

**KERNFORSCHUNGSZENTRUM
KARLSRUHE**

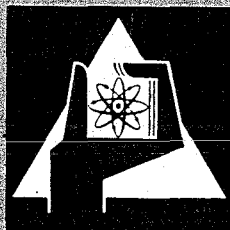
Mai 1972

KFK 1558

Institut für Reaktorbauelemente

Ein experimenteller Beitrag zur
Entwicklung eines Prallstrahleinspritzverdampfers

I. Gaballah, K. Wiehr



GESELLSCHAFT FÜR KERNFORSCHUNG M. B. H.
KARLSRUHE

Als Manuskript vervielfältigt

Für diesen Bericht behalten wir uns alle Rechte vor

GESELLSCHAFT FÜR KERNFORSCHUNG M.B.H.
KARLSRUHE

KERNFORSCHUNGSZENTRUM KARLSRUHE

Mai 1972

KFK 1558

Institut für Reaktorbauelemente

Ein experimenteller Beitrag zur
Entwicklung eines Prallstrahl-
einspritzverdampfers.

von

I. Gaballah

K. Wiehr

Gesellschaft für Kernforschung mbH., Karlsruhe

Kurzfassung

Zur Überprüfung einer Theorie zur Berechnung des Verdampfungsvorganges von Wassertropfen verschiedener Größen in einem Verdampfungskanal beliebigen Querschnitts unter Berücksichtigung des Stoff-, Wärme- und Impulsaustausches zwischen Wasser- und Dampfphase wurde ein Einspritzverdampferprüfstand erstellt. Es wurde ein Einspritzsystem entwickelt, welches aus mehreren Einspritzelementen besteht, die je einen Dampf- und Wasserstrahl senkrecht aufeinanderprallen lassen (Prallstrahlverdampfer) und eine kontrollierbare feine Zerstäubung gewährleisten.

Eine Gegenüberstellung der theoretischen und experimentellen Ergebnisse zeigt gute Übereinstimmung. Gesichtspunkte zur weiteren Erhöhung der Leistungsdichte eines Einspritzverdampfers werden diskutiert.

Abstract

An injection-evaporator test rig was set up to check a theory for calculating the evaporation process of water drops of different sizes in an evaporator channel of any sectional area, taking into account the mass, heat, and momentum exchange between the water and vapor phases. An injection system has been developed which consists of several injection units delivering one vapor and one water jet each bouncing vertically against each other (rebound jet evaporator) and ensuring controllable atomization.

The comparison of theoretical and experimental results yields good agreement. Aspects are discussed which allow a further increase in the power density of an injection evaporator.

Inhaltsverzeichnis

	Seite
Verwendete Formelzeichen	
1. Einführung	1
2. Der Versuchsverdampfer	3
3. Aufbau des Prüfstandes	7
4. Zur Berechnung des Verdampfungsvorganges	11
5. Versuchsergebnisse und ihr Vergleich mit den theoretischen Berechnungen	13
6. Vergleich zwischen den Versuchsergebnissen des Prallstrahl-Einspritzverdampfers und des Zyklon-Einspritzverdampfers	16
7. Zusammenfassung	18
Literaturverzeichnis	19

Verwendete Formelzeichen

Bezeichnungen

$a_1, a_2, \dots a_4$	Konstanten
c	Absolute Geschwindigkeit
d	Tropfendurchmesser
m, n	Konstanten
\dot{m}	Massendurchsatz
M	Anzahl der Tropfengruppen im Vorwärmungs- zustand
N	Anzahl der Tropfengruppen im Verdampfungs- zustand
p	Absoluter Druck
t	Temperatur
v	Volumen
w_z	Relative Geschwindigkeit zwischen Dampf und Wasser bei der Zerstäubung
w_0	Bezugsgeschwindigkeit mit dem Wert 100 m/s
x	Das Verhältnis des Tropfendurchmessers zum maximalen Tropfendurchmesser
β	Allgemeine Konstante
$\tilde{\beta}$	Charakteristische Grösse für Einspritzdüse
η	Dynamische Viskosität
ρ	Dichte
ξ	Das Massenverhältnis der letzten zwei Gruppen
ζ	Ein Korrekturfaktor

Indizes und sonstige Zeichen

D	Dampf
i	Laufende Indizes
max	Maximum
w	Wasser
z	Zerstäubung
-	mittlerer Wert
[]	Schrifttum

1. Einführung

Zur Erzeugung von Sattedampf zur Kühlung eines dampfgekühlten schnellen Brutreaktors werden Untersuchungen zur Entwicklung eines "Einspritzverdampfers" durchgeführt. Bei diesem Verdampfertyp werden Wassertropfen in strömenden überhitzten Dampf eingesprüht. Durch die Vorwärmung und Verdampfung des Wassers wird der Heissdampf entthitzt.

Detaillierte theoretische Untersuchungen zum Verhalten von Wassertropfen-Dampfgemischen wurden durchgeführt [1, 2, 3]. Durch numerische Berechnungen des Verdampfungsvorganges eines Wassertropfens im überhitzten Dampf wurde gezeigt, dass die Verdampfungszeit vom Tropfendurchmesser sehr stark abhängt. Eine kleine relative Geschwindigkeit (von einigen dm/sec) zwischen Tropfen und Dampf, wovon ein grosser Teil als Folge des Tropfengewichts entsteht, führt zu einer erheblichen Absenkung der Verdampfungszeit. Eine weitere Erhöhung der Relativgeschwindigkeit über den oben genannten Wert hinaus, bringt hingegen keine bedeutende Verkürzung der Verdampfungszeit mehr, und der steigende Druckverlust bestimmt, inwieweit eine solche Erhöhung vertretbar ist.

Diese Untersuchungen führten zu der Feststellung, dass sich die Leistungsdichte eines Einspritzverdampfers durch folgende konstruktive Massnahmen erhöhen lässt:

- 1) Die Auslegung eines "Einspritzkopfes", der ein feines, homogenes Tropfen-Dampf-Gemisch erzeugt.
- 2) Die Erhöhung der Relativgeschwindigkeit zwischen Dampf und Tropfen durch mechanische oder fluiddynamische Strömungsbeeinflussung, soweit diese mit vertretbarem Aufwand zu führen ist.

Unsere Untersuchungen konzentrierten sich zunächst auf die Entwicklung eines Einspritzverdampfers mit einem speziell dafür entwickelten Einspritzkopf. Dieser ermöglicht eine kontrollierbare feine Zerstäubung, sowie eine gute Tropfenverteilung im Dampfstrom, durch den Aufprall von Wasser- und Dampfstrahlen aus mehreren auf einer Einspritzplatte angeordneten Wasser- und Dampfdüsen (Prallstrahl-Einspritzverdampfer). Für den Verdampfungskanal wurden zunächst keine konstruktiven Massnahmen durchgeführt, er besteht aus einem glatten Rohr. Zur Erfassung der verschiedenen thermodynamischen und gasdynamischen Vorgänge während der Verdampfung in solchem Verdampfer wurde eine Theorie zur Berechnung der Zweiphasenströmung mit Phasenwechsel entwickelt. Numerische Berechnungen des Temperatur- sowie des Feuchteverlaufes längs des Verdampfers wurden durchgeführt. Die erforderliche Länge für die vorgeschriebenen Verdampferaustrittsbedingungen wurden ermittelt [2].

Das Ziel dieser Arbeit ist es, einen experimentellen Beitrag zu liefern, der die Nachprüfung der aus theoretischen Untersuchungen gewonnenen Ergebnisse ermöglicht.

2. Der Versuchsverdampfer

Der Versuchsverdampfer besteht aus zwei Hauptteilen; dem Einspritzkopf, der für die Erzeugung des Tropfen-Dampf-Gemisches sorgt und dem Verdampfungskanal, in dem die Vorwärmung und Verdampfung der Tropfen stattfindet.

Da die Kesselkapazität begrenzt ist, konnte die Einspritzer-Versuchsanlage nur für einen Betriebsdruck von 30 ata ausgelegt werden.

2.1 Der Einspritzkopf

Der Einspritzkopf besteht aus einer Anzahl einzelner Einspritzelemente, die für die Zerstäubung des Wassers und für die Mischung von Wasser und Dampf sorgen. Jedes Einspritzelement besteht aus einer Dampf Düse und einer Wasserdüse, deren Achsen senkrecht zueinander stehen. Die Feinheit der Zerstäubung hängt von den Abmessungen der Dampf- und Wasserdüsen, dem Winkel zwischen den beiden Strahlen, sowie von dem Druckgefälle über den Düsen ab. Die Anordnung der Einspritzelemente auf der Einspritzplatte bestimmt die Verteilung der Wassertropfen im Dampfstrom. Abb. 1 zeigt den im Versuch verwendeten Einspritzkopf.

2.1.1 Das Tropfenspektrum aus einem Einspritzelement

Mit Hilfe experimenteller Untersuchungen bei der Zerstäubung von Wasser im Luftstrahl [4] wird der grösste Tropfendurchmesser d_{\max} aus der folgenden Beziehung bestimmt:

$$\left(\frac{\sigma}{\rho_w w_z^2 d_{\max}} \right) \left(1 + a_1 \frac{\eta_w^2}{\sigma \rho_w d_{\max}} \right)^n \left(1 - a_2 \frac{\rho_D}{\rho_w} \right)^m$$
$$= a_3 \exp(a_4 w_z/w_0)$$

$$a_1 = 0,57 \cdot 10^5; \quad a_2 = 0,5; \quad a_3 = 1,55 \cdot 10^{-5}; \\ a_4 = 0,9; \quad m = 1; \quad n = 1/12$$

Hierin bedeuten:

- w_0 eine Bezugsgeschwindigkeit mit dem Wert 100 m/s.
- η_w, ρ_w Wasserzähigkeit und Wasserdichte, abhängig vom Druck und der Temperatur.
- ρ_D Dampfdichte, abhängig vom Druck und der Temperatur.
- σ Die Oberflächenspannung zwischen Dampf und Tropfen.
- w_z Eine relative Geschwindigkeit zwischen Dampf und Wasser bei der Zerstäubung. Diese Geschwindigkeit wird als Funktion der Dampfgeschwindigkeit am Austritt der Dampfdüse c_D ausgedrückt.

$$w_z = \zeta \cdot c_D$$

Der Faktor ζ ist ein Korrekturfaktor. Dieser Faktor soll folgende Effekte berücksichtigen:

1. Das in der Berechnung verwendete d_{\max} ist aus Wasser-Luftversuchen bei atmosphärischem Druck und nicht für Wasser-Dampf bei hohem Druck bestimmt worden.
2. Die Abweichung der d_{\max} -Werte für einen Einspritzkopf von den für einzelne Einspritzelemente ermittelten Werten als Folge der Tropfenvereinigung.

Zur Bestimmung des Tropfenspektrums werden die Tropfen nach ihrer Grösse in (M+N)-Gruppen unterteilt. Die Gruppen 1 bis (M+N-2) sowie die beiden letzten Gruppen zusammen sollen das gleiche Volumen bzw. das gleiche Gewicht besitzen. Zur Bestimmung der Grenzen der Durchmesser jeder Gruppe wird die folgende Beziehung für die Volumenkurve verwendet [4]:

$$\frac{\Delta v_{i,i+1}}{v_0} = \frac{e^{-\frac{\tilde{\beta}}{x_{i+1}}}}{e^{-\tilde{\beta}}} - \frac{e^{-\frac{\tilde{\beta}}{x_i}}}{e^{-\tilde{\beta}}}$$

$$i = 1, \dots (M+N-1)$$

wobei $x_i = \frac{d_i}{d_{\max}}$ und $\tilde{\beta}$ eine Konstante ist, die vom Typ der Ein-spritzdüse abhängig ist (für Druckdüse ist $\tilde{\beta} = 0,3$).

Für jede Tropfengruppe wurde ein mittlerer Tropfendurchmesser als das Verhältnis des gesamten Volumens aller Tropfen zur gesamten Oberfläche aller Tropfen definiert; damit erhält man für den mittleren Durchmesser \bar{d}_i :

$$\begin{aligned} \bar{d}_i &= d_{\max} \frac{\int_{x_i}^{x_{i+1}} x^3 dn}{\int_{x_i}^{x_{i+1}} x^2 dn} \\ &= d_{\max} \frac{e^{-\tilde{\beta}/x_{i+1}} / \tilde{\beta}}{e^{-\tilde{\beta}/x_{i+1}} \left(\frac{1}{\tilde{\beta}^2} + \frac{1}{\tilde{\beta} x_{i+1}} \right)} \\ &\quad - \frac{e^{-\tilde{\beta}/x_i} / \tilde{\beta}}{e^{-\tilde{\beta}/x_i} \left(\frac{1}{\tilde{\beta}^2} + \frac{1}{\tilde{\beta} x_i} \right)} \end{aligned}$$

$$i = 1, \dots (M+N-1)$$

In der letzten Gruppe sind die Tropfen mit dem maximalen Durchmesser enthalten.

Die Zahl der Tropfen jeder Gruppe erhält man aus der gesamten Gruppenmasse und der Masse eines Tropfens. Das Massenverhältnis der letzten zwei Gruppen untereinander wird durch einen Teilungsfaktor ξ definiert, wobei

$$\xi = \frac{\text{Masse der (M+N-1)ten Gruppe}}{\text{Masse der (M+N)ten Gruppe}} \quad \text{ist.}$$

Nach unseren Untersuchungen wurden folgende Werte für diese Konstanten ermittelt:

$$\zeta = 0,9 ; \quad (M+N)=10 ; \quad \xi = 0,9$$

3. Aufbau des Prüfstandes

Die experimentellen Arbeiten zur Untersuchung der thermodynamischen und strömungstechnischen Vorgänge in einem Einspritzverdampfer bedienen sich einer bereits für die Siebbodenverdampferuntersuchungen gebauten Teststrecke und zum Teil auch der dafür entwickelten und verwendeten Messverfahren (Abb. 2 und 3).

Der von einem Bensonkessel (1) gelieferte Heissdampf wird zum überwiegenden Teil dem Testeinspritzverdampfer (2) zugeführt. Ein geringer Teilstrom des Heissdampfes wird in der 2. Stufe der Speisewasservorwärmung (10) verbraucht. Der im Einspritzer erzeugte Sattedampf wird in einer Dampfdehlerstation (4) gedrosselt und dem Kondensator (5) zugeführt. Über die Kondensatpumpe (6) gelangt das Kondensat in den Speisewasserbehälter (7) mit Entgaser. Die Kesselspeisepumpe (8) versorgt den Bensonkessel mit Wasser, die Niederdruck-Speisewasserpumpe (9) liefert dem Einspritzer das notwendige über die Vorwärmer (10) und (11) vorgewärmte Kondensat. Im Vorwärmer (10) wird das Kondensat bis auf ca. 20 °C unter Siedetemperatur und zusätzlichem Heizdampf eines Anfahrkessels aufgewärmt.

Dampf und Wasser werden mittels eines Einspritzkopfs (3) miteinander vermischt und strömen in Aufwärtsrichtung. Damit die eingespritzten Wassertropfen nicht zurückregnen und einen unmittelbaren Rücklauf bilden, muss eine gewisse Mindestdampfgeschwindigkeit gewährleistet sein. Bei Beibehaltung des Kolonnendurchmessers, um den Einfluss der Wandeffekte nicht zu stark werden zu lassen, wird der Systemdruck für die Einspritzversuche auf 30 ata bzw. 40 ata festgelegt. Diese Druckabsenkung ermöglicht eine weitere Erhöhung der Dampfgeschwindigkeit in der Kolonne durch die Zuschaltung des Niederdruckstranges (s. Abb. 2, Pos. 9 und 10). Dadurch kann die

Dampfkapazität (Sattdampfaustritt) des Einspritzers auf 9 t/h gesteigert werden. Die Heissdampfeintrittstemperatur beträgt 400 °C.

Messung der wichtigen Grössen

Temperaturmessung

Alle interessierenden Temperaturen werden mit Mantelthermoelementen von 0,5 mm \varnothing gemessen. Wie aus Abb. 2 hervorgeht, werden in drei verschiedenen Höhen und zwar 1,57 m, 2,37 m und 3,17 m oberhalb des Einspritzkopfes die Temperaturen des überhitzten Dampfes gemessen, der jedoch je nach Versuchsbedingungen mehr oder weniger stark von Wassertropfen durchsetzt ist.

Zur Messung überhitzten Dampfes bei Anwesenheit von Wassertropfen wurden spezielle Temperaturmess-Sonden entwickelt [5]. Es wurde ein Sondentyp (T-Sonde) verwendet, der sich in Voruntersuchungen für die hier vorliegenden Versuchsbedingungen als besonders geeignet erwiesen hat (Abb. 4).

Die T-Sonde besteht aus einem dicken (10 mm \varnothing) Hauptrohr mit Absaugung und einem rechtwinklich dazu angeordneten Nebenrohr, ebenfalls mit Absaugung, in dem das Thermoelement angeordnet ist. Der Dampfstrom, der das Thermoelement passiert, erfährt eine zweimalige Umlenkung und damit Tropfenabscheidung. Die beiden Absaugungen sind unabhängig voneinander einstellbar.

Die Thermoelemente der drei Sonden, sowie die auf jedem Sondenniveau angeordneten ungeschützten Thermoelemente werden über einen Messstellenumschalter mit Nullpunktkompensation über einen gemeinsamen Eispunkt auf einen Kanal eines Zwei-Linien-Schreibers gegeben. Um eine möglichst hohe Auflösung der Temperaturanzeigen zu erhalten, wird der kleinste Messbereich von 2 mV/20 cm Schreibbreite benutzt. Da die von den Thermoelementen

gelieferte Spannung zwischen 9 und 12 mV liegt, werden durch einen Spannungsgeber die entsprechenden Spannungsgrößen unterdrückt.

Die vom Schreiber aufgezeichneten Temperaturen sind im wesentlichen Überlagerungen zweier Effekte.

- 1) Tropfen, die auf die im überhitzten Dampfstrom befindlichen Thermoelemente aufprallen, bewirken einen negativen Temperatursprung.
- 2) Druck- und Temperaturschwankungen, die durch Änderungen in der Menge, des Drucks oder der Temperatur der Heissdampf- oder Wasserzufuhr oder durch Druckschwankungen durch das Druckhaltesystem der Anlage verursacht werden.

Um den ersten und zweiten Effekt voneinander trennen zu können, wird die Behälteraustrittstemperatur (t_{Aus}) am von Tropfen freien Kolonnenaustritt auf dem zweiten Kanal des Zweilinienschreibers synchron aufgezeichnet, was eine Korrektur der Schwankungen durch den 2. Effekt ermöglicht (Abb. 5).

Für die Druckmessung und Überwachung der Druckkonstanz während der Aufzeichnung einer Messreihe werden Feinmessmanometer der Güteklasse 0,6 % mit einem Messbereich von 40 bzw. 60 kp/cm^2 verwendet.

Die Mengemessungen des Heissdampfes, des Wassers und des Sattedampfes werden mit Blendenmessstrecken durchgeführt. Der Wirkdruck wird über quecksilbergefüllte U-Rohr-Manometer angezeigt.

Die Messung des Differenzdrucks über die Heissdampf- und Wasserdüsen erfolgt ebenfalls mit quecksilbergefüllten U-Rohr-Manometern.

Die zurücklaufende nicht verdampfte oder in Tröpfchenform mit ausgetragene Wassermenge wird mit Hilfe von zwei Kondensatableitern (Schwimmerkondenstopf) aus dem Druckbehälter abgeführt, gekühlt, gedrosselt und abgelitert.

4. Zur Berechnung des Verdampfungsvorganges

Ein theoretisches Verfahren zur Berechnung des Verdampfungsvorganges ist in [2] beschrieben. Es wird hier nur das Rechenmodell und die gemachten Annahmen wiedergegeben. Das Modell zur Betrachtung des Problems zeigt Abb. 6. Die Kontrollfläche wird in drei voneinander abhängige Kontrollflächen zerlegt. Innerhalb der ersten Kontrollfläche wird die reine überhitzte Dampfströmung betrachtet, die zweite Kontrollfläche gilt für reine Wassertropfen im Vorwärmungszustand und die dritte für reine Wassertropfen im Sattedampf. Zwischen den drei Kontrollflächen findet Stoff-, Wärme- und Impulsaustausch statt.

- a) Stoffaustausch zwischen Tropfen und Dampf als Folge der Verdampfung von Tropfen, sowie zwischen den Wasser-Kontrollflächen infolge der Erwärmung der Tropfen auf Sattedampftemperatur.
- b) Wärmeaustausch zwischen Tropfen und Dampf als Ursache der Vorwärmung und Verdampfung der Tropfen, die zur Enthitzung des überhitzten Dampfes führt.
- c) Impulsaustausch als Folge des Widerstandes aller Tropfen im Dampf.
- d) Die Abkühlung des Dampfes sowie die Vorwärmung und die Verdampfung der Tropfen, führen zur gasdynamischen Querschnittsänderung der Kontrollflächen für Wasser und Dampf.

Bei der Entwicklung des Verfahrens wurde folgendes vorausgesetzt:

- eindimensionale stationäre Potentialströmung
- gleichmässige Verteilung der Tropfen im Dampfstrom am Anfang der Verdampfungsstrecke

- keine Rekombination und kein Zerfall der Tropfen
- sphärische Tropfenform
- die Tropfen enthalten keine Salze und Verunreinigungen
- in jeder Phase herrscht thermodynamisches Gleichgewicht, jedoch zwischen den zwei Phasen kein Gleichgewicht
- kein Wärmeaustausch mit der Umgebung

5. Versuchsergebnisse und ihr Vergleich mit den theoretischen Berechnungen

Die vom Zweilinienschreiber aufgezeichneten Sondentemperaturen lassen zwei Fakten erkennen:

- 1) Die im Dampfstrom mitgetragene Wassertropfenmenge nimmt mit der Länge des Verdampfungskanals ab.
- 2) Zwischen den gewählten Meßebenen ist kein Temperaturprofil meßbar. Zur Auswertung in allen folgenden Diagrammen sind nur Meßpunkte der Temperaturmeßstelle, die am dichtesten am Einspritzkopf (1,57 m) liegt, gekommen.

Eine typische Aufzeichnung der Sondentemperatur und der eines ungeschützten Thermoelementes ist in Abb. 5 wiedergegeben.

Abb. 7 zeigt die Abhängigkeit der Dampftemperatur in einer Höhe von 1,57 m oberhalb des Einspritzkopfes von der eingespritzten Wassermenge \dot{m}_W bzw. der Nettowassermenge \dot{m}_{WN} (eingespeiste abzüglich der zurückgelaufenen Wassermenge). Die beiden Wassermengen \dot{m}_W und \dot{m}_{WN} werden auf die zur vollständigen Verdampfung erforderliche Wassermenge \dot{m}_{WS} bezogen. Der unterste gestrichene Kurvenzug stellt den Temperaturverlauf dar, der sich ergibt, wenn man voraussetzt, daß die Nettowassermenge vollständig verdampft. Diese Kurve stellt die untere Grenze für die erreichbare niedrigste Temperatur dar. Sie läuft bei Satttdampfentemperatur durch den Wert $\dot{m}_{WN}/\dot{m}_{WS} = 1,0$. Die durchgezogene Kurve ist der theoretisch errechnete Temperaturverlauf für die Nettowassermenge (gemäß des in Absatz 4 beschriebenen Verfahrens). Die Abweichung dieser Kurve vom Kurvenverlauf der vollständigen Verdampfung ist ein Maß für die Restfeuchte. Diese Abweichung wird mit steigender Nettowassermenge größer. Dies läßt sich durch die Verringerung des für die Verdampfung der im Dampf befindlichen Wassertropfen verantwortlichen treibenden Temperaturgefälles erklären.

Zu den errechneten Kurven sind die gemessenen Temperaturen in das Diagramm eingetragen. Dabei geben die durch o gekennzeichneten Meßpunkte den Temperaturverlauf bezogen auf \dot{m}_W/\dot{m}_{WS} wieder, die mit Δ markierten Meßpunkte denjenigen bezogen auf $\dot{m}_{WN}/\dot{m}_{WS}$.

Bei geringer eingespeister Wassermenge, d.h. hoher Dampfaustrittstemperatur ist kein Wasserrücklauf zu messen, da die durch Turbulenz an die Wand getragenen Wassertropfen aufgrund der hohen Dampf- und Wandtemperatur verdampfen.

Mit steigender Wassermenge wird ein 'kritischer Punkt' erreicht, bei dem zurücklaufendes Wasser meßbar wird. Die Lage dieses Punktes wird durch die Auslegung des Einspritzkopfes und des Verdampfungskanals, sowie die Betriebsbedingungen des Verdampfers beeinflusst. Die Verschiebung dieses Punktes zu größeren $\dot{m}_{WN}/\dot{m}_{WS}$ -Werten führt zu höherer Leistungsdichte des Verdampfers.

Der Vergleich zwischen den experimentellen und den theoretisch berechneten Werten zeigt gute Übereinstimmung.

Die in der gleichen Abb. 7 eingetragenen Versuchsdaten bei einem höheren Druckniveau von 40 at zeigen die gleiche Tendenz wie die Ergebnisse bei 30 at. Es ist zu erkennen, daß der kritische Punkt eine Verschiebung zu niedrigen Wassermengen hin erfährt, was u.a. auf eine schlechtere Zerstäubung und eine niedrigere Dampfgeschwindigkeit im Verdampfungskanal zurückzuführen ist, da die Versuche bei gleichen Heißdampfmenge (t/h) durchgeführt sind.

Abb. 8 zeigt bei einem Systemdruck von 30 at und den gleichen Heißdampf- und Wassereintrittstemperaturen wie in Abb. 7 den Vergleich zwischen den theoretisch errechneten und den experimentellen Werten, jedoch für eine Heißdampfmenge von 7,4 t/h. Auch hier ist gute Übereinstimmung zwischen Theorie und Experimenten festzustellen.

Aus dem Bild ist zu erkennen, dass die Temperaturabweichungen infolge der Restfeuchte und der zurücklaufenden Wassermenge geringer sind als bei den Ergebnissen mit niedrigerer Heissdampfmenge (vgl. Abb. 7).

Der kritische Punkt hat sich bei der grösseren Dampfmenge weiter zu höheren Wassermengen verschoben, was eine Folge besserer Zerstäubung und höherer Dampfgeschwindigkeit in der Kolonne ist. Das lässt die Vermutung zu, dass sich bei weiterer Durchsatzsteigerung die erreichte Leistungsdichte des Einspritzverdampfers erhöht.

Die gewonnenen Versuchsergebnisse zeigen, dass die Restüberhitzung nur schwer durch Erhöhung der Überspeisung zu verringern ist. Es gibt jedoch zwei Entwicklungswege, um diese Restüberhitzung weiter wirksam zu verringern:

- a) durch Weiterentwicklung des Einspritzkopfes und des Verdampfungskanals
- b) durch die Anwendung mehrerer Verdampferstufen.

Um den Nachweis für die Verwirklichbarkeit dieses Weges zu erbringen, wurden Versuche durchgeführt bei denen die Heissdampfeintrittstemperatur 260°C bei gleicher Dampfmenge beträgt. Diese Ergebnisse, verglichen mit der theoretischen Berechnung des Temperaturverlaufes, sind in Abb. 8 dargestellt. Aus dem Bild ist zu erkennen, dass die Restüberhitzung verringert werden konnte. Die Messergebnisse liegen geringfügig unterhalb der theoretisch errechneten Kurve.

In der Tabelle 1 ist der Druckverlust über die Dampf- bzw. Wasserdüsen für verschiedene Mengendurchsätze und Drucke angegeben.

6. Vergleich zwischen den Versuchsergebnissen des Prallstrahl-Einspritzverdampfers und des Zyklon-Einspritzverdampfers

6.1 Zyklon-Einspritzverdampfer

Der Zyklonmischverdampfer wurde von MAN [6] für die Erzeugung von Sattedampf für Dampfgekühlte Schnelle Brüter vorgeschlagen. Er arbeitet nach dem Prinzip, Kondensat in den Heissdampfstrom einzusprühen. Der Heissdampf, der tangential von aussen in die zylindrische Mischkammer einströmt, erzeugt eine Drallströmung, sodass ständig eine Relativgeschwindigkeit zwischen Dampf und Kondensattropfen aufrechterhalten und damit ein guter Wärmeübergang gewährleistet werden soll. Abb. 9 zeigt das Modell eines Zykloneinspritzverdampfers für die von MAN durchgeführten Versuche. Dieses Modell stellt eine Scheibe des Zyklonverdampfers dar. Nach Eintritt in den Behälter strömt der Heissdampf unter Beibehaltung seiner Tangentialkomponente nach unten. Im Zentrum der Drallkammern erstreckt sich eine Lanze, von der aus mittels Düsen Wasser in den Dampfraum eingespritzt wird. Längs des Verdampfungskanals ist die Drallkammerwand mit Austrittsöffnungen für das Überschusswasser versehen. Dieses Wasser läuft aus einem Sammelraum durch Rohre am unteren Ende der Drallkammer in den Sumpf ab. Die am Modell des Zykloneinspritzverdampfers durchgeführten Versuche hatten zum Ziel, die gemessenen und die berechneten Werte zu vergleichen.

Die Ergebnisse dieser Versuche sollen mit unseren Versuchsergebnissen verglichen werden.

6.2 Vergleich der Versuchsergebnisse

Bei unseren Versuchen betrug die Heissdampfeintrittstemperatur in den Dampfdufen 399°C . Zum Vergleich mit den Versuchsergebnissen der Abb. 10 wurden zwischen den beiden gemessenen Kurven ($\theta_{\text{HDEin}} = 408$ und 393°C) interpoliert und in Abb. 11 eingetragen.

Bei niedrigen eingespeisten Wassermengen ist vollkommene Übereinstimmung im Temperaturverlauf zwischen den experimentellen Ergebnissen des Zyklonverdampfers und des Prallstrahl-Einspritzverdampfers und der "Kurve der vollständigen Verdampfung" festzustellen. Dafür ist das hohe treibende Temperaturgefälle verantwortlich. Bei höheren Wassermengen liegt die Austrittstemperatur des Prallstrahlverdampfers deutlich unterhalb der des Zyklonverdampfers. Dies lässt sich auf folgende Ursachen zurückführen [1].

- a) Die Verdampfungszeit eines Tropfens hängt sehr stark von seinem Durchmesser ab.
- b) Eine Erhöhung der Relativgeschwindigkeit zwischen Dampf und Tropfen über den Bereich von einigen dm/sec hinaus führt dagegen nur zu geringer Verkürzung der Verdampfungszeit.

Da das Konzept des Zyklonverdampfers in erster Linie auf eine hohe Relativgeschwindigkeit, ~~das des Prallstrahltyps~~ jedoch auf die Erzeugung eines feinen homogenen Tropfen-Dampfgemisches hin arbeitet, ist der unterschiedliche Kurvenverlauf durchaus verständlich. Möglicherweise ist auch die Verweilzeit der Tropfen in der Zyklonströmung kürzer als im Strömungskanal des Prallstrahlverdampfers. Dies könnte ebenfalls zum ungünstigeren Verhalten des Zyklonverdampfermodells beigetragen haben.

Zum Vergleich sind unterschiedliche Heissdampfdurchsätze zu Grunde gelegt und zwar 2,05 t/h für den Zyklonverdampfer und 4,86 t/h sowie 7,48 für den Prallstrahltyp. Bei den Versuchen mit der grösseren Heissdampfmenge ist ein deutliches Absinken der Dampfaustrittstemperatur gegenüber derjenigen bei 4,68 t/h festzustellen. Dies ist auf die feinere Zerstäubung des zu verdampfenden Wassers bei höheren Aufprallgeschwindigkeiten der Dampf- und Wasserstrahlen zurückzuführen.

Eine weitere Steigerung der Heissdampfmenge im Prallstrahlverdampfer ohne nachteilige Beeinträchtigung der Austrittstemperatur ist möglich (vergl. Abb. 7 und 8).

7. Zusammenfassung

Zur Nachprüfung der Ergebnisse der theoretischen Untersuchungen zur Entwicklung eines Einspritzverdampfers dient dieser experimentelle Beitrag. Zunächst wurde ein Einspritzkopf entwickelt, der eine kontrollierbare feine Zerstäubung, sowie eine gute Tropfenverteilung im Dampfstrom gewährleistet. Dies geschieht durch den Aufprall von Wasser- und Dampfstrahlen aus mehreren auf einer Einspritzplatte angeordneten Wasser- und Dampf-düsen. Die Dampftemperatur wurde in einer Ebene von 1,57 m oberhalb des Einspritzkopfs mittels einer dafür entwickelten Mess-Sonde gemessen. Ein Vergleich zwischen den gemessenen und den theoretisch ermittelten Werten wurde durchgeführt. Eine gute Übereinstimmung konnte nachgewiesen werden. Ferner wurden bei einem Druck von 40 at und einer Heissdampfeintrittstemperatur von ca. 400 °C die experimentellen Ergebnisse des Versuchs-Zyklonverdampfers (M.A.N.) bei einer Heissdampfmenge von ca. 2 t/h und des Versuchs-Prallstrahlverdampfers bei ca. 4,8 u. 7,5 t/h Heissdampfeintrittsmenge verglichen. Dabei zeigte der Prallstrahlverdampfer die niedrigeren Austrittstemperaturen. Eine weitere Erhöhung der Leistungsdichte des Prallstrahl-Einspritzverdampfers ist durch weitere Entwicklungsarbeiten zu erwarten. Diese Entwicklungsarbeiten sollten folgende Wege beschreiten:

1. Weiterentwicklung des Einspritzkopfes und des Verdampfungschanals (Optimierungsarbeiten) zu höherer Leistungsdichte, wobei die an der Wand zurücklaufende Wassermenge möglichst gering sein sollte.
2. Weiterverfolgung der hier aufgezeigten Möglichkeit zum Bau eines Mehrstufen-Einspritzverdampfers im Hinblick auf ihre Wirtschaftlichkeit.
3. Entwicklung von Hilfseinbauten, um gegebenenfalls die Restüberhitzung sowie die Restfeuchte zu beseitigen.

Literaturverzeichnis

- [1] I. Gaballah:
Theoretische Untersuchungen zur Verdampfung von
Wassertropfen in überhitztem Wasserdampf
KFK 1242, August 1970
- [2] I. Gaballah:
Ein theoretisches Verfahren zur Berechnung der
Zweiphasenströmung mit Phasenwechsel in einem
Einspritzverdampfer
KFK 1300, November 1970
- [3] I. Gaballah:
Die Rolle der Oberflächenspannung bei der Ver-
dampfung sehr kleiner Wassertropfen im Wasserdampf
IRB-Arbeitsbericht 100/71, November 1971
(nicht veröffentlicht)
- [4] H. Rinke, F. Fahrni:
Verfahrenstechnik 8, 1967, S. 346/356
- [5] I. Gaballah, K. Wiehr:
Messung der Temperatur überhitzten Dampfes bei An-
wesenheit von Wassertropfen
IRB-Arbeitsbericht 86/70, September 1971
(nicht veröffentlicht)
- [6] Entwicklungsprogramm: Dampfgekühlter Schneller Reaktor
zusammenfassender Bericht, 2. Teil: Komponentenentwick-
lung, BMBW-FBK 71-04, Juni 1971 - Auch Dampfgekühlter
Schneller Reaktor 300 MWe Prototyp-Entwicklung, Teil 2:
Komponenten-Entwicklung, zusammengestellt von AEG-
Kernreaktoren Grosswetzheim, AEG-E3-1821, S. 3-67/3-110

Tabelle I: Druckverlust über die Dampf- und Wasserdüsen

a) Dampfdüsen ($t_{HD} = 400 \text{ }^\circ\text{C} - d_D = 7 \text{ mm } \emptyset$)

\dot{m}_{HD}	[t/h]	4,8	7,4
Δp_D	p = 30 at	0,15	0,34
[at]	p = 40 at	0,11	-

b) Wasserdüsen (p = 30 at - $t_W = 226 \text{ }^\circ\text{C} - d_W = 1 \text{ mm } \emptyset$)

\dot{m}_W	[t/h]	1,1	1,7
Δp_W	[at]	0,29	0,71

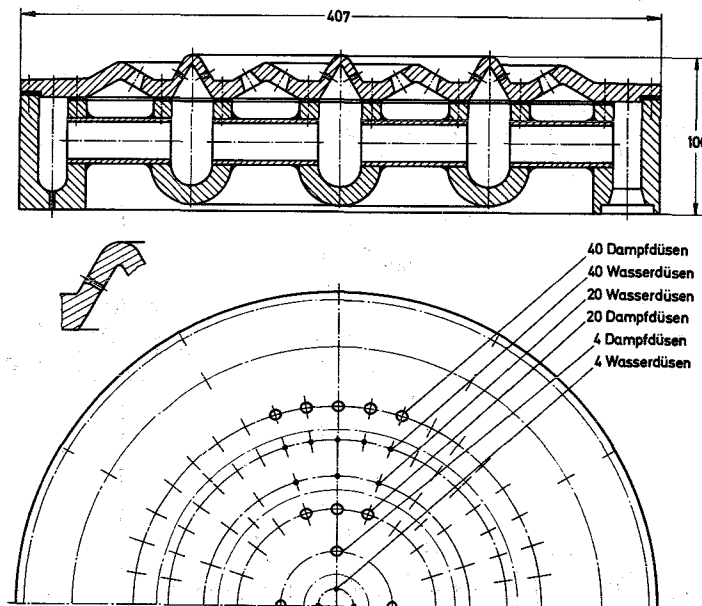


Abb. 1: Einspritzkopf des Prallstrahl-Einspritzverdampfers

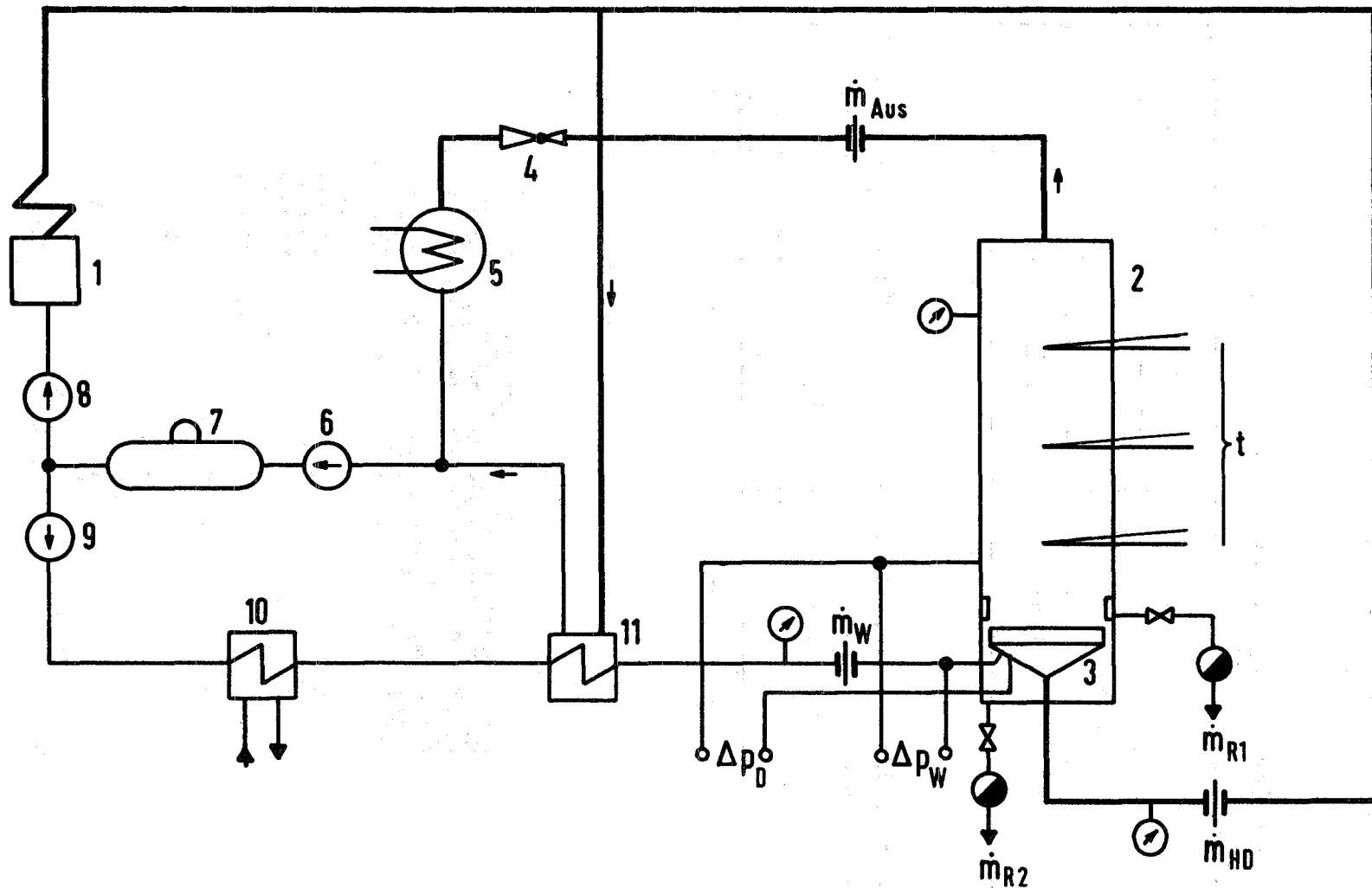
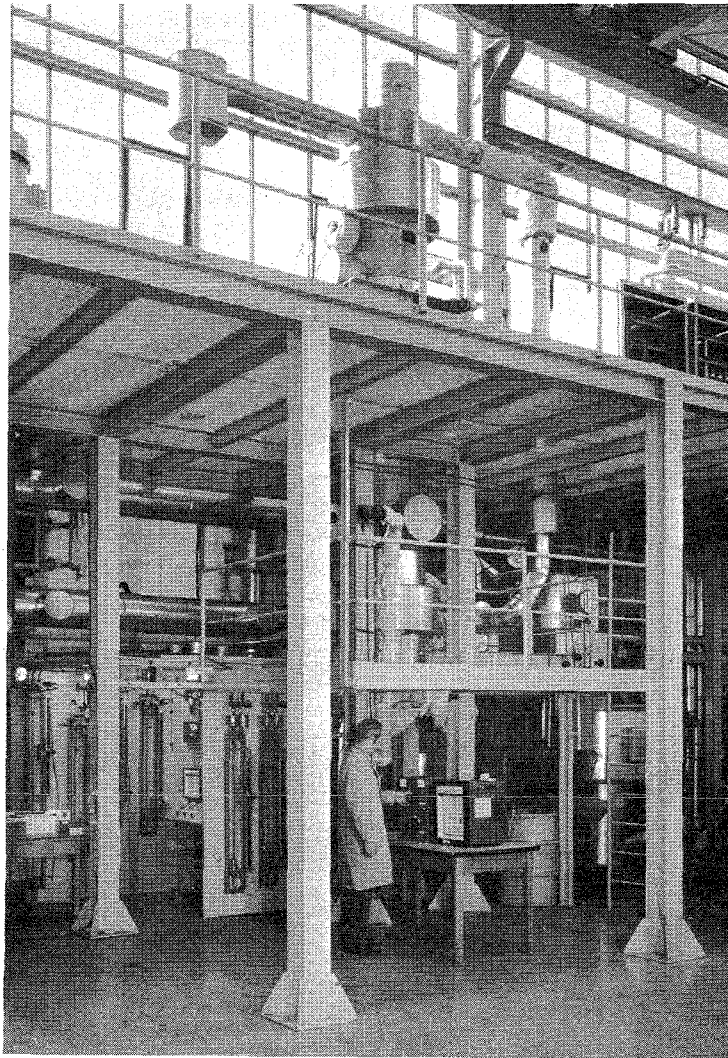


Abb. 2 Schematische Dampfkreislaufdarstellung



A.Nr.2774-4001

Abb. 3 Der Verdampferprüfstand

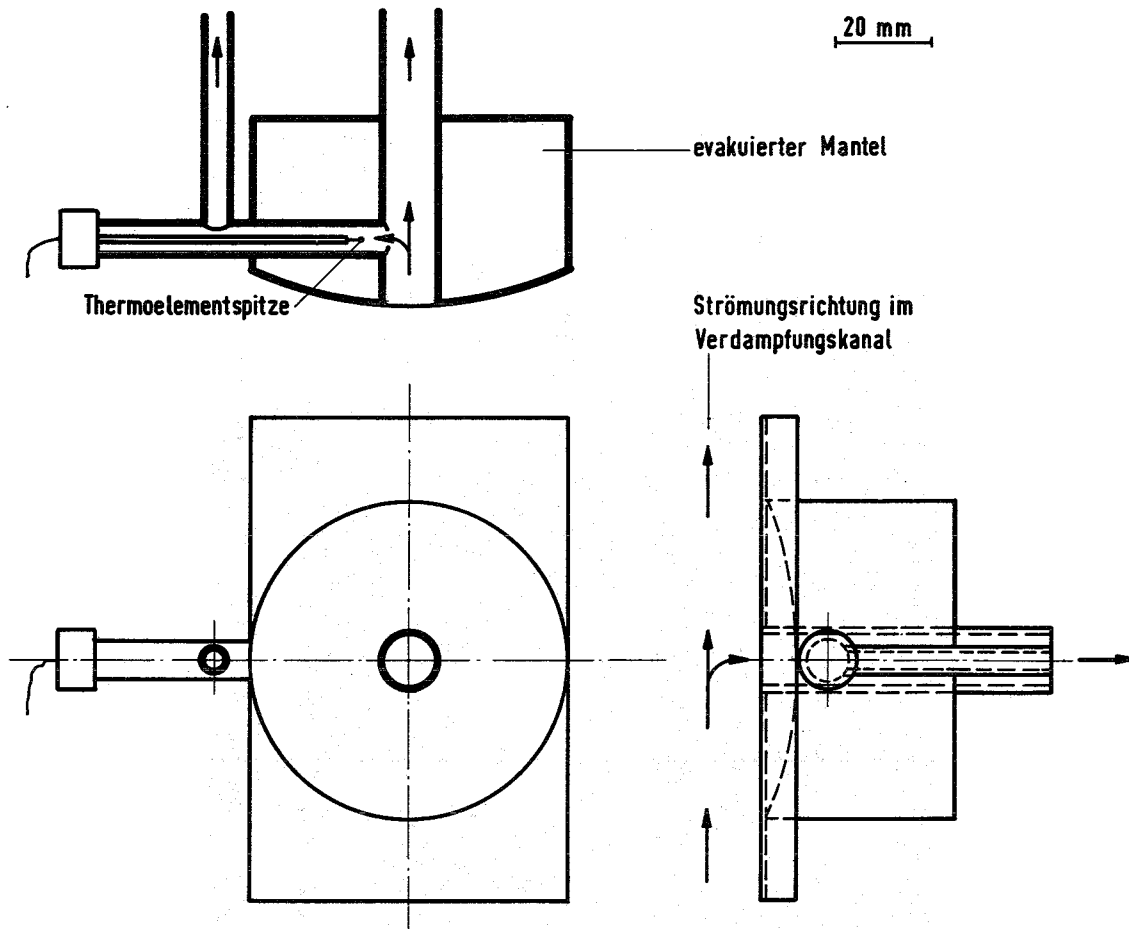


Abb. 4 Temperaturmess-Sonde (T-Sonde)

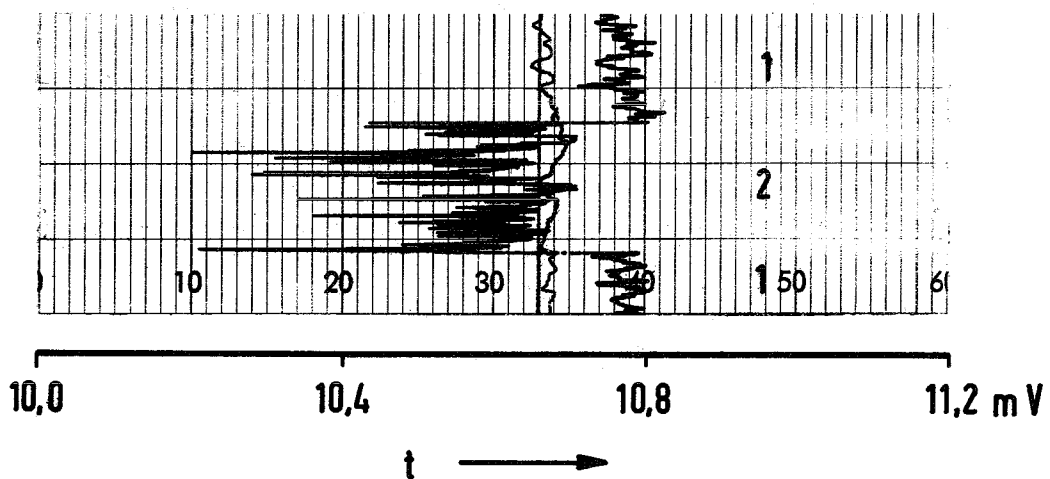


Abb. 5 Temperaturaufzeichnung
 ($p = 30 \text{ at}$, $t_A = 265,5 \text{ }^\circ\text{C}$)
 1) T-Sonde, 2) nacktes Thermoelement

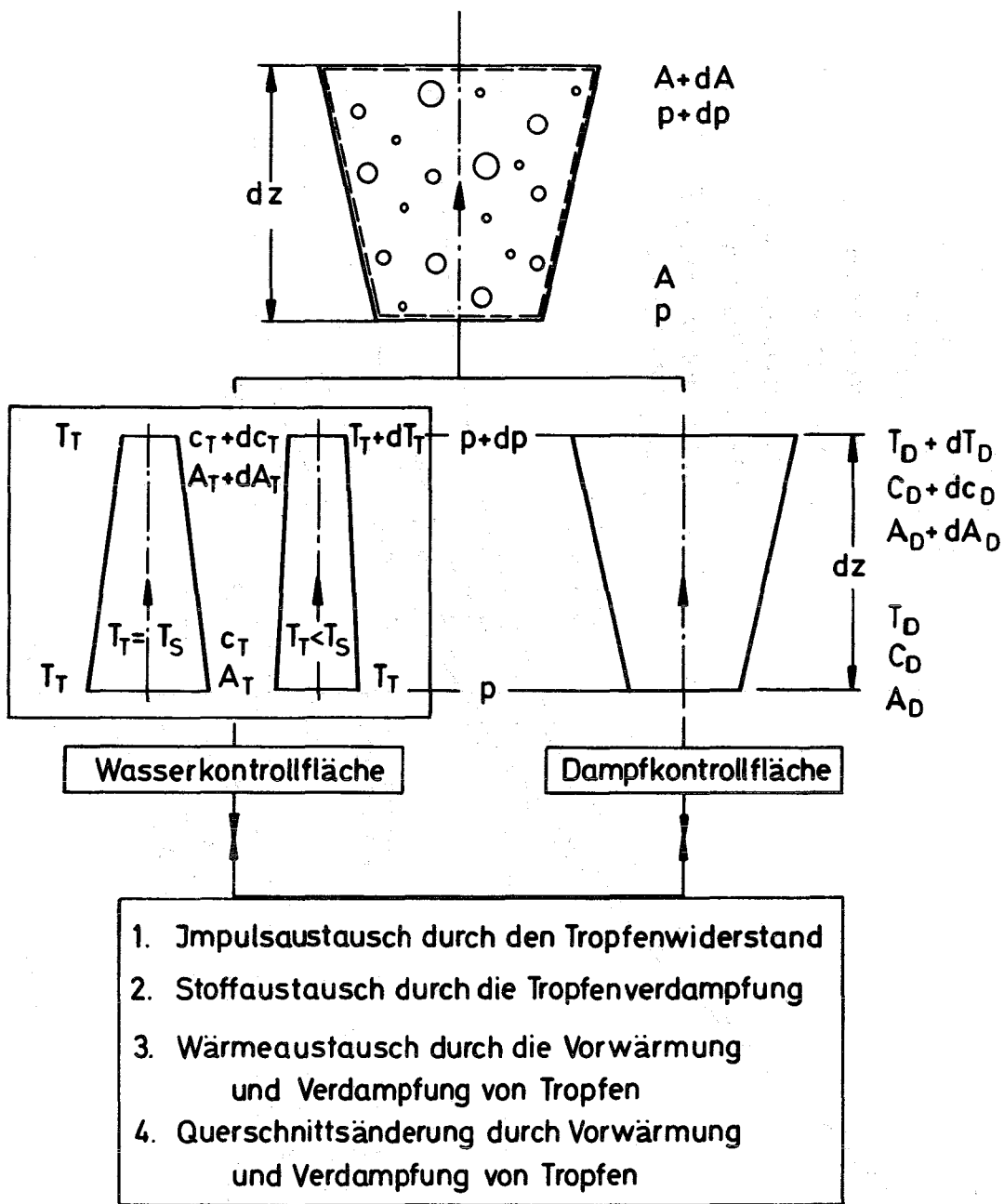


Abb. 6 Modell zur Betrachtung der 2-Phasen-Strömung mit Phasenwechsel in einem Kanal mit beliebiger Querschnittsänderung

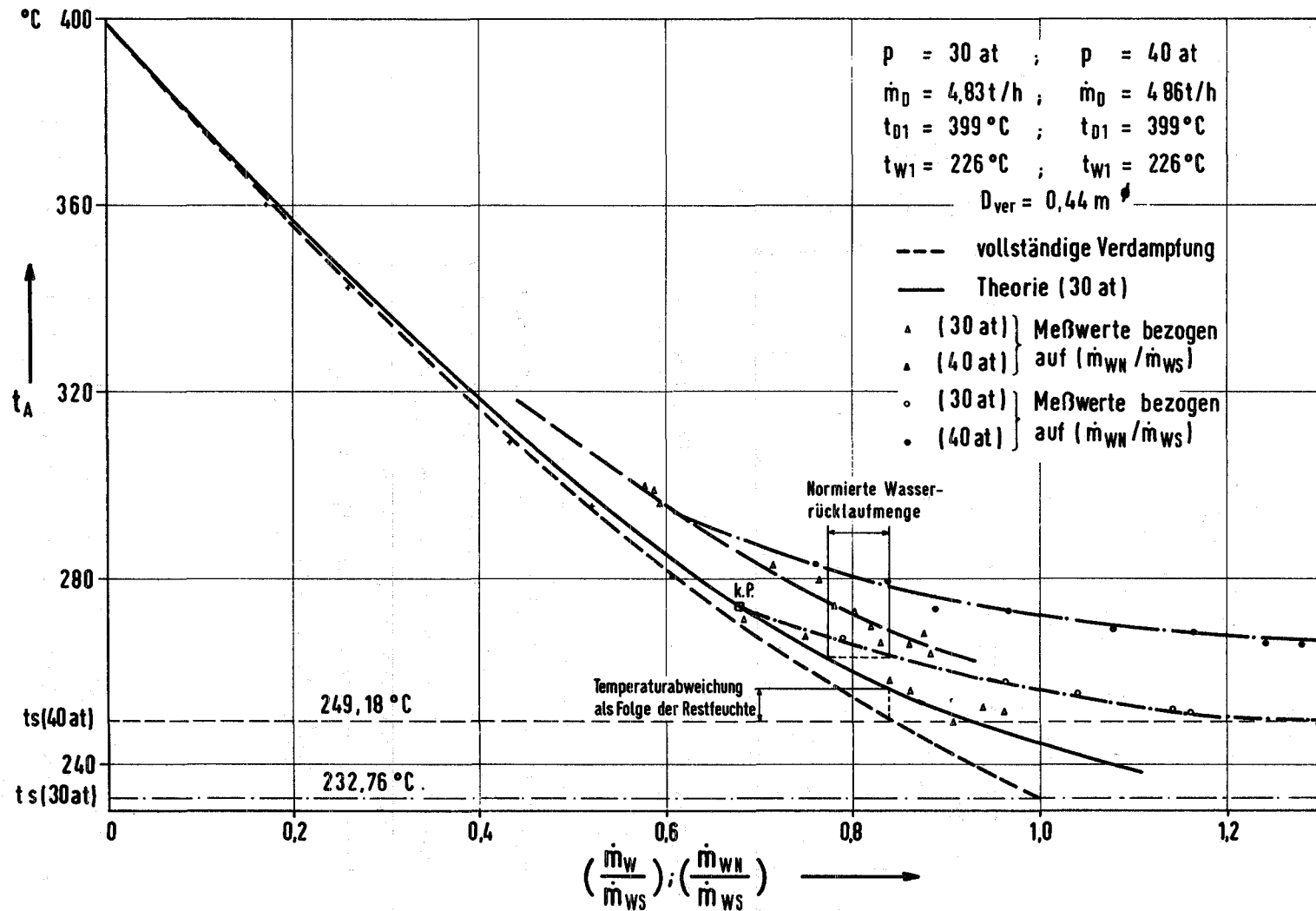


Abb. 7 Die Abhängigkeit der Dampftemperatur in einer Höhe von 1,57 m oberhalb des Einspritzkopfes von der eingespritzten Wassermenge m_W bzw. der Nettowassermenge m_{WN} bezogen auf die zur vollständigen Verdampfung erforderliche Wassermenge m_{WS}

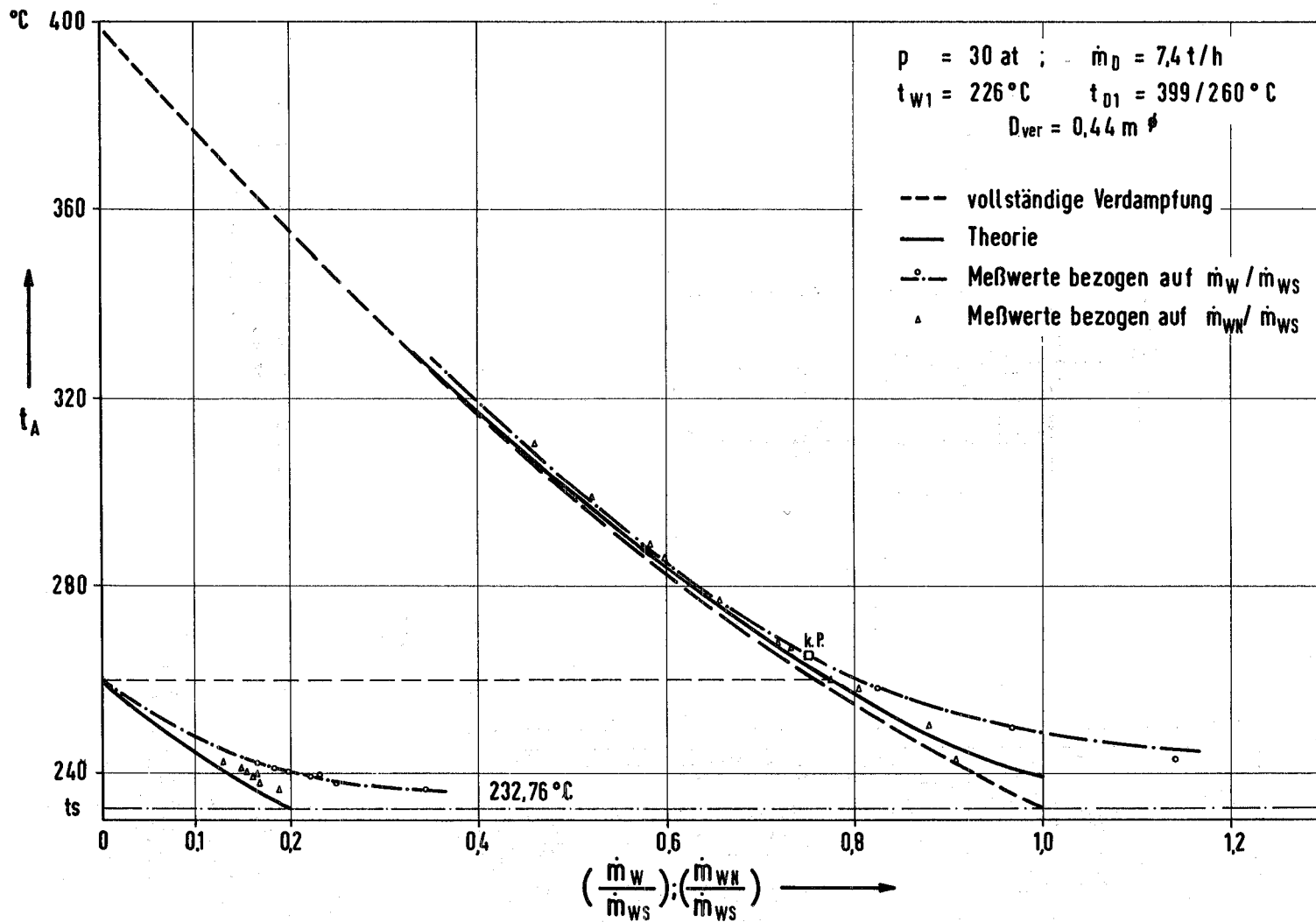


Abb. 8 Die Abhängigkeit der Dampftemperatur in einer Höhe von 1,57 m oberhalb des Einspritzkopfes von der eingespritzten Wassermenge m_W bzw. der Nettowassermenge m_{WN} bezogen auf die zur vollständigen Verdampfung erforderliche Wassermenge m_{WS}

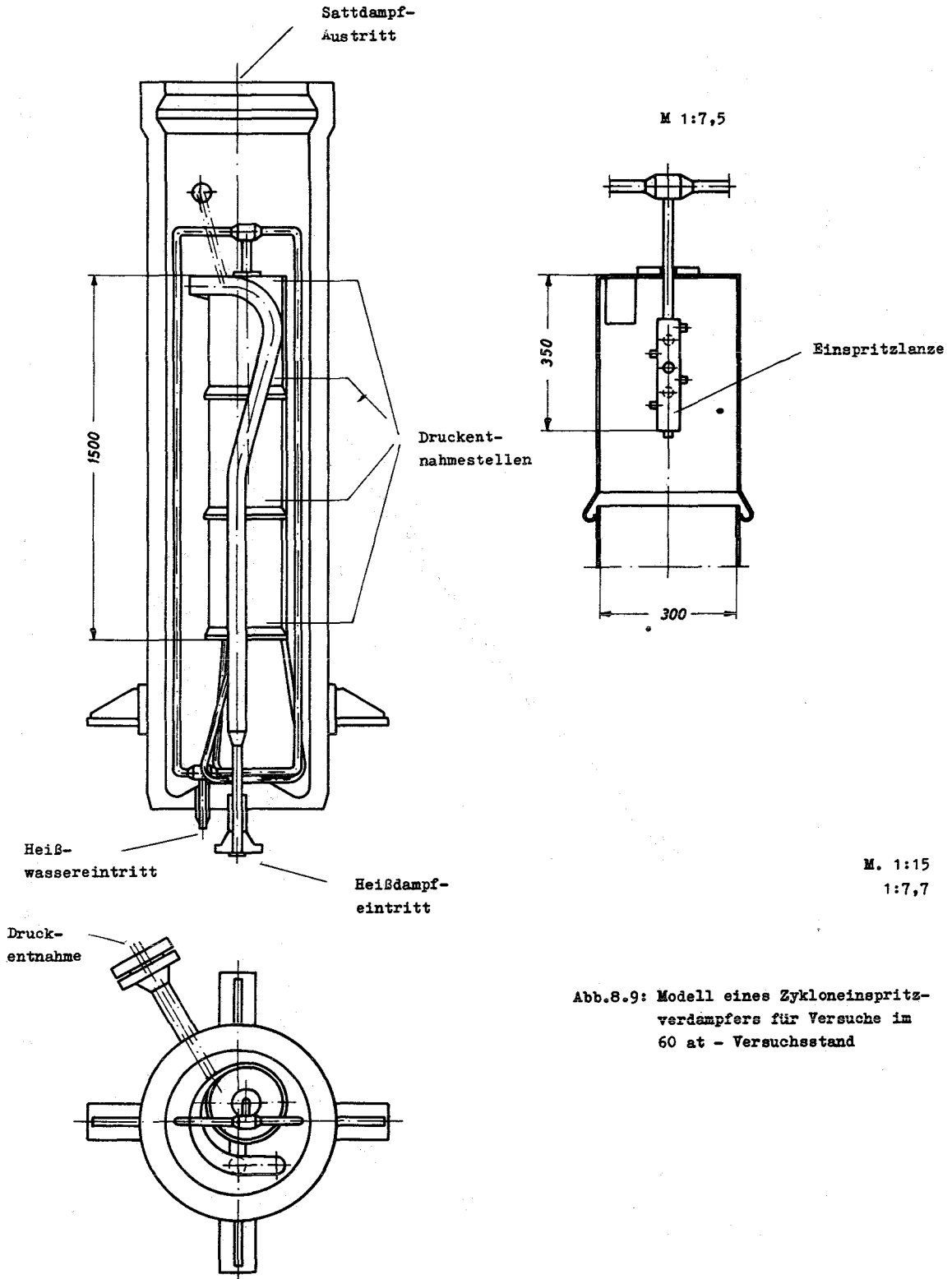


Abb.8.9: Modell eines Zykloneinspritzverdampfers für Versuche im 60 at - Versuchsstand

Abb. 9 Das Modell des Zyklon-Einspritzverdampfers von M.A.N. (aus Lit. [7])

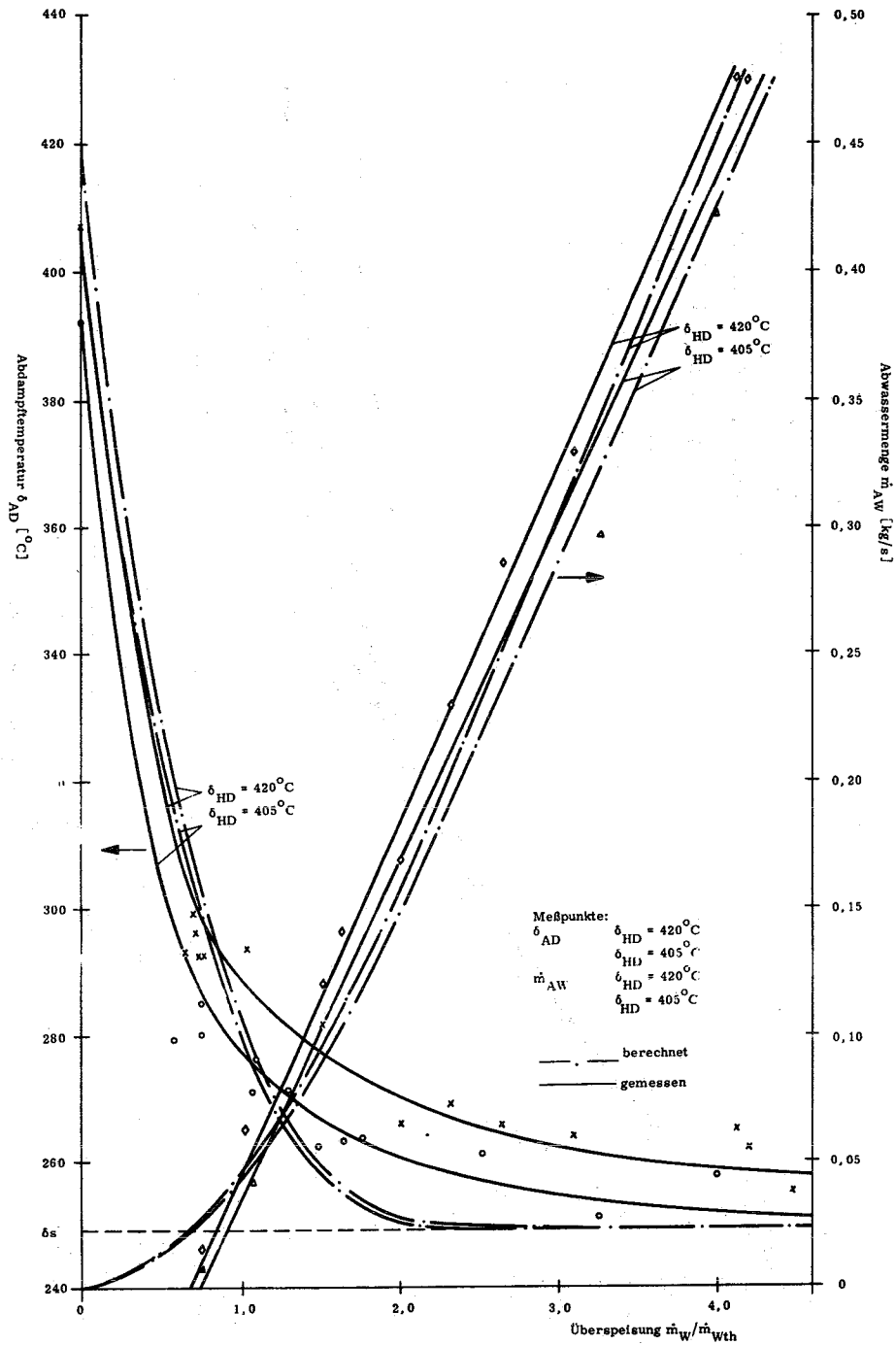


Bild 3.2.16: Abhängigkeit der Abdampftemperatur (Restüberhitzung) δ_{AD} und der Abwassermenge \dot{m}_{AW} von der Überspeisung \dot{m}_W/\dot{m}_{Wh}

Drallkonstante $c = 1,5 \text{ m}^2/\text{s}$ Heißdampfmenge $\dot{m}_{HD} = 2,05 \text{ t/h}$
 Systemdruck $p = 40 \text{ at}$ Heißdampftemp. $\delta_{HD} = 420^\circ\text{C}$ und 405°C

Abb. 10 Abhängigkeit der Abdampftemperatur von der eingespritzten Wassermenge \dot{m}_W/\dot{m}_{th} ($= \dot{m}_W/\dot{m}_{WS}$) (aus Lit. [6])

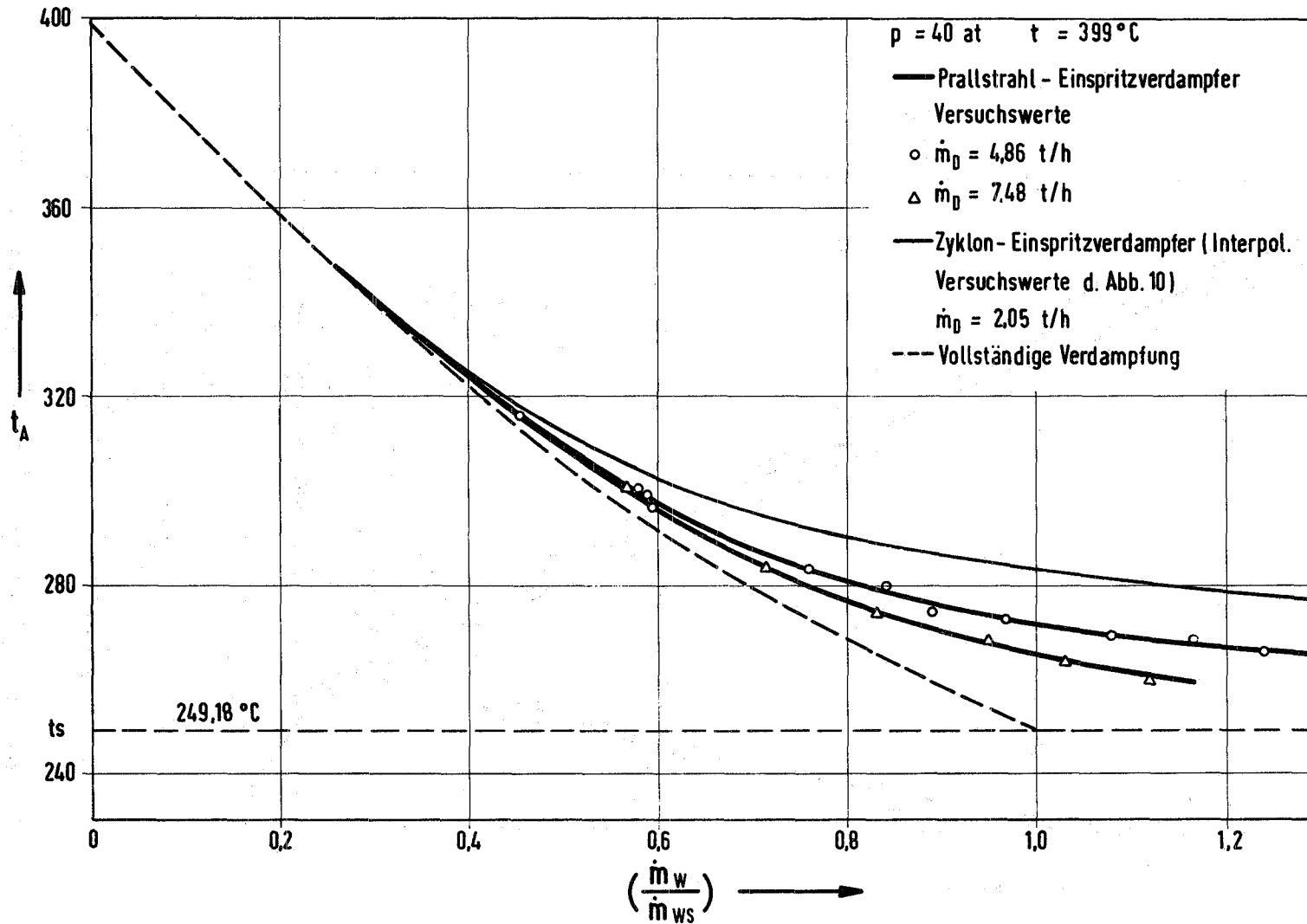


Abb. 11 Abhängigkeit der Dampfaustrittstemperatur von der eingespritzten Wassermenge m_W/m_{WS} für den Prallstrahl- und den Zyklon-Einspritzverdampfer