

GESTRA Information A 1.4

Entwässerung von Begleitheizungen bei hochgezogenen Kondensatableitern

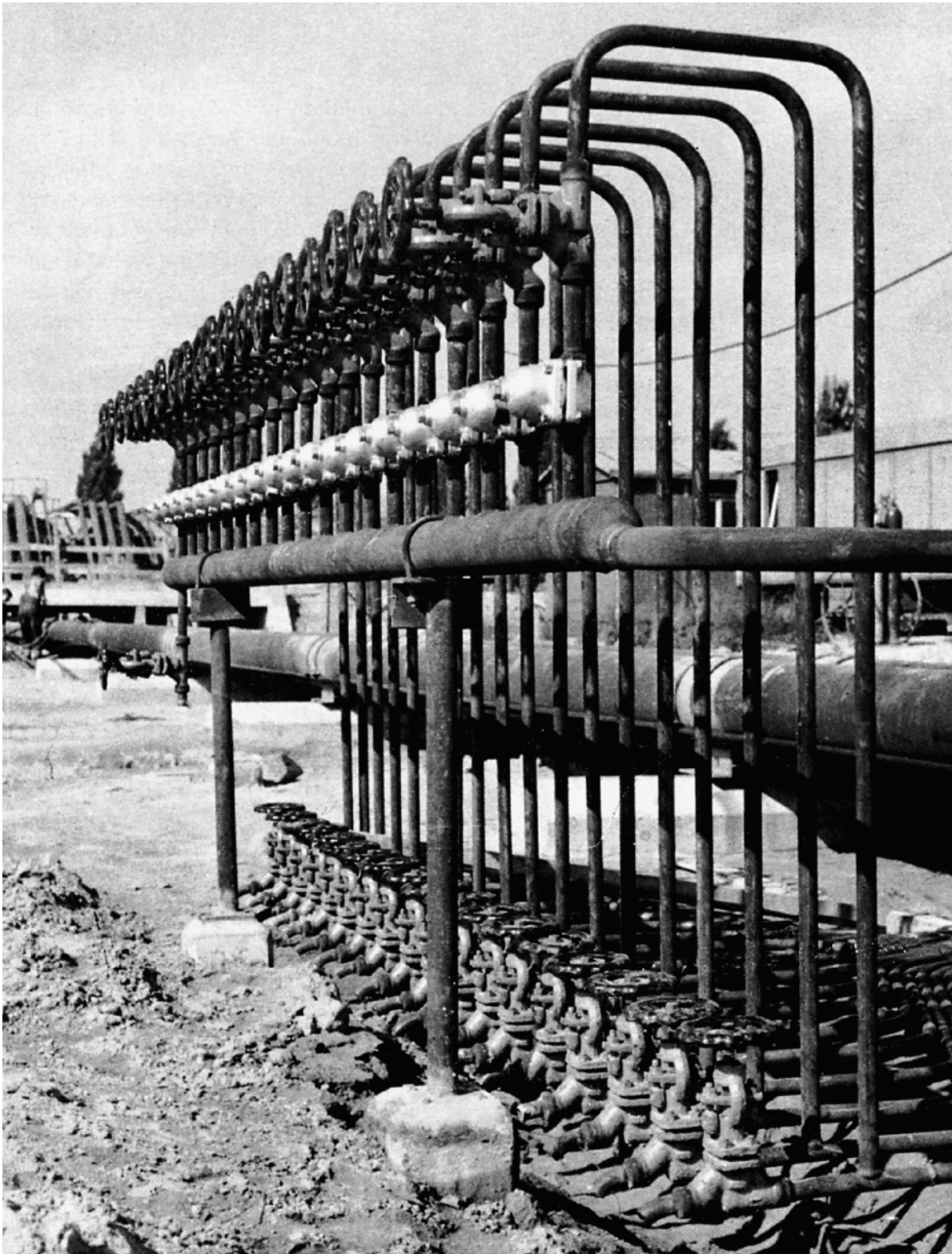


Fig. 1

In Raffinerien wurden bisher die Kondensatableiter der Begleitheizungen dicht über der Erde bzw. selbst auf dem Boden oder sogar in Gräben angeordnet. Daraus ergaben sich Nachteile, deren Beseitigung wünschenswert erschien.

Tief installierte Kondensatableiter (**Fig. 2**) unterliegen im Allgemeinen einer starken äußeren Verschmutzung, die beim Betätigen der freien Entwässerungsventile oder bei starkem Regen durch Hochschleudern von Erde, Sand und Schlamm auftritt. In beiden Fällen können Wasseransammlungen im Gelände auch dazu führen, dass die Ableiter sogar unter Wasser liegen. Diese äußeren Einflüsse wirken sich auf die Funktion und die Lebensdauer der Geräte ungünstig aus. Im Winter besteht darüber hinaus die Gefahr, dass die Ableiter vereisen. Aus den genannten Gründen sind auch Schäden schlecht erkennbar. Außerdem können sich leicht Unfälle durch schlechte Zugänglichkeit bei Überholungs- oder Reparaturarbeiten ereignen.

Schlecht zugängliche Stelle.
Gefahr starker äußerlicher Verschmutzung.

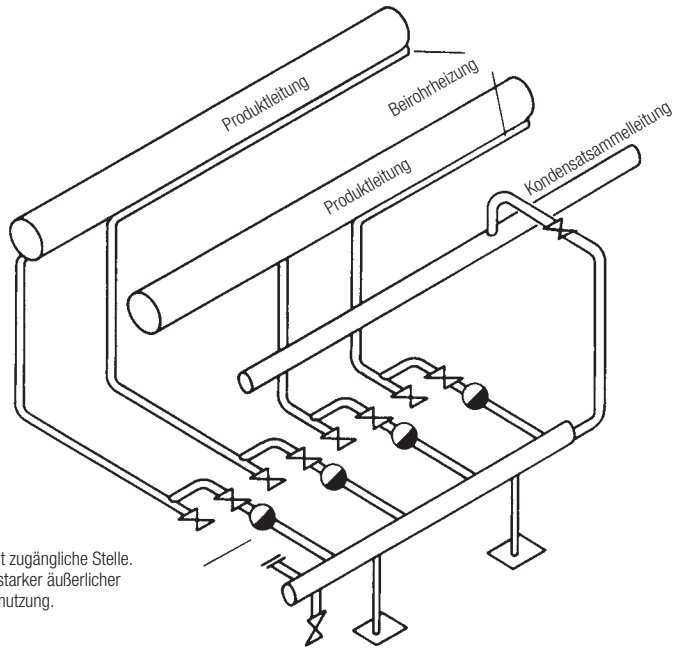


Fig. 2

Diese Nachteile legten es nahe, das Kondensat bereits vor den Ableitern zu heben und die Ableiter in gut zugänglicher Höhe zu Gruppen zusammenzufassen.

In letzter Zeit wurden verschiedene Begleitheizungen gebaut, deren Entwässerung nach diesem Vorschlag erfolgt (**Fig. 1 und 3**).

Anfahrentwässerung bzw.
Ausblasemöglichkeit.

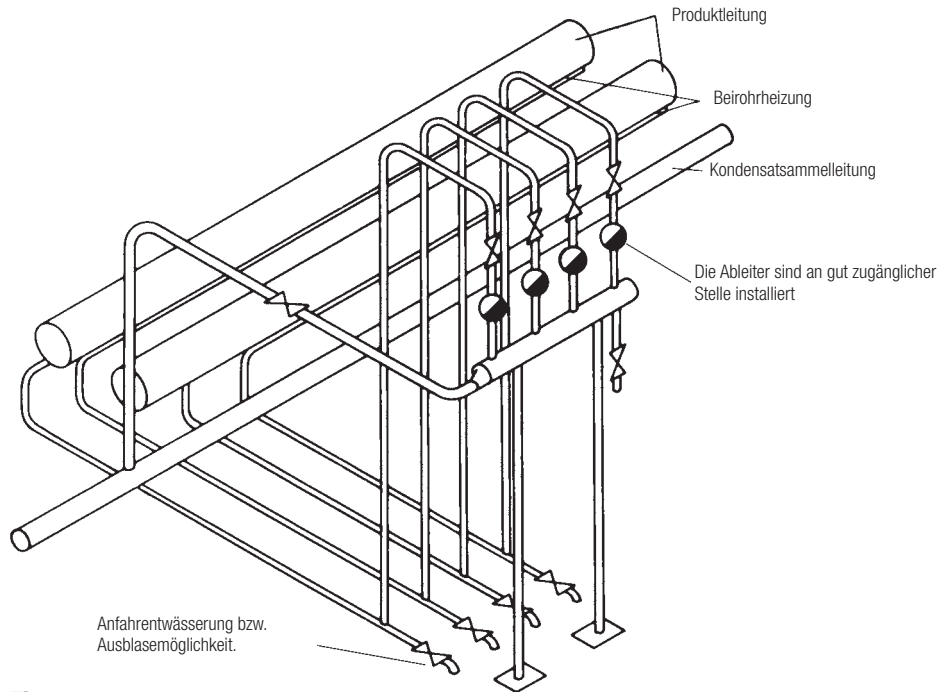


Fig. 3

Gegen das Heben des Kondensats vor dem Ableiter hatten die Planer Bedenken vorgebracht, da sich in der steigenden Leitung ein Zweiphasenstrom einstellen könnte. Der Dampfanteil des Zweiphasenstroms hätte möglicherweise eine negative Beeinflussung des Ableiters zur Folge, so dass die Kondensatabfuhr behindert würde.

Unser Vorschlag zur Kondensathebung vor dem Ableiter basiert jedoch auf den Ergebnissen eingehender Versuche.

Theoretische Grundlagen

Da in Fällen hochgelegter Kondensatableiter allgemein mit einer Zweiphasenströmung gerechnet werden muss, sind die wichtigsten Größen, die man braucht, um eine genaue Auslegung der Rohrleitungen zu erreichen:

1. Dampfschlupf,
2. Phasenreibung,
3. Druckverluste und
4. Wärmeübergang.

Heute weiß man, dass der Dampfschlupf für einen senkrechten Rohrteil wie folgt zu berechnen ist [1]:

$$S \equiv \varepsilon^* - \varepsilon = 0,71 \cdot \varepsilon^* \cdot (1 - \varepsilon^*)^{0,5} \cdot Fr_{LM}^{-0,045} \cdot (1 - \rho^*)$$

ε^* $\hat{=}$ Volumenanteil des Dampfes, bezogen auf den Strömungsquerschnitt

ε $\hat{=}$ Volumenanteil des Dampfes, bezogen auf die betrachtete Strecke

Fr $\hat{=}$ Froudesche Kennzahl

ρ^* $\hat{=}$ reduzierter Druck; $\rho^* = \frac{p}{p_{kr}}$

Bei einer Einphasenströmung ist $\varepsilon^* \equiv \varepsilon$. Somit verschwindet auch der Dampfschlupf S , da bei einer Einphasenströmung der volumetrische und der Massendampfanteil gleich Null oder Eins wird. In der obigen Gleichung sind nun ε^* und ρ^* unbekannt. Die Froudesche Kennzahl – hier bezogen auf Flüssigkeit mit der Massendampfdichte des Zweiphasengemisches – wie auch den reduzierten Druck kann man leicht berechnen.

Für das noch unbekannt ε^* gilt die folgende Gleichung [2]:

$$\varepsilon^* = \frac{V_G^*}{V_G^* + V_L^*} = \frac{v_G \cdot \varepsilon A}{v_G \cdot \varepsilon A + v_L \cdot (1 - \varepsilon) A}$$

V_G^* $\hat{=}$ Volumen des Dampfes, bezogen auf den Strömungsquerschnitt

V_L^* $\hat{=}$ Volumen der Flüssigkeit, bezogen auf den Strömungsquerschnitt

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

V_L $\hat{=}$ Strömungsgeschwindigkeit der Flüssigkeit $\hat{=} \frac{v_L^*}{(1 - \varepsilon) A}$

V_G $\hat{=}$ Strömungsgeschwindigkeit des Dampfes nach Nicklin [3, 4]:

$$V_G = 1,2 \frac{V_G^* + V_L^*}{A} + 0,35 \cdot \sqrt{g \cdot D}$$

Der Ausdruck $\frac{V_G^* + V_L^*}{A}$ kennzeichnet die Geschwindigkeit des Gemisches.

Der Faktor 1,2 wird durch die Strömungsgeschwindigkeit der steigenden Blasen begründet, da sie nicht mit der mittleren Strömungsgeschwindigkeit des Gemisches hochsteigen, sondern nahezu mit der maximalen in der Rohrachse herrschenden Geschwindigkeit hochgerissen werden. Der zweite Summand berücksichtigt den Schlupf und wird angedeutet durch die Steigegegeschwindigkeit der Dampfblasen bei ruhendem Wasser.

Die Reibungsverluste sind auch bestimmbar, und zwar nach dem Martinelli-Verfahren [5] oder am besten mit guter Näherung nach **Nicklin** [3, 4] durch die Gleichung

$$\left(\frac{\Delta p}{\Delta l}\right)_f = (1 - \varepsilon) \left(\frac{\Delta p}{\Delta l}\right)_L = \frac{4\tau}{D}$$

τ $\hat{=}$ Schubspannungen

$\left(\frac{\Delta p}{\Delta l}\right)_L$ $\hat{=}$ Druckgradient, der sich ergeben würde, wenn nur Wasser mit der Geschwindigkeit des Gemisches durchströmen würde.

Durch eine Impulsbilanz im Steigerrohrteil kann man das folgende Ergebnis bekommen [2]:

$$\frac{\Delta p}{\Delta l} = \rho \cdot g \cdot \sin \alpha + \left(\frac{\Delta p}{\Delta l}\right)_f + \frac{1}{\Delta l} \cdot \left\{ \left[\rho_G \cdot \varepsilon \cdot v_G^2 + \rho_L \cdot (1 - \varepsilon) \cdot v_L^2 \right]_1 - \left[\rho_G \cdot \varepsilon \cdot v_G^2 + \rho_L \cdot (1 - \varepsilon) \cdot v_L^2 \right]_2 \right\}$$

Hier deuten 1 und 2 den Kontrollraum der Impulsbetrachtung an und $\sin \alpha$ die Neigung des Steigerrohrteils (für senkrechtes Rohr ist $\sin \alpha = 1$, $\alpha = 90^\circ$).

In der Gleichung $\frac{\Delta p}{\Delta l} = \dots$,

besagen die Summanden folgendes:

$\rho \cdot g \cdot \sin \alpha$ $\hat{=}$ Berücksichtigung der Schwerkraft, hier ist

$\rho = \varepsilon \cdot \rho_G + (1 - \varepsilon) \cdot \rho_L$ $\hat{=}$ mittlere Dichte des Gemisches und

$g = 9,81 \text{ m/s}^2$ $\hat{=}$ Erdbeschleunigung

Die Klammer-Glieder deuten die Beschleunigung in den Stellen 1 und 2 an und damit auch den Unterschied des Volumenanteils ε . Im Allgemeinen ist $\varepsilon_2 > \varepsilon_1$, und zwar aus folgenden Gründen:

Wegen des Druckgradienten $\frac{\Delta p}{\Delta l}$ dehnt sich der Dampf aus. Damit erniedrigt sich der Siedepunkt des Gemisches, so dass eine Entspannungsverdampfung eintritt, die aber durch Wärmeverluste wieder kompensiert wird.

Danach ist man in der Lage, mit guter Näherung die Steighöhe Δl des Kondensates zu berechnen. Unseren Überlegungen kommt außerdem zu Gute, dass die Wärmeverluste ein Kondensieren des mitsteigenden Dampfes bewirken und als Folge des entstehenden Unterdrucks eine zusätzliche Kondensatförderung durch Druckdifferenz zustande kommt.

Für den Wärmeübergang kann man leider noch keine Angaben machen, da noch keine verallgemeinerten Beziehungen existieren.

Die jeweiligen Strömungsformen, die in unseren Betrachtungen praktisch keine Rolle spielen, können dem **Bakerschen** Diagramm [2, 6] entnommen werden.

Laborversuche

Das Problem der Zweiphasenströmung in Rohrleitungen wird bereits seit Jahren behandelt. Hierüber sind schon mehrere Abhandlungen veröffentlicht worden.

Wir haben uns auch von der praktischen Seite aus mit diesem Thema befasst. Es wurde ein gläserner Versuchsstand gebaut, um die Vorgänge genau beobachten und beurteilen zu können.

Der Versuchsstand (**Fig. 4**) entspricht nahezu den Abmessungen der ausgeführten Begleitheizungs-Entwässerungsstände. Bei den Versuchen wurden weitgehend die tatsächlichen betrieblichen Verhältnisse berücksichtigt.

Im waagerechten Teil der Begleitheizung durchläuft der Dampf mit langsam abnehmender Geschwindigkeit die Leitung. Dabei wird durch Kondensation die Dampfmenge kleiner und die Kondensatlache stärker. Die Dampfströmung schiebt das Kondensat in Richtung Steigleitung, wobei durch die Phasenreibung eine Wellenbildung auftritt, die auch in **Fig. 5** und **Fig. 6** erkennbar ist.

Beim Übergang vom waagerechten in den senkrechten Teil der Leitung prallt das Kondensat gegen den 90°-Bogen und wird umgelenkt, wobei sich eine mehr oder weniger starke Turbulenz ergibt.

Bei der Hebung des Kondensates stellen sich verschiedene Strömungsbilder ein, die in erster Linie von der Kondensatmenge abhängig sind [2].

Nach Versuchen von **Kowalczewski** [7] ist dies aber für den Betrieb bedeutungslos, da sich beim Wechsel von einem Strömungsbild zum anderen der Druckabfall, der Dampfschlupf bzw. die Phasenreibung praktisch nicht ändern.

Wenn sehr geringe Kondensatmengen anfallen, reißt der aufsteigende Dampf zunächst das Kondensat mit. In der Leitung befindet sich dann ein durchgehender Dampfströmungsfaden, der im unteren Teil vom Kondensat umgeben ist. Die Kondensatmenge reicht nicht aus, um sofort einen Pfropfen zu bilden. Mit nach oben hin abnehmender Dampfgeschwindigkeit wird auch die Reibung kleiner. Das Wasser rieselt an den Rohrwandungen wieder herunter. Erst wenn sich mehr Kondensat angesammelt hat, bildet sich ein Pfropfen. Da in diesem Moment der obere Teil der Leitung durch den Pfropfen versperrt wird, tritt durch Kondensation des Dampfes im oberen Teil eine größere Druckabsenkung auf, die zur Folge hat, dass der Pfropfen fast schlagartig nach oben gerissen wird. Dieses Ausstoßen der Wasserpfropfen wiederholt sich in ständig gleichen Zeitabständen.

Fig. 5 zeigt den Übergang vom waagerechten zum senkrechten Teil der Anlage während des Betriebes bei einem Δp von 1,5 bar und sehr wenig Kondensat. Die starke Turbulenz in der Umlenkung und das von dem aufsteigenden Dampf mitgenommene Kondensat sind zu erkennen.

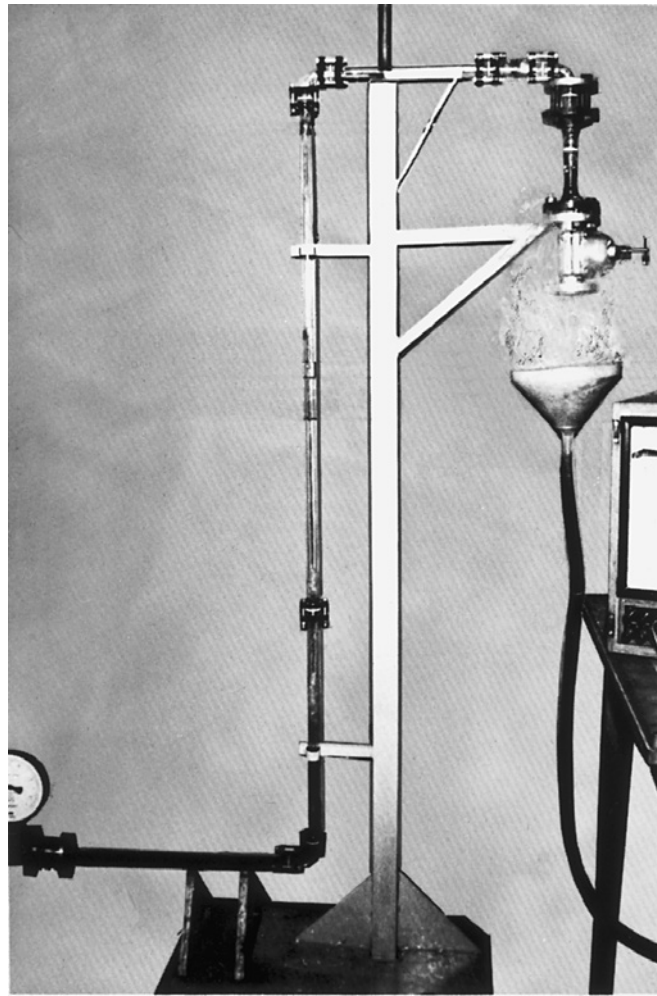


Fig. 4

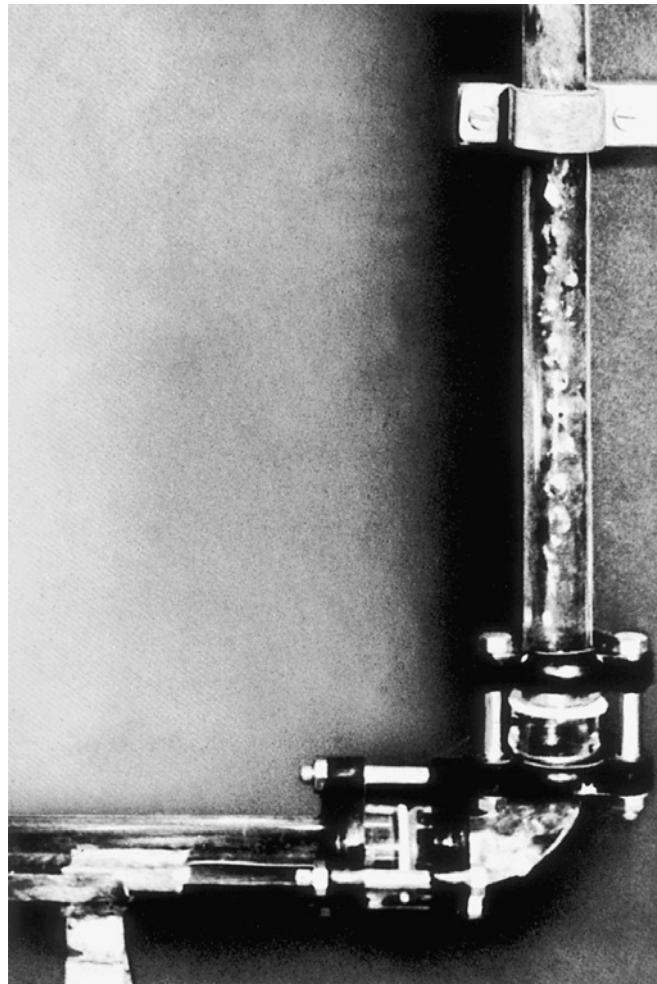


Fig. 5

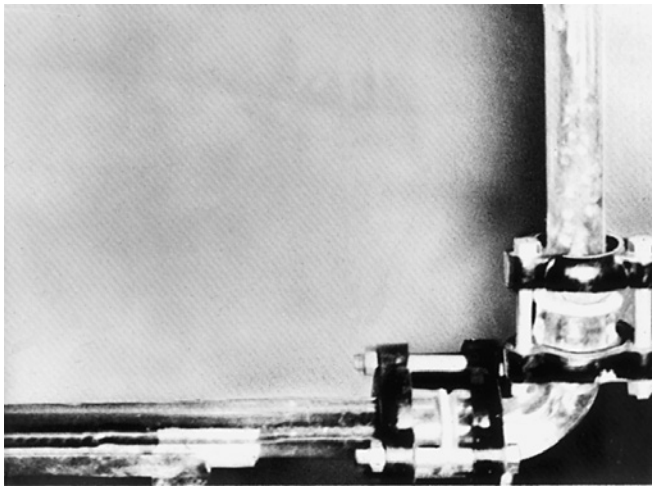


Fig. 6

Fig. 6 zeigt den gleichen Anlagenteil bei größerem Kondensatanfall. Die Turbulenz in der Umlenkung ist jetzt geringer. Der von Kondensat umgebene Dampffaden ist etwas kürzer geworden. Die Bildung und das Ausstoßen des Wasserpfropfens erfolgt häufiger.

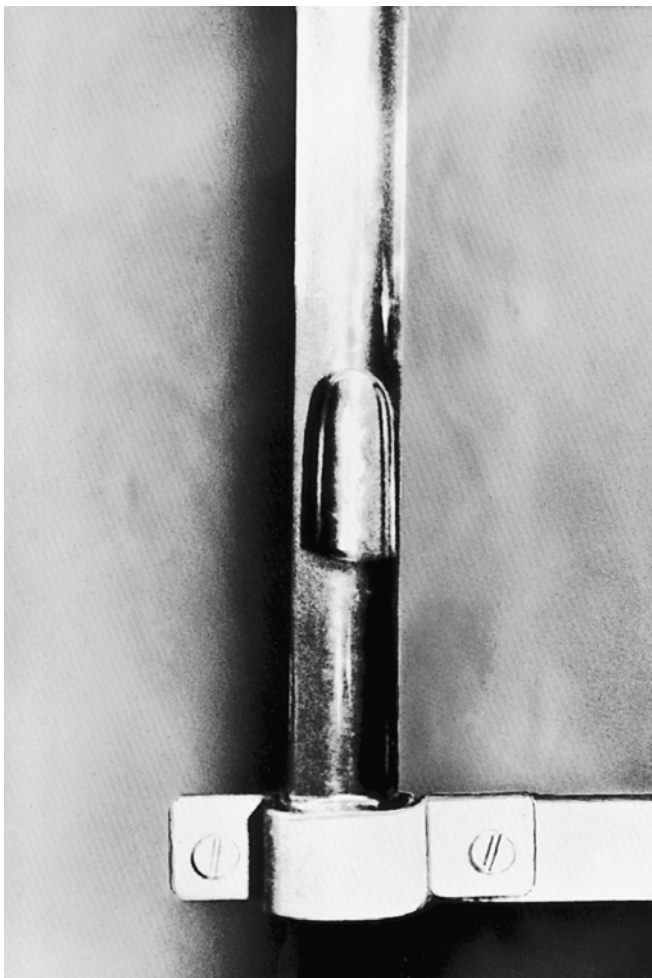


Fig. 7

In **Fig. 7** ist der Kondensatanfall so groß, dass sich sofort bei der Umlenkung Wasserpfropfen bilden. Das Wasser wird durch aufsteigende Dampfblasen hochgefördert, unterstützt durch die Druckabsenkung beim Kondensieren der Dampfblasen in dem der Steigeleitung wieder folgenden waagerechten Rohrleitungsstück. Ein Zurückfließen von Wasserteilchen ist nicht mehr zu beobachten. Die Dampfblasen behalten beim Hochsteigen in der Leitung etwa ihre Größe bei. Dies ist darauf zurückzuführen, dass das Kleinerwerden der Blasen infolge von Wärmeverlusten durch die Volumenzunahme bei Entspannung kompensiert wird. Es tritt nur eine geringe Entspannungsdampfbildung ein. Das anfallende Kondensat ist meistens kälter als die zum Druck gehörige Siedetemperatur. Von **Kirschbaum** [8] wurde bewiesen, dass das Kondensat kälter sein kann als der Dampf, auch wenn sich beide Phasen in einem Raum befinden. Die Kondensattemperatur ist hier u. a. von der Stärke der Wasserlache abhängig.

Wird der Kondensatanfall derartig erhöht, dass das Kondensat nicht mehr einwandfrei abgeleitet werden kann, da der Ableiter seine Leistungsgrenze erreicht hat, befindet sich in der Steigeleitung nur noch Kondensat.

Hierbei hat sich bereits in der waagerechten Leitung ein Wasserschloss gebildet. Die Förderung des Kondensates erfolgt hinter dem Wasserschloss nur noch durch die Druckdifferenz.

Bei allen Versuchen wurde stets die Werkseinstellung der Ableiter beibehalten.

Anwendung in der Praxis

Das einwandfreie Arbeiten bereits ausgeführter Anlagen wird durch diese Beobachtungen bestätigt. In allen Teillastgebieten wird das Kondensat bei der Begleitheizungsentwässerung nach der hier aufgeführten Anordnung und Größe einwandfrei abgeleitet.

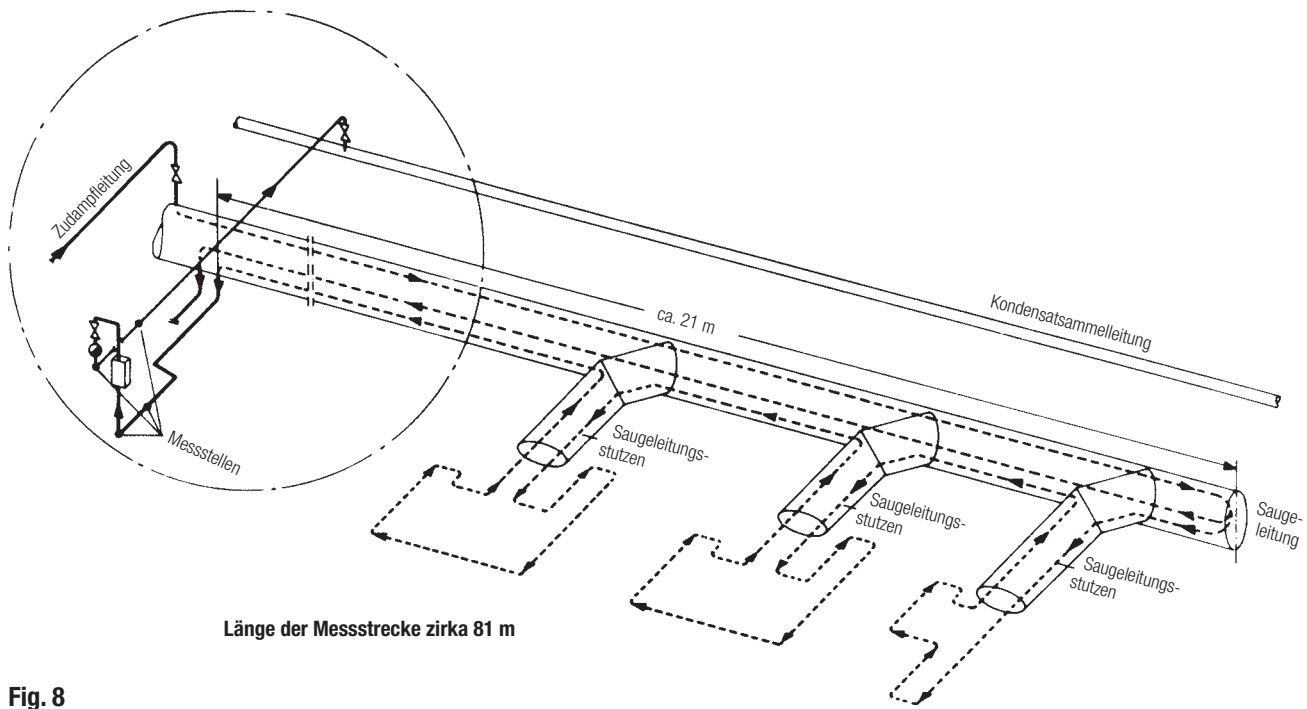


Fig. 8

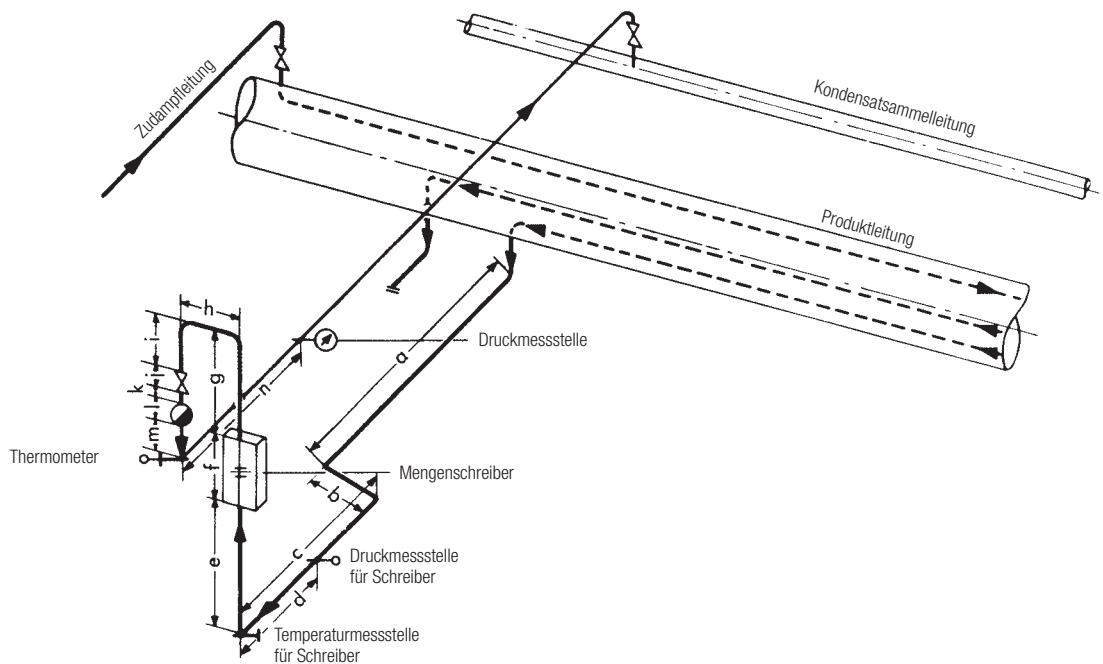
In einer Raffinerie wurde ein Teil der Begleitheizungen mit hochgezogenen Ableitern ausgerüstet. Eine dieser Begleitheizungen ist nun ausgewählt worden, um durch Messungen zu beweisen, dass die Ableiter auch bei dieser Anordnung (Fig. 8) einwandfrei arbeiten.

Die Versuchsanlage dient zur Beheizung der gemeinsamen Saugleitung von drei Umwälzpumpen mit den dazugehörigen Saugstutzen. Die Saugleitung in der NW 350 muss mit drei Rohren beheizt werden. Beirohreintritt und -austritt liegen nahe beieinander. Das Beirohr wird 21 m weit am Saugerohr entlanggeführt und gabelt sich dann in zwei zurücklaufende Stränge, von denen der eine direkt zum Beirohraustritt verläuft, der andere zur Beheizung der Saugerohrstutzen und Schieber verwendet wird. Die beiden rücklaufenden Stränge werden einzeln entwässert. Zur Versuchsstrecke gehören einmal der hinlaufende, zum anderen der rücklaufende Strang, der Saugstut-

zen und Schieber beheizt. Die Gesamtlänge beträgt zirka 81 m. Der Höhenunterschied zwischen Mitte Saugleitung und Mitte Saugstutzen beträgt 0,6 m. Eine freie Entwässerung ist am Ende dieser Messstrecke nicht vorhanden. Die Anordnung der Messstellen ist aus dem Schema Fig. 9 ersichtlich. Zur Messung des Vor- und Gegendruckes diente ein Withof-Dreifach-Druckschreiber. Messbereich 0 – 25 bar. Die Temperatur vor dem Ableiter wurde mit einem elektrischen Siemens-Schreiber am Fuß der steigenden Leitung gemessen.

In der steigenden Leitung war ein Krohne-Rotamesser mit pneumatischem Geber und elektrischem Siemens-Schreiber für die Mengenmessung eingebaut. Hinter dem Ableiter befand sich ein Maschinenthermometer 0 – 250 °C. Zur Kondensatableitung sind hier allgemein GESTRA Duo-Kondensomaten BK 15, Einheitsableiter für alle Betriebsverhältnisse bis 21 bar/ 400°C, eingebaut. Dieser Typ diente auch für die Versuche (Fig. 10).

- a = 0,85 m
- b = 0,55 m
- c = 0,75 m
- d = 0,50 m
- e = 0,60 m
- f = 0,32 m
- g = 0,48 m
- h = 0,28 m
- i = 0,23 m
- j = 0,10 m
- k = 0,05 m
- l = 0,10 m
- m = 0,16 m
- n = 0,80 m



Länge der Messstrecke zirka 81 m

Fig. 9

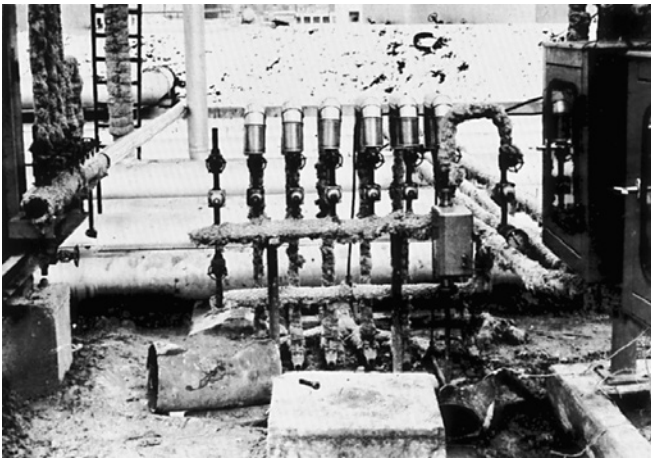


Fig. 10

Die Anordnung des Mengenmessers in der steigenden Leitung ist sehr ungünstig, da bei normal eingestelltem Ableiter die aufsteigenden Dampfblasen und Kondensatpfropfen einen Ausschlag zwischen 0 und 100 % bewirken. Der Mengenmesser war geeicht für Wasser von 95 °C ($\gamma = 0,961 \text{ kg/dm}^3$). Funktionsmäßig war der Einbau woanders nicht möglich, da der Durchfluss von unten nach oben führen muss. Es konnten also nur die Messergebnisse ausgewertet werden, die mit einer StauEinstellung des Ableiters gefahren wurden.

Es fanden zwei Versuche über jeweils etwa 16 Stunden statt. Die Messungen begannen jeweils zur gleichen Uhrzeit; die Werte wurden von den Messgeräten mitgeschrieben.

Die erste Messung erfolgte mit normal eingestelltem Ableiter. Dabei ergaben sich nach den Diagrammen folgende Werte:

Druck vor dem Ableiter:
3,5 bar ($t_s = 147,2 \text{ °C}$)

Temperatur vor dem Ableiter:
142 – 147°C (Schreiber)

Druck hinter dem Ableiter:
2,0 bar ($t_s = 132,8 \text{ °C}$)

Temperatur hinter dem Ableiter:
ca. 120°C (Thermometer)

Mit Messpulver wurden unmittelbar vor dem Ableiter 125 °C gemessen.

Der Durchflussmesser hat während der ganzen Zeit gependelt.

Aus dem Temperaturdiagramm geht hervor, dass während der Nachtstunden, in denen Nachfröste bis -5 °C (laut Wetterwarte) herrschten, die Kondensattemperatur an der Messstelle vor dem Ableiter um ca. 5° niedriger war als während der Tagesstunden.

Beim zweiten Versuch wurde der Ableiter enger gestellt, das heißt, die Leistung des Ableiters wurde verkleinert. Jetzt zeigte der Mengenmesser einwandfrei die Kondensatmenge an. Während der Messdauer ergaben sich nachstehende Werte:

Druck vor dem Ableiter:
3,5 bar

Temperatur vor dem Ableiter:
pendelnd 123 °C – 135°C (Schreiber)

Die Dauer einer Pendelung betrug ca.
1 – 1½ Stunden

Druck hinter dem Ableiter:
2,0 bar

Temperatur hinter dem Ableiter:
98°C (Thermometer)

Direkt vor dem Ableiter, mit Messpulver gemessen, betrug die Temperatur 105 °C.

Der Mengenschreiber registrierte eine zwischen 25 und 40 % \cong 18 bis 28 l/h schwankende Menge.

Die Messung mit normal eingestelltem Ableiter zeigt eindeutig, dass bis zur Messstelle am Fuß der Steigeleitung kein Kondensatstau vorlag. Da der Temperaturfühler an dieser Stelle teilweise von dem im unteren Teil des Rohrschnittes befindlichen Kondensat berührt wurde, dessen Temperatur etwas niedriger sein muss als die Dampftemperatur, ergibt sich hier die Differenz zwischen gemessener und Siedetemperatur. Der Temperaturunterschied zwischen Schreiber-Messstelle und Ableiter ist darauf zurückzuführen, dass einmal durch Hebung des Kondensates eine Entspannung und damit ein Temperaturabfall eintrat, zum anderen die Wärmeverluste, bedingt durch die hier teilweise unisolierte Rohrleitung, einen weiteren Temperaturabfall zur Folge hatten. Durch Wärmeverlust ist die Temperaturdifferenz vor und hinter dem Ableiter höher, als sie durch den Druckabfall bedingt ist. Das Kondensat wurde also nur vom Differenzdruck ausgeschoben.

Zu diesem Versuch kann gesagt werden, dass bei normal eingestelltem Ableiter eine einwandfreie Entwässerung stattgefunden hat. Mit verkleinerter Einstellung des Ableiters wurde das Kondensat auch ohne Schwierigkeit abgeleitet, jedoch mit entsprechender Unterkühlung.

Die praktischen Versuche und Messungen an einem gläsernen Versuchsstand und an einer ausgeführten Begleitheizung haben also gezeigt, dass das Kondensat auch bei hochgezogenen Kondensatableitern richtig abgeführt wird.

Von der geringsten anfallenden Menge Kondensates bis zur Erreichung der maximalen Leistungsgrenze der Ableiter werden somit die Heizrohre einwandfrei entwässert.

- [1] Schicht, H.: Experimentelle Untersuchung der Strömung eines Flüssigkeits-Dampfgemisches von R 12 in einer senkrechten Rohrleitung (nach Versuchen von Dr. J. J. Kowalczewski). Kältetechnik 17 (1965), S. 47 – 51.
- [2] Grassmann, P.: Zweiphasenströmungen in Rohrleitungen. Kältetechnik 17 (1965), S. 42 – 46.
- [3] Nicklin, D. J.: Two-phase bubble flow. Chem. Engng. Sci. 17 (1962), S. 693 – 702.
- [4] Nicklin, D. J.: The air-lift pump: theory and optimisation. Trans. Inst. chem. Engr. 41 (1963), Nr. 1, S. 29 – 39.
- [5] Lockhart, R. W. u. R. C. Martinelli: Proposed correlation of data for isothermal two-phase, two-component flow in pipes. Chem. Engng. Progr. 45 (1949), Nr. 1, S. 39 – 48.
- [6] Baker, O.: Pipelines for simultaneous flow of oil and gas. Full report on Magnolias research on two-phase pipeline design. Oil and Gas J. 53 (1954), Nr. 12, S. 185 – 195.
- [7] Kowalczewski, J. J.: Two-phase flow in an unheated and heated tube. Diss. Zürich 1964.
- [8] Kirschbaum, E.: Bestimmung der Kondensat-abflusstemperatur von dampfbeheizten Apparaten mit senkrechter Heizfläche. VDI-Beiheft Verfahrenstechnik 1938, Nr. 1.

GESTRA AG

Postfach 10 54 60, D-28054 Bremen
Münchener Str. 77, D-28215 Bremen

Tel. 0049 (0) 421 35 03 - 0, Fax 0049 (0) 421 35 03-393

E-Mail gestra.ag@flowserve.com, Web www.gestra.de



GESTRA