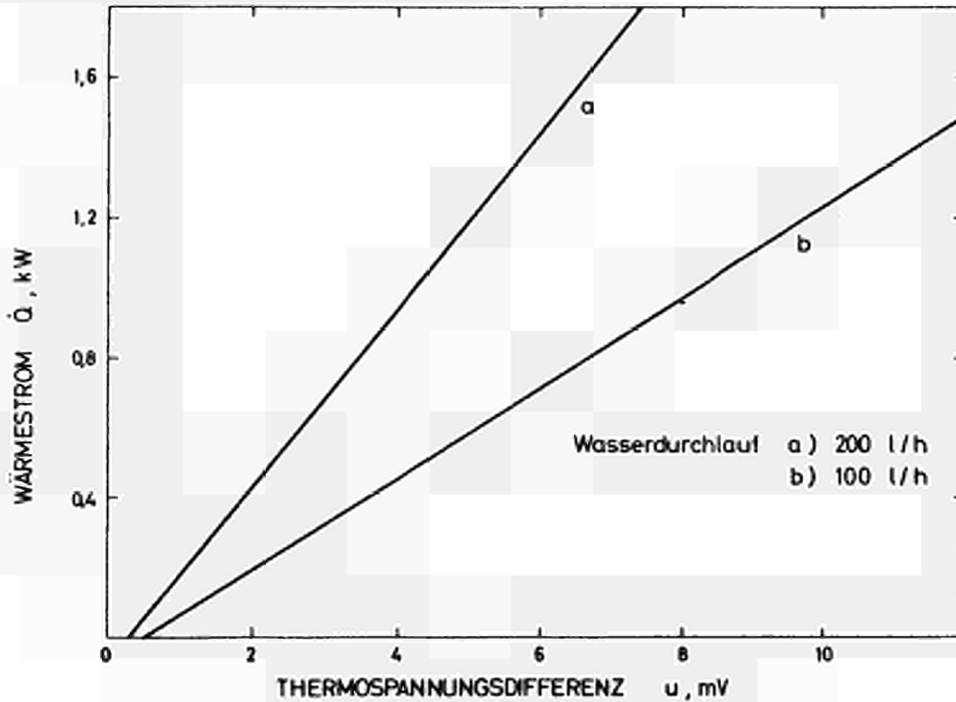


Abb. 5.7 : Kennlinie zur kalorimetrischen Bestimmung des Wärmestroms

Die aus zwei Wärmerohren bestehende strahlungsgekühlte Anordnung wird durch das Radiator-Wärmerohr II gekühlt. Zur Erhöhung der Abstrahlleistung ist die Oberfläche mit Wolframpulver geschwärzt. Die Vorbereitung der Oberfläche und das Auftragen der Wolframschicht verläuft nach folgendem Plan:

- Reinigen und Entfetten der Oberfläche mit Tetrachlorethylen im Ultraschallbad
- Entgasen des Teils unter Vakuum (10^{-5} Torr) bei 1650°C (5 min)
- Herstellung einer sprühfähigen Aufschwemmung aus Wolframpulver (Qualität "submicron" der Firma CIBA), Isoamylacetat und einem Zellulosebinder)
- Aufsprühen einer Schicht mit einem Druckluft-Sprühgerät.

Nach Verdunsten des Isoamylacetats erscheint die Schwärzung gleichmässig und matt glänzend.

Experimentelle Messungen des Emissionskoeffizienten einer so vorbereiteten Schwärzungsprobe erbrachten einen Mittelwert von $\epsilon = 0,8$.

5.1.4 Die Argon-Versorgung

In die Wärmerohre der beiden Anordnungen wird Argon der Qualität "sehr rein" (99,995%) eingefüllt. Es enthält nach Angaben der Herstellerfirma folgende Verunreinigungen: 10 ppm H₂O, 3 ppm O₂, 5 ppm N₂.

Das Gas wird aus der Druckflasche über ein Dosierventil und evakuierbaren Tombacschläuchen den Wärmerohren zugeleitet. Den jeweiligen Einfülldruck zeigt ein Membran-Manometer an (Diavac der Firma LEYBOLD). Die Eichung des Messinstruments erfolgte mit einem Präzisions-Quecksilber-Manometer.

5.1.5 Die Einrichtung zur Temperaturmessung

Zur Messung der Temperaturen an den Aussenwänden werden aufpunktete Chromel-Alumel-Thermoelemente verwendet. Zur Messung der Innentemperatur sind Chromel-Alumel-Thermoelemente in Thermocoax-Ausführung eingesetzt (Umhüllung rostfreier Stahl). Sowohl bei der wassergekühlten als auch bei der strahlungsgekühlten Anordnung werden diese Thermoelemente unterhalb des Gasventils in die Gasröhrchen eingeführt. Sie sind dort mit Zinn verlötet. Die beiden im wassergekühlten Wärmerohr eingesetzten Elemente hängen mit ihren Enden frei im Gasraum. Die Thermoelemente der strahlungsgekühlten Anordnung (je zwei im unteren und oberen Wärmerohr) sind mit einer Drahtwicklung (Nb-1%Zr) jeweils auf dem oberen Drittel der Heizzone befestigt. Sie müssen bei einem einwandfreien Betrieb des Wärmerohres die Temperatur der isothermen Zone anzeigen. Die Messpositionen aller verwendeten Thermoelemente sind in den Abbildungen 5.2 und 5.3 angegeben.

Die Messwerte werden von einem Zwölf-Punkt-Schreiber mit eingebautem Thermospannungskompensator ausgedruckt. Thermoelemente und Zwölf-Punkt-Schreiber wurden mit einem Eichofen und dem Präzisions-Kompensator der Firma AEG geeicht.

5.2 Versuchsdurchführung

Bei den Versuchen wird bei steigender Heizleistung die Änderung der Wärmerohrtemperatur und ihre Beeinflussung durch Verdrängungskörper, Gasmengen und Gasraumtemperatur gemessen.

Anstatt der Gasmenge wird jeweils der Einfülldruck des Argons angegeben, P_A für das wassergekühlte Wärmerohr bzw. P_{AI} und P_{AII} für die strahlungsgekühlte Anordnung.

Die Messungen gliedern sich in verschiedene Gruppen:

Versuche mit der wassergekühlten Anordnung

- Versuchsreihen ohne Verdrängungskörper und mit verschiedenen Argonmengen
- Versuchsreihen mit Verdrängungskörper und mit verschiedenen Argonmengen; diese Versuchsreihen ohne und mit zusätzlicher Gasraumheizung.

Versuche mit der strahlungsgekühlten Anordnung

- Versuchsreihen mit verschiedenen Gasmengen im Wärmerohr I und jeweils verschiedenen Gasmengen im Wärmerohr II .

Bei jeder Messreihe wird stufenweise die Heizleistung erhöht und jeweils ein stationärer Betrieb abgewartet. Vor jeder weiteren Leistungserhöhung werden folgende Einzelwerte gemessen:

- Strom- und Spannungswerte der elektrischen Heizung
- die durch die Thermoelemente angezeigten Temperaturen
- der Kühlwasserdurchsatz (er bleibt während des Versuchs konstant und muss eventuell auf diesen Wert nachgeregelt werden)
- die Aufwärmspanne des Kühlwassers (Thermospannungsdifferenz).

Nach dem Durchfahren des gewählten Bereichs wird die Leistung um die gleichen Stufenbreiten bis auf den Ausgangswert vermindert, um die Reproduzierbarkeit der gemessenen Werte zu prüfen.

6. VERSUCHSERGEBNISSE

6.1 Zusammenstellung der wichtigsten Messergebnisse

In den Tabellen 6.1 und 6.2 sind die wichtigsten Messwerte zusammengefasst, die mit der wassergekühlten Anordnung aufgenommen wurden.

Die Tabelle 6.3 enthält die Messwerte für die strahlungsgekühlte Anordnung.

Tabelle 6.1 : Messwerte für das wassergekühlte Wärmerohr ohne Verdrängungskörper

T_1 = Temperatur der Heizzone, entsprechend Thermoelement 11 in Abbildung 5.2

T_2 = Temperatur im Gasraum, entsprechend Thermoelement 1 in Abbildung 5.2

$$P_A = 10 \text{ Torr}$$

\dot{Q}	W	420	520	620	720	860	980	1100
T_1	°C	610	625	640	650	665	680	695
T_2	°C	485	555	595	625	650	675	695

$$P_A = 20 \text{ Torr}$$

\dot{Q}	W	430	560	640	700	880	1060	1240
T_1	°C	610	635	640	655	670	685	700
T_2	°C	490	570	590	615	655	675	700

$$P_A = 30 \text{ Torr}$$

\dot{Q}	W	440	540	640	760	900	1000	1420
T_1	°C	615	630	645	660	680	685	715
T_2	°C	495	555	605	635	665	680	715

$P_A = 40 \text{ Torr}$

\dot{Q}	W	520	620	760	890	1000	1240
T_1	°C	645	663	675	690	700	725
T_2	°C	530	580	620	640	675	725

$P_A = 50 \text{ Torr}$

\dot{Q}	W	230	600	720	1000	1100	1500
T_1	°C	630	673	685	710	735	750
T_2	°C	Thermoelement ausgefallen					

Tabelle 6.2 : Messwerte für das wassergekühlte Wärmerohr mit Verdrängungskörper
 ω = Aufheizung der Gasraumwand in Watt/Gramm

		$P_A = 20 \text{ Torr}$			$P_A = 40 \text{ Torr}$			$P_A = 60 \text{ Torr}$			
\dot{Q}	W	530	780	1100	750	1040	1350	700	1000	1300	
T_1	°C	$\omega = 0 \frac{W}{g}$	575	578	582	638	640	643	675	678	682
		$\omega = 1 \text{ ''}$	595	598	600	659	659	662	700	700	700
T_2	°C	$\omega = 0 \text{ ''}$	198	225	235	230	245	250	240	250	255
		$\omega = 1 \text{ ''}$	335	338	343	358	365	370	360	363	375

Tabelle 6.3 : Messwerte für die strahlungsgekühlte Anordnung
(Mess-Stellen der Temperaturen T_1 bis T_9 s. Abb. 5.3)

PAI	PAII	\dot{Q}	T_1	T_4	T_5	T_6	T_7	T_8	T_9
Torr	Torr	Watt	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C
100	11	205	646	450	340	225	175	138	105
		260	655	465	425	280	205	156	120
		305	660	470	468	340	235	175	132
		455	665	484	-	-	355	260	182
		600	670	505	-	-	-	380	262
		725	675	526	-	-	-	520	350
		875	682	550	-	-	-	-	430
		1225	700	602	-	-	-	-	565

(Fortsetzung von Tabelle 6.3)

P_{AI} Torr	P_{AII} Torr	\dot{Q} Watt	T_1 °C	T_4 °C	T_5 °C	T_6 °C	T_7 °C	T_8 °C	T_9 °C
100	35	250	658	510	365	250	185	145	115
		400	671	536	500	329	235	175	138
		615	682	560	-	-	375	265	195
		905	693	585	-	-	-	456	300
		1240	710	626	-	-	-	-	445
100	50	240	659	545	368	244	180	140	110
		385	672	560	484	315	225	172	135
		640	686	581	-	530	340	250	184
		910	699	600	-	-	-	400	273
		1260	717	635	-	-	-	-	410
100	65	235	662	558	370	225	195	155	120
		425	681	576	-	345	236	185	142
		620	694	594	-	485	320	233	175
		905	705	615	-	-	545	355	250
		1255	720	646	-	-	-	580	363
		1515	740	674	-	-	-	-	460

$P_{AI} = 70$ Torr ; $P_{AII} = 35$ Torr

\dot{Q} Watt	275	405	655	950	1270
T_1 °C	624	640	652	670	692

$P_{AI} = 70$ Torr ; $P_{AII} = 11$ Torr

\dot{Q} Watt	260	370	610	720	900
T_1 °C	617	626	635	641	635

$P_{AI} = 130$ Torr ; $P_{AII} = 65$ Torr

\dot{Q} Watt	260	385	650	900	127	1500
T_1 °C	670	684	700	709	730	750

In den folgenden Abbildungen sind die gemessenen Wärmerohrtemperaturen über den Wärmestrom \dot{Q} aufgetragen.

Abbildung 6.1 gilt für die Temperatur T_1 des wassergekühlten Wärmerohrs ohne Verdrängungskörper, Abbildung 6.2 für die gleiche Temperatur, aber mit Verdrängungskörper.

Abbildung 6.3 zeigt den Verlauf der Wärmerohrtemperaturen der strahlungsgekühlten Anordnung in Abhängigkeit vom Wärmestrom. Die Temperaturen der isothermen Zonen beider Wärmerohre der strahlungsgekühlten Anordnung sind in den Abbildungen 6.4 und 6.5 aufgetragen. Abbildung 6.4 gilt für den konstanten Argon-Einfülldruck im Wärmerohr I $p_{AI} = 100$ Torr und Abbildung 6.5 für den konstanten Argon-Einfülldruck im Wärmerohr II $p_{AII} = 35$ Torr.

Zur Beurteilung der temperaturstabilisierenden Wirkung ist es sinnvoll, die Temperaturänderung in einem gleichen Leistungsbe-
reich zu vergleichen.

In der Tabelle 6.4 sind diese Werte für den Bereich 600 bis 1200 Watt aufgeführt.

Tabelle 6.4 : Temperaturerhöhung bei einer Steigerung des Wärmeflusses von 600 Watt auf 1200 Watt ($\Delta\dot{Q}/\dot{Q} = 100\%$)

wassergekühltes Wärmerohr : a- ohne, b- mit Verdrängungskörper, ohne Gasraumheizung ($\omega = 0$)

	P_A Torr	ΔT_1 °K	$\Delta T_1/T_1$ %	T_1 °K
a	10	70	7,71	908
	40	64	6,88	930
	50	54	5,71	946
b	20	7	0,82	849
	40	5	0,55	910
	60	4	0,42	948

(Tabelle 6.4 Fortsetzung)

strahlungsgekühltes Wärmerohr

P_{AI} Torr	P_{AII} Torr	ΔT_1 °K	ΔT_4 °K	$\Delta T_1/T_1$ %	$\Delta T_4/T_4$ %	T_1 °K	T_4 °K
100	11	30	93	3,18	11,95	943	778
100	35	28	62	2,94	7,46	953	831
100	50	26	53	2,71	6,25	958	848
100	65	24	50	2,48	5,78	966	865
70	35	38		4,12		923	
130	65	28		2,89		970	

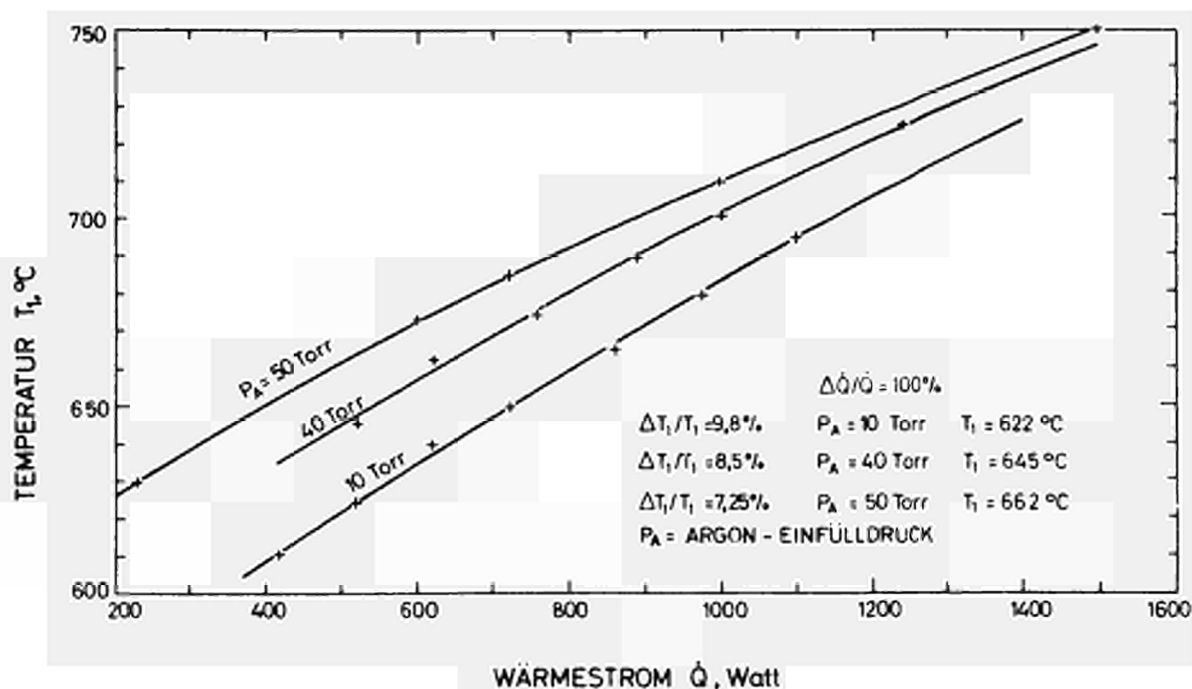


Abb. 6.1 : Temperaturkennlinien für das wasser-gekühlte Wärmerohr ohne Verdrängungs-körper

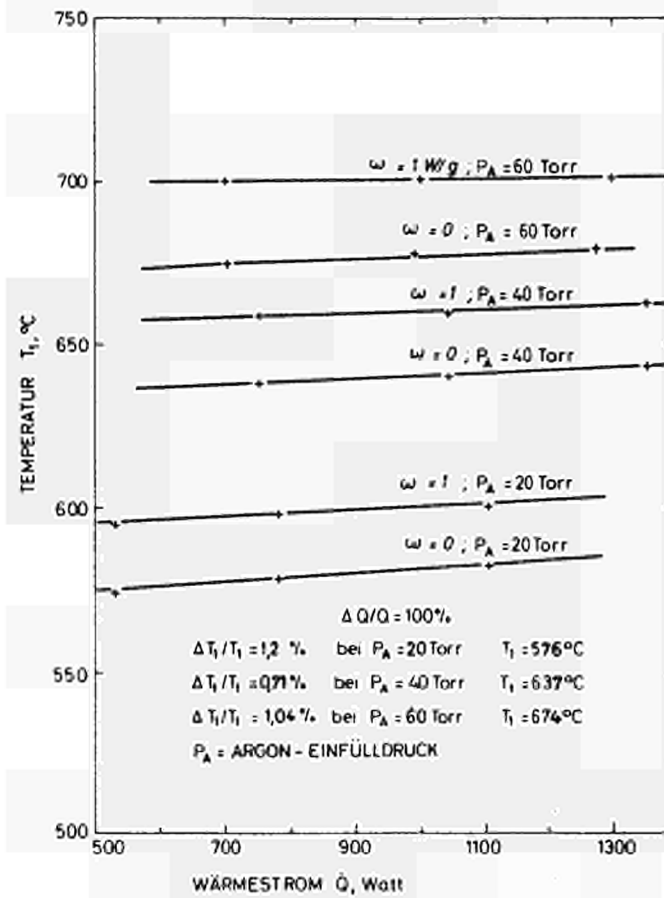


Abb. 6.2 : Temperaturkennlinien für das wassergekühlte Wärmerohr mit Verdrängungskörper und Gasraum-aufheizung

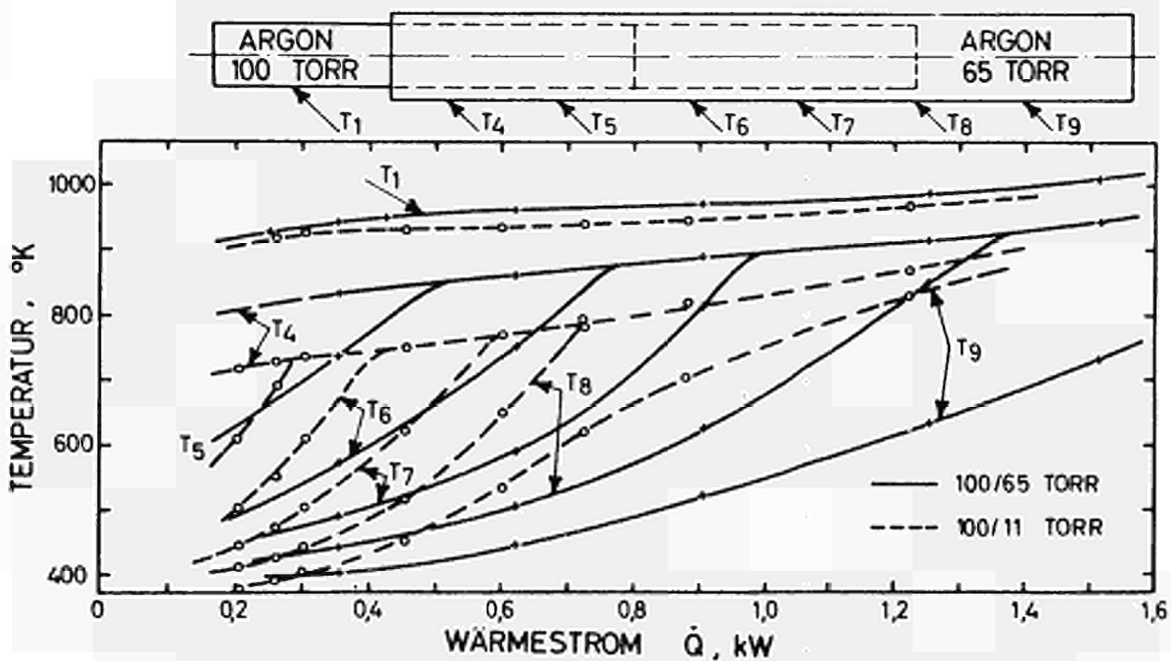


Abb. 6.3 : Verlauf der Wärmerohrtemperaturen der strahlungsgekühlten Anordnung in Abhängigkeit vom Wärmestrom

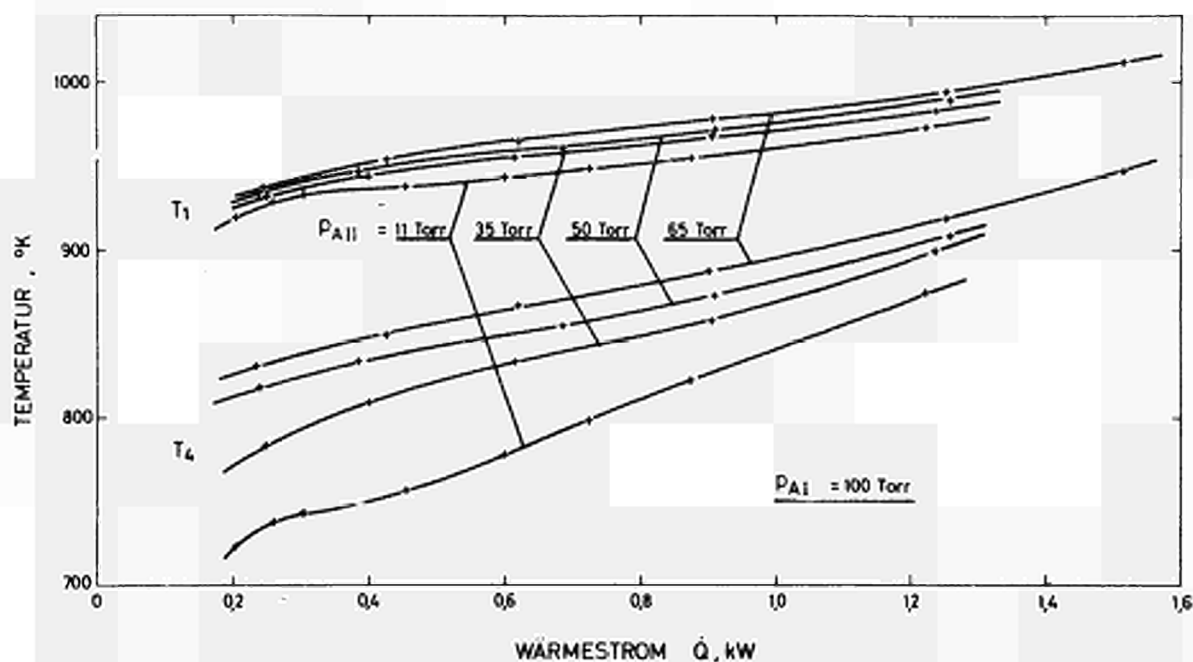


Abb. 6.4 : Temperaturkennlinien der strahlungsgekühlten Anordnung mit konstanter Argonmenge im Wärmerohr I

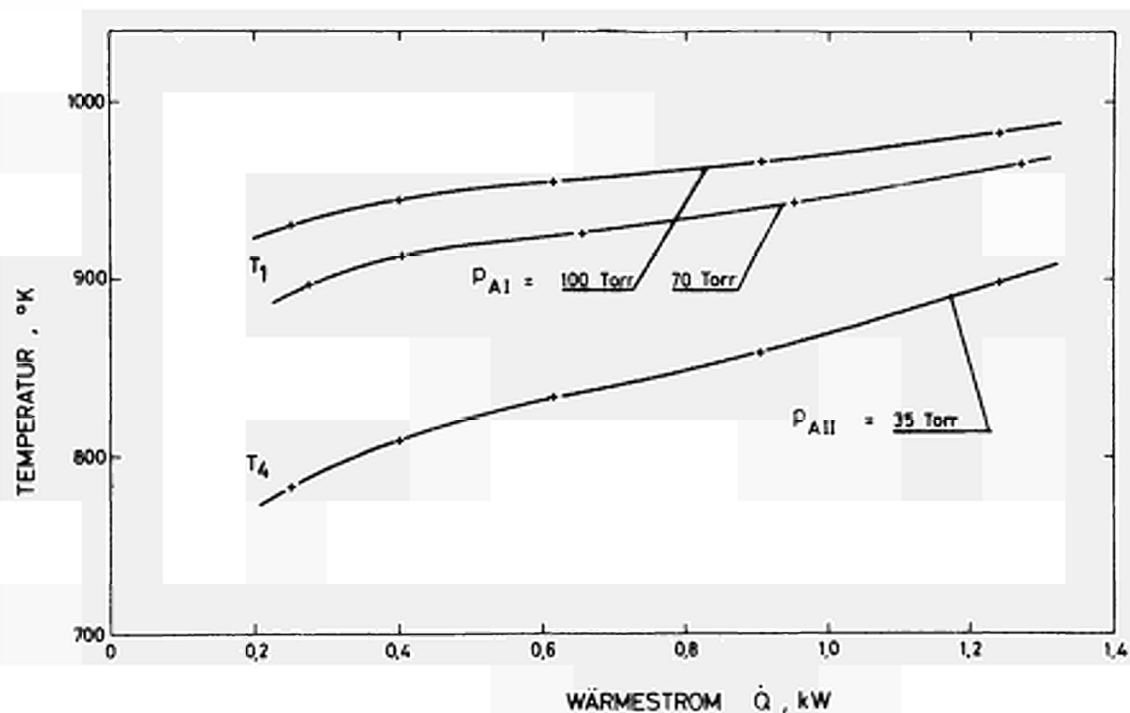


Abb. 6.5 : Temperaturkennlinien der strahlungsgekühlten Anordnung mit konstanter Argonmenge im Wärmerohr II

6.2 Auswertung der Messergebnisse

6.2.1 Bedeutung des Verdrängungskörpers für die Temperaturstabilisierung

Die Aufstellung in Tabelle 6.4 zeigt, dass die Änderung der Wärmerohrtemperatur praktisch um den Faktor 10 kleiner wird, wenn ein Verdrängungskörper eingesetzt wird. Die Verbesserung hat zwei Ursachen. Einmal bewirkt die Verkleinerung des freien Wärmerohrquerschnitts im Kühlbereich eine Verringerung der relativen Volumenänderung des Argons (dV_G/V_G in Gleichung 4.1, Kapitel 4.1), was einer entsprechend kleineren Druckänderung im Wärmerohr entspricht.

Zum anderen wird durch das Vorhandensein des Verdrängungskörpers der Wärmeaustausch zwischen Argon und Kaliumdampf (bzw. die Erwärmung des Gases) vermindert, so dass auch die relative Änderung der Gastemperatur (dT_G/T_G in Gleichung 4.1) klein bleibt (siehe dazu Kapitel 6.2.3).

Um den Einfluss verschiedener Spaltbreiten zwischen Verdrängungskörper und Wärmerohrwand zu untersuchen, wurden Messreihen mit Verdrängungskörper durchgeführt, bei denen die Spaltbreite 2 und 1 mm betrug. In beiden Fällen konnte keine messbare Änderung der Temperaturstabilisierung festgestellt werden. Bei 1 mm Spaltbreite zeigten sich allerdings Überhitzungen in der isothermen Wärmerohrzone (siehe Kapitel 6.3.2).

Bei der Festlegung des Durchmessers des Verdrängungskörpers ist also zu beachten, dass keine Verbesserung der Temperaturstabilisierung zu erwarten ist, wenn auf sehr kleine Spaltbreiten übergegangen wird. Vielmehr besteht dann die Gefahr, dass in der isothermen Zone des Wärmerohrs Stellen mit Überhitzungen auftreten.

6.2.2 Einfluss verschiedener Argon-Einfüllungen

Wie die Abbildungen 6.1, 6.2 und 6.5 zeigen, liegt die Betriebstemperatur des Wärmerohrs um so höher, je höher der Druck bzw. die Menge des eingefüllten Argons gewählt wurde. Dieses Verhalten wird verständlich, wenn man berücksichtigt, dass bei grossen Gasmengen ein entsprechend hoher Dampfdruck vorhanden sein muss, um das Gas in dem oberen Wärmerohrteil zu komprimieren.

Die einmal eingefüllte Gasmenge legt damit die Höhe der stabilisierenden Betriebstemperatur fest. Auch bei vorgegebenem Kühlsystem und Wärmerohrabmessungen lässt sich dadurch die Wärmerohrtemperatur noch frei wählen. Allerdings ist bei Wärmerohren mit Wasserkühlung oder ähnlicher Kühlung zu beachten, dass nur bei genügend hoher Dampftemperatur eine gute Temperaturstabilisierung zu erwarten ist. Nur dann treten genügend grosse Wärmestromdichten in der Kühlzonenwand auf, bei denen die notwendigen Druckänderungen zur Verschiebung der Gas-Dampf-Mischzone gering bleiben (siehe Kapitel 4.1).

Die experimentelle Bestätigung dieses Zusammenhangs geht aus der Aufstellung der Temperaturänderungen in Tabelle 6.4 hervor. Für den gleichen Leistungsbereich liegt die Temperaturänderung um so höher, je weniger Gas eingefüllt wurde (kleiner Einfülldruck p_A), bzw. je niedriger die mittlere Betriebstemperatur lag.

6.2.3 Vergleich des wassergekühlten Wärmerohrs mit der strahlungsgekühlten Anordnung

Obwohl beide Wärmerohre so ausgelegt sind, dass sie vergleichbare Wärmestromdichten in der Kühlzone und gleich grosse Gasräume besitzen, zeigt die wassergekühlte Version eine bessere Stabilisierung der Betriebstemperatur (siehe dazu die Aufstellung der Temperaturänderungen in Tabelle 6.4).

Zur Erklärung dieses Ergebnisses lassen sich zwei Gründe anführen. Einmal ändert sich bei der wassergekühlten Anordnung die Temperatur des Gasraums weniger, was sich nach Gleichung 4.3 im Kapitel 4.1 günstig auf die Temperaturstabilisierung auswirkt. Zum anderen liegt der Absolutwert dieser Temperatur so niedrig, dass der Partialdruck des Kaliumdampfes im Gasraum zu vernachlässigen ist. Hat er, wie im Falle der strahlungsgekühlten Anordnung, eine zu berücksichtigende Grösse, bewirkt seine Änderung eine zusätzliche Änderung des Betriebsdruckes.

In der Tabelle 6.5 sind die interessierenden Werte zweier vergleichbarer Messreihen für das wassergekühlte Wärmerohr (Fall A) und die strahlungsgekühlte Anordnung (Fall B) aufgetragen.

Tabelle 6.5 : Vergleich von Temperatur- und Druckwerten bei beiden Anordnungen

	Q Watt	T ₁ °K	T _G °K	P ₁ Torr	P _{D,p} Torr	P _{G,p} Torr
A	500	930	628	262	1,5	260,5
	1000	935	643	277	2,0	275
B	500	953	842	339	86	253
	1000	974	881	424	145	279

$\Delta T_1 / T_{1m}$ %	$\Delta T_G / T_{Gm}$ %	$\Delta P_1 / P_{1m}$ %	$\Delta P_{G,p} / P_{G,pm}$ %	$\Delta P_{D,p}$ Torr
0,53	2,36	5,57	5,4	0,5
2,2	4,5	22,3	9,7	59

$P_{D,p}$; $P_{G,p}$ - Partialdruck des Kaliums bzw. des Argons im Gasraum.

Die Radiatortemperatur T_4 wurde der Gastemperatur im Wärmerohr I (T_G) gleichgesetzt.

Betriebsdruck p_1 und Partialdruck $p_{D,p}$ entsprechen den Temperaturen T_1 bzw. $T_G(T_4)$ (Dampfdruckkurve). Der Partialdruck des Argons $P_{G,p}$ ist dann gleich der Differenz dieser beiden Dampfdrucke $p_{G,p} = P_1 - P_{D,p}$.

Im Fall A ist der Partialdruck des Kaliums im Gasraum praktisch zu vernachlässigen und es gilt $p_{G,p} \approx P_1$. Einer Druckerhöhung des Gases bzw. des Betriebsdruckes etwa von 5,5% entspricht einer Betriebstemperaturerhöhung von 0,53%. Im Fall B ist der Partialdruck des Argons um 9,7% gestiegen (entsprechend der Temperaturzunahme von T_G um 4,5%).

Der zusätzliche Partialdruckanstieg des Kaliumdampfes um 59 Torr bewirkte aber eine Erhöhung des Betriebsdruckes von insgesamt 22,3%, was einer Erhöhung der Betriebstemperatur um 2,2% entspricht.

Der Einfluss der Gasraumtemperatur T_G wird besonders anschaulich, wenn man die T_1 - Kurven in Abbildung 6.4 mit einer entsprechenden Kurve vergleicht, bei der die Gastemperatur T_G konstant bleibt. Dieser Fall lässt sich aus der Abbildung 6.4 konstruieren, indemman durch die T_G - Kurvenschar eine Waagerechte legt (etwa $T_G = 600^\circ\text{C} = \text{konstant}$). Zu jedem Schnittpunkt gehört ein entsprechender T_1 - Wert. Verbindet man diese Werte, liegt die gesuchte T_1 - Kurve vor (Abbildung 6.6).

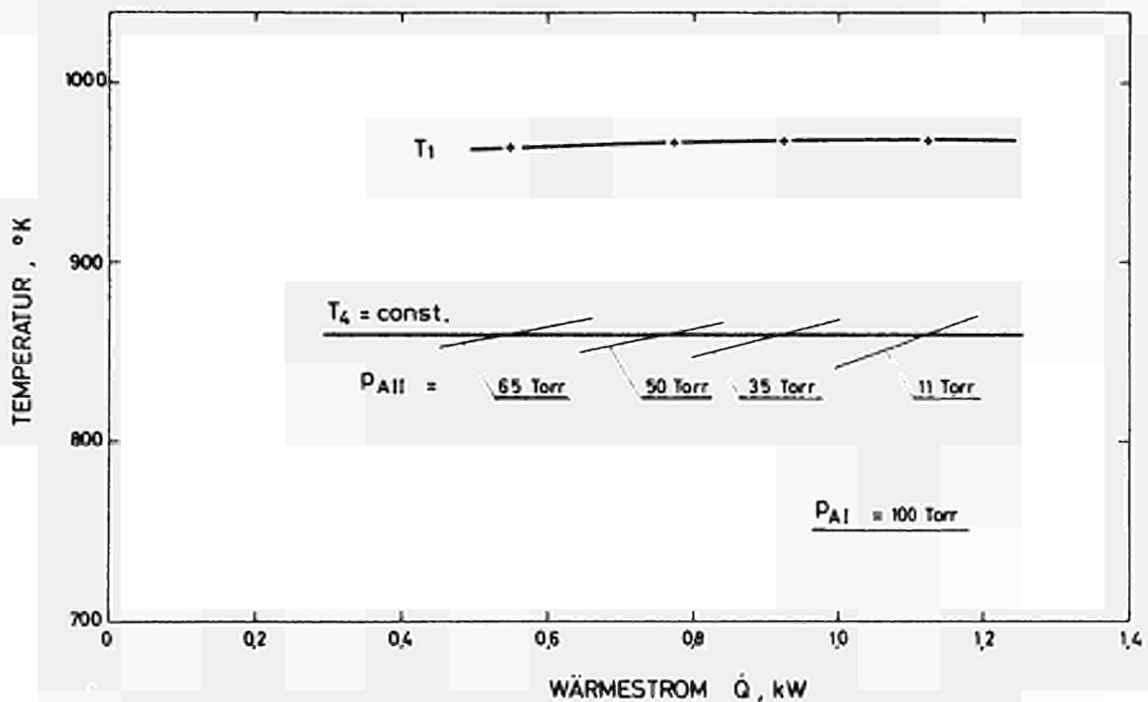


Abb. 6.6 : Temperaturkennlinie der strahlungsgekühlten Anordnung bei konstanter Radiatortemperatur

Zwischen 675 und 1220 Watt beträgt die Temperaturänderung $\Delta T_1 = 2^\circ\text{K}$ bzw. 0,21%. Dieser Wert liegt damit innerhalb der Messgenauigkeit. Der Vergleichswert bei gleicher Wärmestromänderung und einer Gastemperaturänderung von $\Delta T_G = 43^\circ\text{K}$ (= 4,9%) lautet $\Delta T_1 = 20^\circ\text{K}$ (= 2,1%).

Den gleichen ungünstigen Einfluss auf die Temperaturstabilisierung hat bei der wassergekühlten Anordnung die Aufheizung der Gasraumwand etwa durch γ -Heizung in Reaktorexperimenten. Die Abbildung

6.2 zeigt, dass bei einer Aufheizung von 1 W/g die Betriebstemperatur durchschnittlich um 3% ansteigt.

6.3 Störungen

6.3.1 Schwierigkeiten beim Starten des wassergekühlten Wärmerohrs

Gleich beim ersten Startversuch zeigte sich, dass das Kalium ohne besondere Vorkehrungen im Bereich der Kühlzone oder des Gasraumes in fester Form auskondensiert. Die Folge war ein stellenweises Austrocknen der Heizzone (heisse Stelle).

Ein einwandfreies Anfahren des Wärmerohrs gelang, wenn nach folgendem Plan vorgegangen wurde.

- Nach dem Evakuieren der Quarzglocke die Gasraumwand mit Hilfe der Thermocoaxwicklung über Schmelztemperatur des Kaliums aufheizen, um Kondensation im oberen Wärmerohrteil zu verhindern. Dabei bleibt der Wasserzulauf geschlossen.
- Die Stromversorgung der Wärmerohr-Heizung einschalten und langsam hochregeln, bis das Wärmerohr isotherm ist.
- Gleichzeitig den Wasserdurchlauf langsam bis auf den Endwert erhöhen.

6.3.2 Auftreten von Überhitzungen in der Heizzone des wassergekühlten Wärmerohrs

Bei einem Wärmefluss von etwa 1200 Watt traten in der isothermen Zone heisse Stellen auf. Die Erscheinung war unabhängig von der eingefüllten Argonmenge und von der Temperatur des Wärmerohrs. Sie ist vermutlich auf den Einfluss der Dampfreibung auf den Flüssigkeitsstrom im engen Spalt zwischen Wärmerohrwand und Verdrängungskörper (3,5 mm) zurückzuführen. Dadurch kann der Rücktransport des Kondensats in die Verdampfungszone behindert werden. Diese Erklärung scheint für die vorliegende Anordnung in besonderem Masse zuzutreffen, da der Spalt unterhalb der Kühlzone noch 10 mm in den Dampfraum hineinragte.

Für eine Wiederholung der Messungen wurde deshalb der Verdrängungskörper auf 10 mm Länge konisch abgedreht, so dass der Querschnitt am unteren Ende gegenüber dem Ausgangsquerschnitt auf die Hälfte vermindert war.

Bei dem so ausgestatteten Wärmerohr war auch bei hohen Leistungen (bis etwa 1,7 kW) ein einwandfreier Betrieb gewährleistet. Heisse Stellen traten nicht mehr auf. In Bezug auf die Temperaturstabilisierung ergaben sich keine Veränderungen.

Gleiche Überhitzungen traten auf, als die Spaltbreite zwischen Verdrängungskörper und Wärmerohrwand 1 mm betrug.

Eine Abschätzung der Druckverluste im 1 mm Ringspalt scheint die oben gemachte Vermutung zu bestätigen. Der Druckverlustanteil, der in der Kondensatströmung durch Scherwirkung der Dampfströmung hervorgerufen wird (HUFSCHMIDT u. Mitarb. [16]) ist etwa um den Faktor 5 grösser als der Reibungsverlust. Im übrigen Dampfraum beträgt der Anteil der Scherwirkung nur etwa 5% des Reibungsverlustes.

6.3.3 Sauerstoffkorrosion in der strahlungsgekühlten Anordnung

Bereits nach einer Betriebsdauer von etwa 10 Stunden trat im unteren Wärmerohr der strahlungsgekühlten Anordnung ein Leck auf. Die Undichtigkeitsstelle lag am oberen Rand der Heizzone. An dieser Stelle wurde das Netz, was die Kapillare bedeckt, durch einen Überwurfring gehalten und mit dem Wärmerohr verschweisst (siehe Abbildung 6.7).

Die mikroskopische Untersuchung ergab, dass der Überwurfring mit feinen Haarrissen durchsetzt war. Zur Ermittlung der Ursache wurde das Teil in zwei gleiche Hälften längsgeteilt und an verschiedenen Stellen des Querschnitts die Mikrohärtigkeit nach VICKERS gemessen.

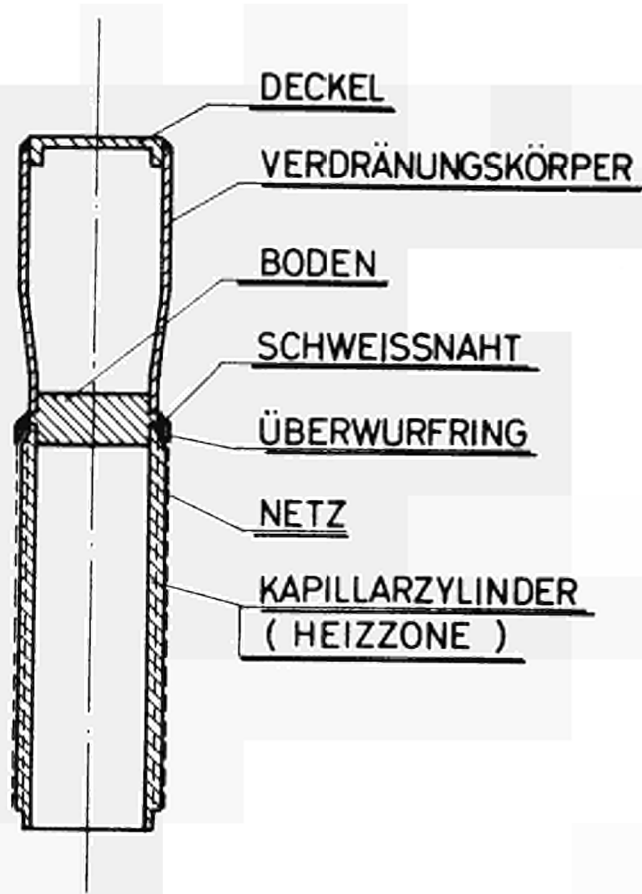
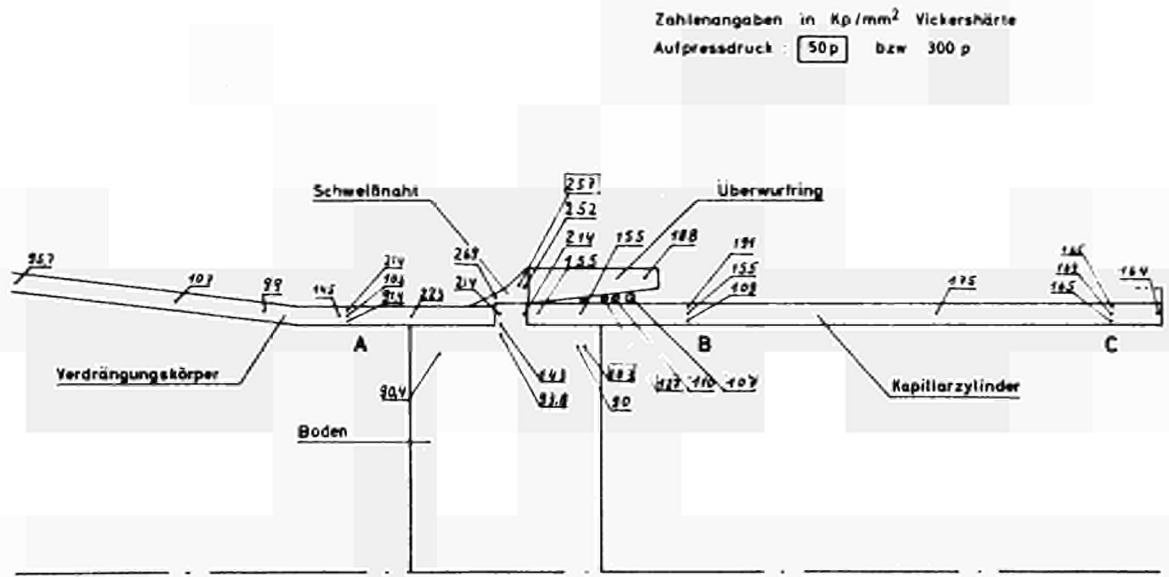


Abb. 6.7 : Heizzone des Wärmerohrs I

Die Abbildung 6.8 zeigt den Prüfling mit den verschiedenen Messpositionen und den gemessenen Härtewerten in kp/mm^2 . Man erkennt, dass die Schweissnaht selbst und die unmittelbar benachbarten Zonen die höchsten Härtewerte aufweisen (bis 269 kp/mm^2).

Die Härte fällt zur Mitte des Verdrängungskörperbodens schnell ab. Zur Beantwortung der Frage, ob die Verhärtung des Materials von der mit Kalium benetzten Seite ausging oder infolge von Karburiierung durch das Graphitelement auftrat, wurde an drei verschiedenen Stellen (A,B,C) die radiale Härteverteilung gemessen. An den beiden Stellen, die in der Nähe des Ringes liegen (A,B), zeigt sich eine deutliche Härteverminderung von der mit Kalium benetzten Seite zur anderen. In grösserer Entfernung ist dieser



Gradient nicht mehr anzutreffen (Stelle C). Beide Aussagen lassen vermuten, dass der Schaden durch innere Oxidation der Wand hervorgerufen wurde.

Eine Sauerstoffanalyse von Proben, die an verschiedenen Stellen der Wärmerohrwand herausgeschnitten waren, ergab die erwartete hohe Sauerstoffkonzentration im Bereich des Überwurfrings, Abbildung 6.9. Das Maximum liegt unmittelbar unterhalb des Überwurfrings. Die Proben 6 und 7 waren durch Oxidation so verändert, dass sie bei der Reinigung zerbröckelten. Die Sauerstoffkonzentration der Restbestandteile lag über 10.000 ppm. Diese hohe Konzentration lässt vermuten, dass ein Sauerstofftransport innerhalb des Wärmerohrs vorgelegen hat, wie er von BUSSE [17] bei Hochtemperatur-Li-Wärmerohren gefunden wurde. Danach läuft der Korrosionsmechanismus so ab, dass Sauerstoff aus dem Wandmaterial der Kühlzone vom flüssigen Kalium aufgenommen und zur Heizzone transportiert wird. Die Sauerstoffkonzentration nimmt hier im flüssigen Kalium durch den Verdampfungsvorgang lokal zu, was

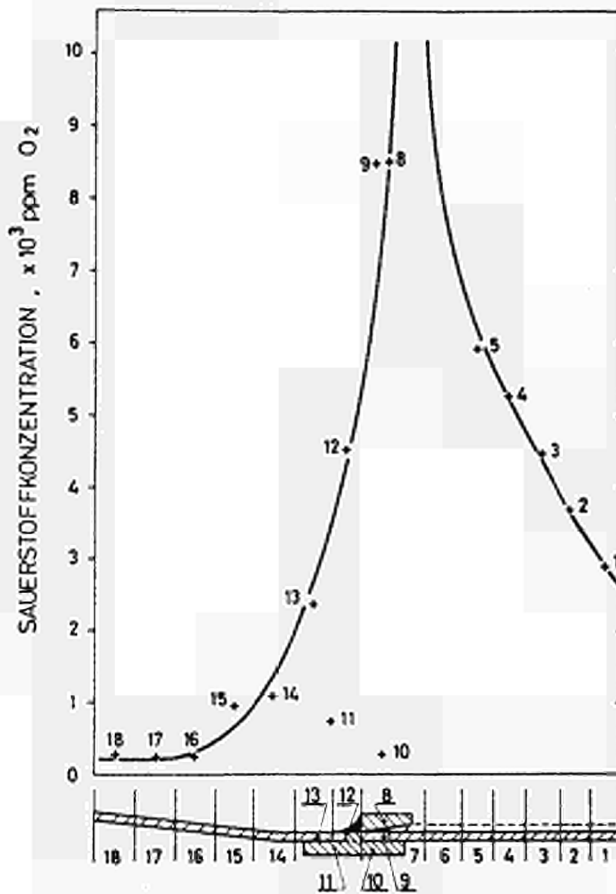


Abb. 6.9 : Ergebnis der Sauerstoffanalyse

schliesslich zum Wandangriff führt. Wenn Nb-1Zr als Wandmaterial vorliegt, beginnt dieser Angriff bei einer kritischen Sauerstoffkonzentration, deren Höhe davon abhängt, ob der Sauerstoff im Nb-1Zr in fester Lösung oder als Zr-O_2 Phase vorliegt. Sie beträgt maximal etwa 3500 ppm; entsprechend dem Atomverhältnis $\text{O} : \text{Zr} = 2 : 1$.

Bei gemessenen Werten von über 10.000 ppm ist dieser kritische Wert so stark überschritten, dass ein Angriff der Rohrwand bis zur Undichtigkeit verständlich wird.

Zur Verhinderung der Korrosion wurden folgende Änderungen an dem Teil vorgenommen.

- Die Heizzone und der anschliessende Verdrängungskörper (ohne Deckel) wurde aus einem Rohrstück gefertigt. (Die Aufweitung des Rohrs auf den Durchmesser des Verdrängungskörpers erfolgte

durch ein Drückwerkzeug). Dadurch konnte die Schweissnaht vermieden werden, deren schlecht zu prüfender Einfluss auf die angrenzenden Materialzonen eine Unsicherheit darstellte.

- Das Netz, das die Kapillaren bedeckte, wurde zunächst am oberen Heizonenrand mit mehreren Drahtwindungen (Nb-1%Zr) an der Rohrwand befestigt und anschliessend mit der Legierung Zr-22Nb angelötet (Löttemperatur 1750°C).

Die Lötung hatte zwei Aufgaben. Einmal war bei gelungener Lötung keine Kapillaröffnung grösser als die Maschenweite des Netzes, was für das Erreichen der maximalen Kapillarkraft vorausgesetzt wird. Ausserdem kann angenommen werden, dass das Lötmaterial mit seinem hohen Zirkoniumanteil soviel Sauerstoff aufnimmt, dass die Sauerstoffkorrosion des Wandmaterials vermieden wird.

Diese Vorkehrungen erwiesen sich als wirksam. Die Anordnung, die mit dem so veränderten Bauteil ausgerüstet war, arbeitete während der gesamten Versuchsdauer einwandfrei.

7. VERGLEICH DER VERSUCHSERGEBNISSE MIT DER BERECHNETEN TEMPERATURKENNLINIE

Nach Kapitel 4.3 ist die Temperaturkennlinie für die strahlungsgekühlte Anordnung gegeben durch die Gleichungen 4.3.14, 4.3.15 und die Gleichung für die Dampfdruckkurve.

Gleichung 4.3.15 gibt die Wärmeleistung an, die von der Radiatoroberfläche abgestrahlt wird. Die Übereinstimmung dieser Gleichung mit den experimentellen Werten hängt von der Kenntnis der Temperaturverteilung auf der abstrahlenden Fläche ab. Die Temperatur der isothermen Zone wurde durch mehrere Thermolemente bestimmt.

(T_4 in Tabelle 6.3). Für die Oberfläche im Bereich des Gasraums ist es sinnvoll, den Mittelwert der Temperaturen T_4 und T_9 einzusetzen. Zur Bestimmung der Länge y der isothermen Zone (siehe Gleichung 4.3.9 und 4.3.10) muss die mittlere Gastemperatur T_{GII} bekannt sein. Bei der Festlegung dieser Temperatur ist zu beachten, dass der Hauptteil des Gases im Volumen oberhalb des Ver-

drängungskörpers konzentriert ist. Es wird daher die Gastemperatur mit der Oberflächentemperatur T_9 gleichgesetzt.

Die so modifizierte Beziehung (4.3.15) für die Abstrahlleistung lautet dann:

$$\dot{Q} = \epsilon \cdot \phi \cdot U_{II} \left\{ \left[T_4^4 - \left(\frac{T_4 + T_9}{2} \right)^4 \right] \cdot y + \left(\frac{T_4 + T_9}{2} \right)^4 \cdot 1 \right\}$$

mit

$$y = \frac{1}{F_{RS,II}} \left[V_{GII}(y=0) - T_9 \cdot \left(\frac{nR}{P_{DII}} - \frac{V_{V,II}}{T_0} \right) \right] \quad (7.1)$$

In Abbildung 7.1 sind die mit Gleichung 7.1 ermittelten Wärmeströme aufgetragen. Sie stimmen gut mit den experimentellen Ergebnissen überein.

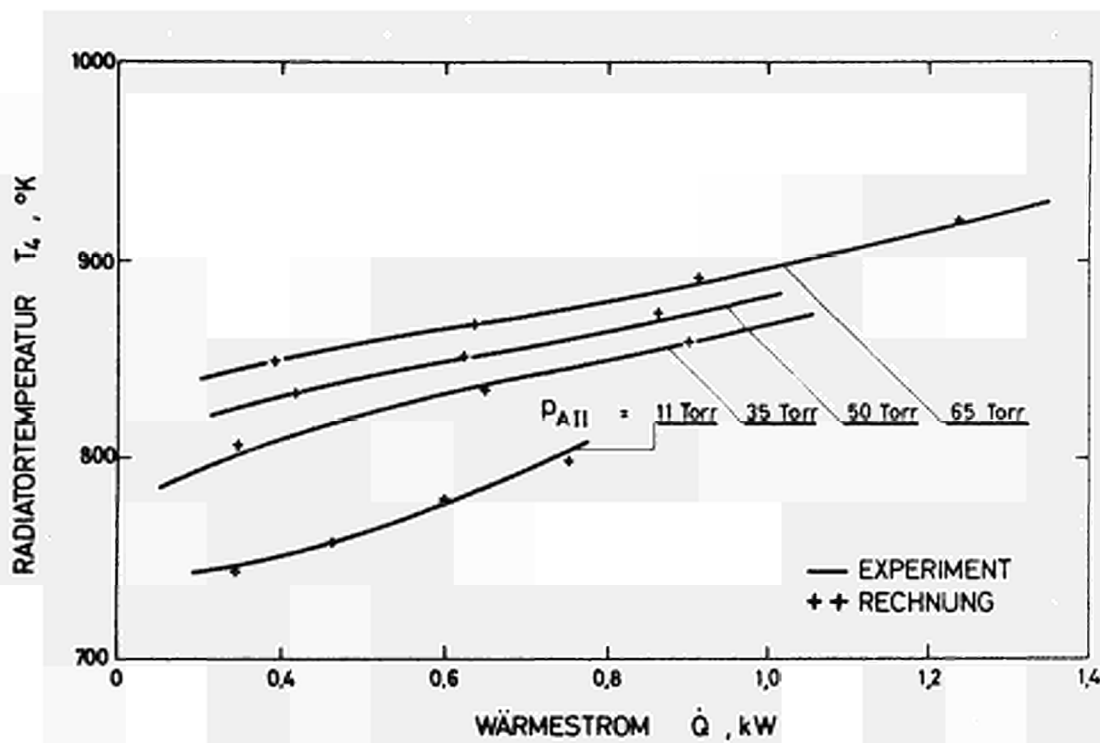


Abb. 7.1 : Vergleich der errechneten Abstrahlleistung mit den gemessenen Werten.

Die Ermittlung des Kaliumdampfdruckes erfolgte nach der Gleichung

$$\log p_D = 7,0424 - 4299,2 / T_D$$

p_D in Torr T_D in °K

Nach SCHINS [18] beschreibt diese Beziehung am besten die experimentellen Ergebnisse aus seinen [19] und verschiedenen anderen Dampfdruckmessungen.

Als Emissionskoeffizient wurde der konstante Wert $\epsilon = 0,8$ eingesetzt (siehe Kapitel 5.1.1).

Gleichung 4.3.14 gibt den Wärmestrom an, der vom Wärmerohr I im Bereich des Verdrängungskörpers an das Wärmerohr II übertragen wird. Zur Überprüfung, ob sich die experimentell gefundenen Wärmeströme mit dieser Beziehung darstellen lassen, müssen zunächst der Wärmeleitwert k_1 für die Ansatzstelle der beiden Wärmerohre und der Faktor $k_2 = \lambda_{m2} U_m / d_1$ gefunden werden.

Nach Kapitel 3.3 kann k_1 mit der Formel

$$k_1 = \lambda_{m1} \cdot F_m / d_m$$

abgeschätzt werden.

Bei der Bestimmung der mittleren Wärmeleitfähigkeit wird berücksichtigt, dass beide Seiten des Wandstückes mit einer Schicht Kalium ($d_{K,m}$) belegt ist. Der Ausdruck λ_m / d_m errechnet sich somit aus der Beziehung

$$\frac{d_m}{\lambda_{m1}} = \frac{d_{Nb,m}}{\lambda_{Nb,m}} + \frac{d_{K,m}}{\lambda_{K,m}}$$

Für die mittlere Wärmeleitfähigkeit von Niob wurde ein Wert nach GOLDSMITH u.a. [20] und für die von Kalium ein Wert nach

BURDI [21] eingesetzt.

Mit dem Wert $F_m = 4,6 \text{ cm}^2$, der aus den gegebenen Abmessungen des Wärmerohrs ermittelt wurde und dem Wert

$$\frac{\lambda_{m1}}{d_m} = 1,2 \text{ Watt/cm}^2 \cdot \text{K}$$

erhält man schliesslich

$$k_1 = 5,6 \text{ Watt/}^\circ\text{K}$$

Der Faktor k_2 lässt sich genauer bestimmen, da hier die wirkliche Wanddicke d_I des Wärmerohrs eingesetzt werden kann. Bei der Ermittlung der mittleren Leitfähigkeit wird davon ausgegangen, dass die Wärmerohrwand zum Teil aus Rillenstegen und zum Teil aus den Rillen selbst besteht, die mit Kalium gefüllt sind. Die Wärmeleitwerte beider Flächenteile können getrennt bestimmt werden. Ihre Summe ergibt den gesuchten Ausdruck

$$\frac{\lambda_{m2}}{d_I} = 3,21 \text{ Watt/cm}^2 \cdot \text{K}$$

Man erhält damit

$$k_2 = 28,75 \text{ Watt/cm}^\circ\text{K}$$

Nach Gleichung 4.3.3 lautet somit die Beziehung für die Kühlflächenlänge x

$$\dot{Q}/(T_{DI} - T_{DII}) = 5,6 + 28,75 x \quad (7.2)$$

Diese Gerade ist in Abbildung 7.2 aufgetragen.

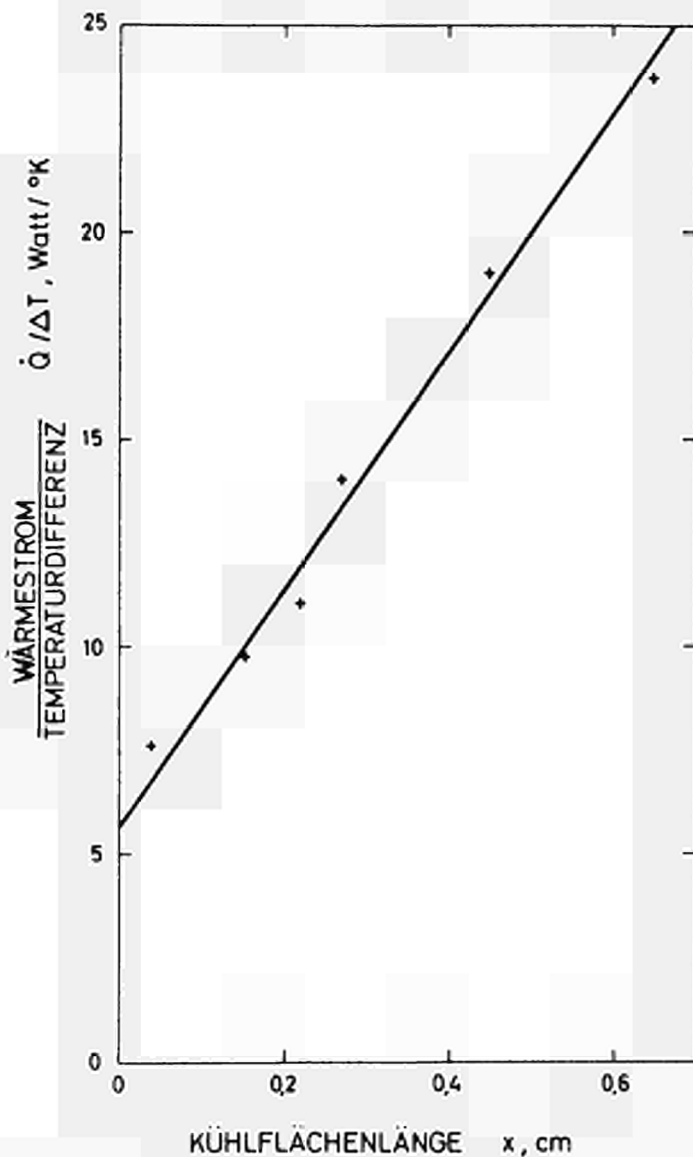


Abb. 7.2 :

Berechnete Kühlflächenlänge x in Abhängigkeit von übertragenem Wärmestrom und der Temperaturdifferenz der beiden Wärmerohre und Vergleich mit den experimentell gefundenen Werten (+++)

Nach den Gleichungen 4.3.4 und 4.3.5 lässt sich die Kühlflächenlänge x aus den Abmessungen des Wärmerohrs ($V_{GI(x=0)} / F_{RSI}$), der eingefüllten Argonmenge n_I , und den gemessenen Temperaturen T_1 und T_4 ermitteln.

Bei der Berechnung können sich allerdings leicht Fehler einstellen, da die x -Werte aus der Differenz von zwei grossen Ausdrücken gefunden werden ($V_{GI(x=0)} - V_{GI}$). Trotzdem lassen sich die Ergebnisse recht gut mit der Geraden der Gleichung 7.2 beschreiben (siehe Abbildung 7.2).

Entsprechend gut stimmen die errechneten Wärmerohrtemperaturen (T_{DI} aus der Gleichung 4.3.14) mit den experimentellen Werten überein (siehe Abbildung 7.3). Ausgangswerte für die Rechnung waren T_4 , \dot{Q} -Wertekombinationen, die als Schnittpunkte von

$T_4 = \text{const.}$ -Geraden mit der T_4 - Kurvenschar der Abbildung 6.4 gefunden wurden.

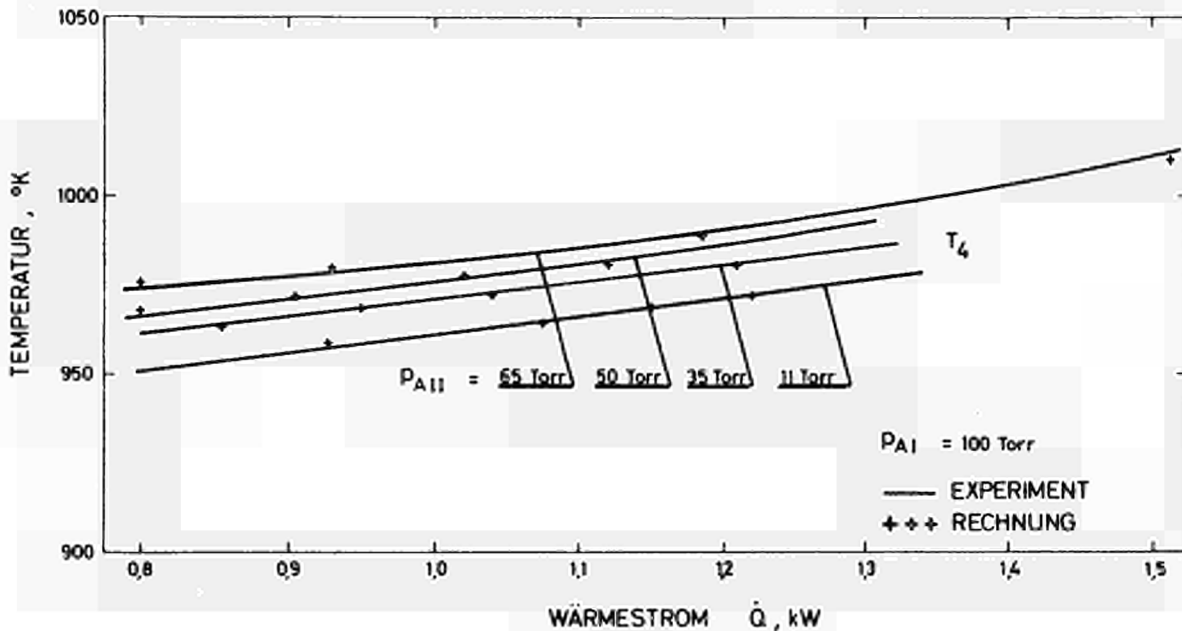


Abb. 7.3 : Vergleich der errechneten Wärmerohrtemperaturen mit den experimentellen Werten

Das Ergebnis sagt aus, dass bei der Beschreibung des Wärmeübergangs die Grenze zwischen Gas und Dampf gemäss der Modellvorstellung des Kapitels 4.3 als Ebene angenommen werden kann.

Bemerkenswert ist, dass ein Einfluss des Argongases auf den Wärmeübergang bei der Kondensation zu vernachlässigen ist. Bekanntlich bildet das Gas in Dampf-Gas-Gemischen über der Kondensationsfläche eine Sperrschicht, durch die der Dampf hindurchdiffundieren muss (siehe V.J.SUBBOTIN und Mitarb. [22], KROGER und Mitarb. [23], GERHART [24]). Nach KROGER [23] genügt schon eine Argonmenge im Kaliumdampfraum von $7,15 \cdot 10^{-6} \text{ g/cm}^2$, bezogen auf die Kondensationsfläche, um den Wärmeübergang um den Faktor 20 zu vermindern. Auf die mittlere Kühlfläche der untersuchten strahlungsgekühlten Anordnung übertragen, würde etwa 0,4% der gesamten Einfüllmenge des Gases ausreichen, um den

gleichen Effekt zu verursachen. Da eine Störung des Wärmeübergangs nicht auftrat, muss angenommen werden, dass bei Wärmerohren, die teilweise mit Edelgas gefüllt sind, das Gas durch die Dampfströmung vollständig oberhalb der Kondensationsfläche gehalten wird.

Bei axialer Wärmerohrkühlung, etwa durch den Wärmerohrdeckel, dürften dagegen schon relativ geringe Gasverunreinigungen einen störenden Temperaturabfall bewirken.

8. ZUSAMMENFASSEND E DARSTELLUNG DER ERGEBNISSE

Die Versuche haben gezeigt, dass teilweise mit Argon gefüllte Wärmerohre, die nach den konstruktiven Richtlinien des Kapitels 4.4.1 aufgebaut sind, ihre Betriebstemperatur stabilisieren.

Ausserdem wurde bestätigt, dass sich der Wärmeübergang zwischen zwei gekoppelten Wärmerohren, die teilweise mit Argon gefüllt sind, mit einer einfachen Modellvorstellung (siehe Kapitel 4.3, insbesondere Gleichung 4.3.3) beschreiben lässt. Die Grenze zwischen Argongas und Kaliumdampf wird daher als Ebene angenommen.

Die Versuche haben weiter ergeben, dass der Dimensionierung des Gasraums kein allzu grosses Gewicht beizumessen ist, wenn Verdrängungskörper und Kühlsysteme mit hohen Wärmestromdichten angewandt werden. Bei den untersuchten Anordnungen mit Wärmestromdichten von 150 bis 200 W/cm² erweist sich ein Gasraum mit 57 cm³ als völlig ausreichend.

Einen entscheidenden Einfluss auf die Temperaturstabilisierung hat dagegen eine Änderung der Gastemperatur während des Wärmerohrbetriebes. Liegt die Gastemperatur so hoch, dass der temperaturabhängige Partialdruck des Wärmeträgerdampfes in dieser Zone eine zu berücksichtigende Grösse annimmt, wird die Temperatur-

stabilisierung zusätzlich vermindert.

Der Einfluss des Dampfpartialdruckes im Gasraum geht deutlich aus einem Vergleich zwischen Theorie und Experiment hervor. Nach den theoretischen Überlegungen des Kapitels 4.3 (Gleichung 4.3.12) in Verbindung mit der PICTET-TROUTON-Beziehung), die für vernachlässigbaren Dampf-Partialdruck und vernachlässigbarer Gasvolumenänderung gelten, ist die Änderung der Betriebstemperatur etwa um den Faktor 10 kleiner als die gleichzeitige Änderung der Gastemperatur. Der experimentell gefundene Faktor für die strahlungsgekühlte Anordnung, bei der ein Dampfpartialdruck im Gasraum auftritt, die Gasvolumenänderung aber ebenfalls vernachlässigbar ist, beträgt jedoch nur 2 bis 3 (siehe Tabelle 6.4).

Wird der Gasraum durch ein zweites Wärmerohr umschlossen (strahlungsgekühlte Anordnung), nimmt die Gastemperatur zwar die Temperatur dieses Wärmerohrs an und kann so stabilisiert werden. Bei Ausführung als Radiatorwärmerohr liegt jedoch die Betriebstemperatur meistens so hoch, dass ein Partialdruck des Wärmeträgers im eingeschlossenen Gasraum auftritt und die temperaturstabilisierende Wirkung dieser Anordnung stark beeinträchtigt.

Eine bessere Temperaturstabilisierung mit der strahlungsgekühlten Anordnung setzt eine Verminderung des Dampfpartialdruckes im Gasraum voraus, was mit folgenden Massnahmen erreicht werden kann.

- a) Den Radiator für tiefe Temperaturen auslegen, so dass der Dampfpartialdruck im Gasraum zu vernachlässigen ist. Dies führt allerdings meistens zu ungünstig grossen Radiatorabmessungen.
- b) Bessere Stabilisierung der Radiatortemperatur
Die im Versuch angewandte Temperaturstabilisierung der Radiatortemperatur mit Argongas und Verdrängungskörper brachte zwar gute Ergebnisse, wird aber für manche Anwendungen nicht ausreichen. Hauptgrund für die verbliebene Temperaturänderung ist der Einfluss der Gasvolumenänderung im Radiatorwärmerohr. Sie wird hervorgerufen durch die relativ grossen Bewegungen

der Dampf-Gas-Grenze als Folge der geringen Wärmestromdichte bei Strahlungskühlung. Auch bei einem gross dimensionierten Gasraum und dem Einsatz eines optimalen Verdrängungskörpers dürfte dieser Einfluss wirksam bleiben.

- c) Verwendung von Anordnungen mit mehr als zwei hintereinander geschalteten Wärmerohren

Das Problem der exakten Stabilisierung der Radiatortemperatur kann umgangen werden, wenn eine Anordnung aus drei hintereinandergeschalteten Wärmerohren verwendet wird (siehe Abb.8.1).

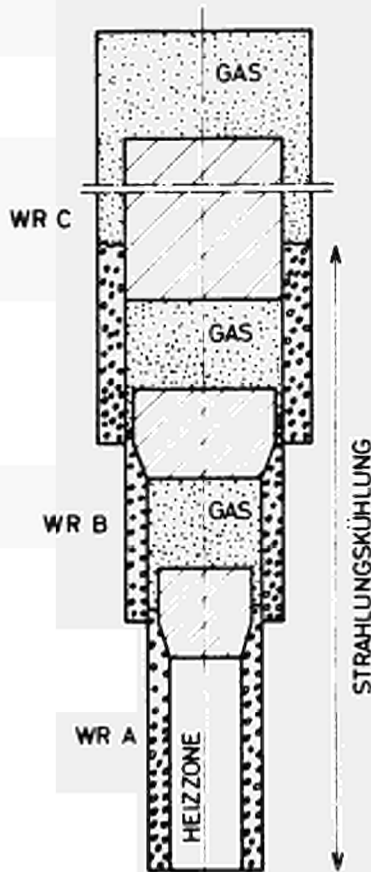


Abb. 8.1 : Strahlungsgekühlte Anordnung mit drei Wärmerohren

Das mittlere Wärmerohr B hat lediglich die Aufgabe, die Gastemperatur des unteren Wärmerohrs A zu stabilisieren. Es ist dazu besonders gut in der Lage, da sich wegen der hohen Wärmestromdichte in der Kühlzone das Gasvolumen wenig ändert und die Gastemperatur durch das Radiator-Wärmerohr stabilisiert wird. Allerdings wird die Gastemperatur in Wärmerohr B wieder so hoch sein, dass der Partialdruck des Wärmeträgerdampfes wirksam wird. Gegenüber der untersuchten Doppelausführung wird sich

deshalb die Änderung der zu stabilisierenden Temperatur ($\Delta T/T$) ebenfalls nur um den Faktor 2 bis 3 verbessern. Bei dieser Anordnung ist weiter zu beachten, dass die Temperaturdifferenz zwischen dem unteren Wärmerohr (A) und dem oberen (C) grösser ist als bei der untersuchten Doppelanordnung. Bei gleicher Radiatorauslegung muss daher das Temperaturniveau im unteren Wärmerohr (A) höher liegen.

Die vorliegende Arbeit wurde in der Abteilung "Direkte Energiewandlung" des EURATOM-Forschungszentrums Ispra, Italien, in Kontakt mit dem Institut für Kernenergetik der Universität Stuttgart durchgeführt.

Mein Dank gilt Herrn Prof.Dr. K.H. Höcker, Leiter des Instituts für Kernenergetik der Universität Stuttgart, für sein förderndes Interesse.

Herrn Dr. C.A. Busse, unter dessen Obhut die Arbeit durchgeführt wurde und der mich durch zahlreiche Anregungen und wertvolle Diskussionen wesentlich gefördert hat, gilt mein besonderer Dank. Ebenso danke ich den Herren Ingenieuren C. Cappelletti, F. Geiger und G. Kirchner für ihre wertvolle Hilfe beim Aufbau des Versuchs.

Die Messungen des Emissionskoeffizienten und der Mikrohärtigkeit sowie die Sauerstoffanalyse wurden freundlicherweise in den Abteilungen Technologie, Metallurgie und Chemie des EURATOM-Zentrums durchgeführt.

Zeichenerklärung

F	-	Fläche
H	-	Länge der Kapillarrillen
L	-	molare Verdampfungswärme
N	-	Anzahl der Kapillarrillen
\dot{Q}	-	im Wärmerohr übertragene Wärmeleistung (Wärmestrom)
R	-	Gaskonstante
T	-	Temperatur
U	-	Umfang des Wärmerohrs
V	-	Volumen
b	-	Breite der Kapillarrille
d	-	Dicke der Wärmerohrwand
g	-	Erdbeschleunigung
h	-	Steighöhe
l	-	Länge der Kühlzone
n	-	Anzahl der Gasmole
p	-	Druck
\dot{q}	-	Wärmestromdichte
t	-	Tiefe der Kapillarrille
u	-	Differenzspannung der Thermoelemente
x	-	Länge der Kühlfläche von Wärmerohr I
y	-	Länge der Kühlfläche von Wärmerohr II
ϵ	-	Emissionszahl
η	-	dynamische Viskosität
λ	-	Wärmeleitzahl
ρ	-	spezifisches Gewicht
ρ_e	-	spezifischer elektrischer Widerstand
τ	-	Oberflächenspannung
ϕ	-	Strahlungskonstante
ω	-	Aufheizung der Gasraumwand

Indizes

A	-	Einfüllzustand
D	-	Dampf
G	-	Gas
H	-	hydrostatisch
K	-	Kapillare
N	-	Netz

RS - Ringspalt

WR - Wärmerohr

a - aussen

b - Siedepunkt

i - innen

m - Mittelwert

p - Partialwert

I - unteres

II - oberes Wärmerohr der strahlungsgekühlten Anordnung

1...9 Messpositionen auf der Wärmerohroberfläche

Literaturverzeichnis

- [1] J.KAYE, J.A.WELSCH : "Direct Conversion of Heat to Electricity", MIT Verlag John Wiley (1960)
- [2] B.DEVIN, R.LESUEUR, R.SETTON : "Vapor Pressure of Cesium Above Graphite Lamellar Compounds"
Thermionic Conversion Specialist Conference,
Palo Alto, California (1967)
- [3] T.P.COTTER : "Theory of Heat Pipe"
LA-3246 (1965)
- [4] G.M.GROVER, J.BOHDANSKY, C.A.BUSSE : "The Use of a New Heat Removal System in Space Thermionic Power Supplies"
EUR 2229 (1965)
- [5] R.PRUSCHECK, M.SCHINDLER, K.MORITZ : "Das Wärmerohr"
Chemie-Ingenieur-Technik, 39, Heft 1 (1967)
- [6] G.M.GROVER, T.P.COTTER, G.F.ERICKSON : "Structures of Very High Thermal Conductance"
J.Appl.Phys. 35, (1964)
- [7] J.BOHDANSKY, H.E.J.SCHINS : "A New Method for Vapor-Pressure Measurements at High Temperature and High Pressure"
J.Appl.Phys., 36, No.11 (1965)
- [8] W.A.RANKEN, J.E.KEMME : "Survey of Los Alamos and Euratom Heat Pipe Investigations"
Proceedings of Thermionic Conversion Specialist Conference, San Diego, California (1965)
- [9] T.WYATT : "A Controllable Heat Pipe Experiment for the 5E-4 Satellite"
Appl.Phys.Lab., The Johns Hopkins University,
SDO-1134 (1965)
- [10] J.D.LEE, R.W.WERNER : "Concept for a Gas Buffered Annular Heat Pipe Fuel Irradiation Capsule"
The Clearinghouse for Federal Scientific and Technical Informations, Springfield, Virginia 22151
UCRL-50510 (1968)
- [11] C.A.WEAVER, A.J.PATRICK, W.A.RANKEN : "Development and Feasibility of Isothermal Irradiators"
Proceedings of Thermionic Conversion Specialist Conference, Carmel, California (1969)
- [12] K.T.FELDMANN, G.H.WHITING : "Applications of the Heat Pipe"
Mechanical Engineering (1968)
- [13] W.BIENERT : "Heat Pipes for Temperature Control"
Proceedings of the Fourth Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, Washington (1969)
- [14] R.G.BRESSLER, T.WYATT : "Surface Wetting Through Capillary Grooves"
Journal of Heat Transfer (1970)

- [15] E.VAN ANDEL: "Heat Pipe Design Theory"
Proceedings of the Second Int. Conference on
Thermionic Electrical Power Generation,
Stresa (1968)
- [16] W.HUFSCHMIDT, E.BURCK, G.DI COLA, H.HOFFMANN : "Der Einfluss
der Scherwirkung des Dampfstromes auf den lami-
ren Flüssigkeitsstrom in Kapillaren von Wärme-
rohren"
Wärme- und Stoffübertragung, 2 (1969)
- [17] C.A.BUSSE : "Korrosion in Hochtemperatur-Lithium-Wärmerohren
mit Niob-1 Zirkon oder Tantal als Wandmaterial"
Corrosion Science, 10 (1970)
- [18] H.E.J.SCHINS, R.W.M. VAN WIJK, B.DORPEMA : " The Heat Pipe
Boiling Method and the Vapor Pressure of Twelve
Metallic Elements in the Range 10 - 10.000 Torr"
Veröffentlichung in "Metallforschung" in Vorbe-
reitung
- [19] H.E.J.SCHINS : "Liquid Metals for Heat Pipes, Properties,
Plots, and Data Sheets"
EUR 3653 (1967)
- [20] A.GOLDSMITH, T.E.WATERMAN, H.J.HIRSCHHORN : "Handbook of
Thermophysical Properties of Solid Materials,
Vol.I : Elements"
Pergamon Press (1961)
- [21] G.F.BURDI : "SNAP Technology Handbook, Vol.I - Liquid Metals"
NAA-SR-8617 (1964)
- [22] V.J.SUBBOTIN, M.N.IVANSKII, V.P.SOROKIN, B.A.CHULKOV:
"Heat Transfer during the Condensation of
Potassium Vapor"
Teplofizika Vysokikh Temperatur, 2 , No.4 (1964)
- [23] D.G.KROGER, W.M.ROHSENOV : "Condensation Heat Transfer in
the Presence of a Non-Condensable Gas"
Int.J. Heat Mass Transfer, 11 (1968)
- [24] K.GERHART : "Stoff- und Wärmeübertragung bei der Kondensation
von Dämpfen aus im Ringspalt strömenden Gemischen
mit Luft"
Dissertation, TH - Aachen (1969)
- [25] R. RUEHLE, G. STEINER, R. FRITZ and S. DAGBJARTSSON: "Verwen-
dung von Wärmeübertragungsrohren für Thermionik-
reaktoren. Atomkernenergie" 10 Jhg., Heft 9/10,
pp. 399-404, (1965).
- [26] S. DORNER, F. REISS and K. SCHRETZMANN: "Experimentelle Unter-
suchungen an Natrium-gefüllten Heat-Pipes" Report
KFK 512, Gesellschaft für Kernforschung M.B.H.
Karlsruhe, (1967).
- [27] R. PRUSCHEK, M. SCHINDLER and K. MORITZ: "Das Wärmerohr,
Chemie-Ingenieur-Technik, Band 39, Heft 1,
pp. 21-6, (1967).

- [28] P. ZIMMERMANN: "Theoretische Betrachtungen zum Wärmerohr" IKE, Universität Stuttgart, Bericht Nr. 5-50d, 1967.
- [29] G. GAMMEL and H. WALDMANN: "Messung des maximalen Leistungsdurchsatzes von Wärmeleitrohren mit flüssigem Metall" BBC-Nachrichten, Band 49, Heft 10, pp. 34-8, 1967.
- [30] K. MORITZ and R. PRUSCHEK: "Grenzen des Energietransports in Wärmerohren" Chemie-Ingenieur-Technik, Band 41, Heft 1 + 2, pp. 30-7, (1969).
- [31] K. MORITZ: "Ein Wärmerohr neuer Bauart - das Gewinde-Arterien-Wärmerohr" Chemie-Ingenieur-Technik, Band 41, Heft 1+2, pp. 37-40, (1969).
- [32] P. ZIMMERMANN: "Das wärmerohr - Stand des Wissens" IKE, Universität Stuttgart, Bericht Nr. 5-65, (1969).
- [33] K. MORITZ: "Zum Einfluss der Kapillargeometrie auf die maximale Heizflächenbelastung in Wärmerohren" Dissertation, IKE, Universität Stuttgart, 1969.
- [34] M. GROLL and P. ZIMMERMANN: "Kenngrößen zum Beurteilen von Wärmeträgern für Wärmerohre" Chemie-Ingenieur-Technik, Band 41, Heft 24, pp. 1294-1300, (1969).
- [35] M. GROLL and P. ZIMMERMANN: "Das maximale Wärmetransportvermögen optimal ausgelegter Wärmerohre. Chemie-Ingenieur-Technik, Band 42, Heft 15, pp. 977-81, 1970.
- [36] M. GROLL and P. ZIMMERMANN: "Instationäres Betriebsverhalten von Wärmerohren" Chemie-Ingenieur-Technik, Band 42, Heft 16, pp. 1031-34, 1970.
- [37] P. ZIMMERMANN and M. GROLL: "Wärmerohre in der Satellitentechnik" Raumfahrtforschung, Band 14, 1970.
- [38] M. GROLL, H. KREEB, P. ZIMMERMANN: "Ultimate Performance of Heat Pipes with Low Temperature Heat Carriers" Thermionic Conversion Specialist Conference, Miami Beach (1970).
- [39] P. ZIMMERMANN: "Dynamic Behavior of Heat Pipes, Thermionic Conversion Specialist Conference, Miami Beach (1970).

AN UNSERE LESER

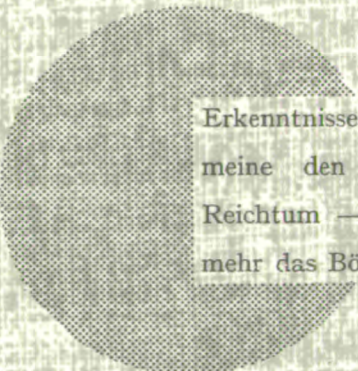
Alle von der Kommission der Europäischen Gemeinschaften veröffentlichten wissenschaftlichen und technischen Berichte werden in der Monatszeitschrift „euro-abstracts“ angezeigt.

Abonnements (1 Jahr : DM 60,- Bfrs 820,-) und Probehefte sind erhältlich bei :

Handelsblatt GmbH
„euro-abstracts“
D-4 Düsseldorf 1
Postfach 1102
Deutschland

oder

**Amt für öffentliche Veröffentlichungen
der Europäischen Gemeinschaften**
Postfach 1003 - Luxemburg/Bahnhof
37, Glesenerstrasse, Luxemburg



Erkenntnisse verbreiten ist soviel wie Wohlstand verbreiten — ich meine den allgemeinen Wohlstand, nicht den individuellen Reichtum — denn mit dem Wohlstand verschwindet mehr und mehr das Böse, das uns aus dunkler Zeit vererbt ist.

Alfred Nobel

VERTRIEBSSTELLEN

Alle von der Kommission der Europäischen Gemeinschaften veröffentlichten Berichte sind bei folgenden Stellen zu den auf der ersten Rückseite des Umschlags angegebenen Preisen erhältlich. Bei schriftlicher Bestellung bitte die EUR-Nummer und den Titel, die beide auf der ersten Umschlagseite jedes Berichts stehen, deutlich angeben.

AMT FÜR ÄMTLICHE VERÖFFENTLICHUNGEN DER EUROPÄISCHEN GEMEINSCHAFTEN

Postfach 1003 - Luxemburg/Bahnhof
37, Glesenerstrasse, Luxemburg (Compte chèque postal N° 191-90)

BELGIQUE — BELGIË

MONITEUR BELGE
Rue de Louvain, 40-42 - B-1000 Bruxelles
BELGISCH STAATSBAD
Leuvenseweg 40-42 - B-1000 Brussel

LUXEMBOURG

OFFICE DES
PUBLICATIONS OFFICIELLES DES
COMMUNAUTÉS EUROPÉENNES
Case Postale 1003 - Luxembourg/gare
37, rue Glesener - Luxembourg

DEUTSCHLAND

VERLAG BUNDESANZEIGER
Postfach 108 006 - D-5 Köln 1

NEDERLAND

STAATSDRUKKERIJ
en UITGEVERIJBEDRIJF
Christoffel Plantijnstraat - Den Haag

FRANCE

SERVICE DE VENTE EN FRANCE
DES PUBLICATIONS DES
COMMUNAUTÉS EUROPÉENNES
rue Desaix, 26 - F-75 Paris 15^e

ITALIA

LIBRERIA DELLO STATO
Piazza G. Verdi, 10 - I-00198 Roma

UNITED KINGDOM

H. M. STATIONERY OFFICE
P.O. Box 569 - London S.E.1

Kommission der
Europäischen Gemeinschaften
G.D. XIII - C.I.D.
29, rue Aldringer
L u x e m b o u r g

CDNA04634DEC