

Der Wärme- und Kälteschutz in der Industrie

Von

I.S. Cammerer

Der Wärme- und Kälteschutz in der Industrie

Von

Dr.-Ing. J. S. Cammerer

Privatdozent an der Technischen Hochschule
Berlin

Mit 94 Textabbildungen
und 76 Zahlentafeln



Springer-Verlag Berlin Heidelberg GmbH

1928

ISBN 978-3-662-36186-3 ISBN 978-3-662-37016-2 (eBook)
DOI 10.1007/978-3-662-37016-2

**Alle Rechte, insbesondere das der Übersetzung
in fremde Sprachen, vorbehalten.**

**Copyright 1928 by Springer-Verlag Berlin Heidelberg
Ursprünglich erschienen bei Julius Springer in Berlin 1928.
Softcover reprint of the hardcover 1st edition 1928**

Vorwort.

Das Buch stellt sich als Aufgabe, die für die Industrie notwendige Zusammenfassung der heutigen wissenschaftlichen Erkenntnisse auf dem Gebiet des Wärme- und Kälteschutzes zu geben und durch Umarbeitung zu einer einfachen Berechnungsweise, insbesondere durch Aufstellung von Rechentafeln, ihre Anwendung für die Praxis sicherzustellen. Darüber hinaus wurde versucht, gewisse Probleme der Wärme- und Kälteschutztechnik, die dem Praktiker meist überhaupt nicht zum Bewußtsein kommen, darzulegen und wenigstens ihre angenäherte Lösung zu entwickeln. Bei der Behandlung eines technischen Gebietes, das wie das in Frage stehende erst seit verhältnismäßig wenigen Jahren wissenschaftlich durchforscht wird, ist eine absolut lückenlose Behandlung nicht möglich und ein entsprechender Ausbau wird zur gegebenen Zeit vorzusehen sein. Gerade eine zusammenfassende Behandlung wird jedoch das Fehlende um so deutlicher zum Bewußtsein bringen und zur Ergänzung anregen.

Zu den Berechnungstafeln ist zu bemerken, daß der Aufstellung von Zahlentafeln im allgemeinen der Vorzug vor graphischen Berechnungsverfahren gegeben wurde. Die Erfahrung hat nämlich gezeigt, daß bei richtiger Einteilung des Berechnungsganges und genügendem Umfang der Tabellen diese Methode sehr oft weit schneller und sicherer zum Ziele führt.

Das Bestehen vorzüglicher theoretischer Literatur (vgl. vor allem H. Gröber, M. Jakob, F. Merkel u. a. sowie das Ziel des vorliegenden Buches haben es zu einer Selbstverständlichkeit gemacht, rein theoretische Ausführungen auf ein Minimum zu reduzieren und in dieser Hinsicht auf das ergänzende Studium der erwähnten Werke zu verweisen. Auch das Gebiet des Wärmeschutzes im Bauwesen kann im Rahmen des industriellen Wärmeschutzes nur gestreift werden. Gegebenenfalls sei dieserhalb auf die Bücher von K. Hencky und R. Schachner verwiesen. (Vergl. die Literaturangaben im Anhang.)

Ein Buch, das für die Praxis gedacht ist, muß stets davon ausgehen, daß man bei der Lösung eines technischen Problems niemals eine völlige Übereinstimmung der Vorausberechnung und der erzielten Wirkung erreichen kann. Da die Berücksichtigung dieser Tatsache auch für die Benutzung der entwickelten Rechenverfahren notwendig ist, seien die Gründe hierfür kurz gestreift. Sie sind dreifacher Art: entweder sind

die Unstimmigkeiten eine Folge der zur Verfügung stehenden Rechenmethoden und Formeln oder der zur zahlenmäßigen Auswertung nötigen experimentellen Untersuchungen oder sie liegen in der Art der Durchführung und Anwendung der Berechnung in einem bestimmten Falle begründet.

Die erste Ursache, die Ungenauigkeiten der Berechnungsweise, wird dadurch bestimmt, ob man eine vollkommen genaue Berechnungsmethode anwenden kann oder Näherungsformeln im mathematischen oder physikalischen Sinne benutzen muß. In der Regel ist eine exakte Behandlung nicht möglich. Man muß daher entweder die physikalischen Grundannahmen so vereinfachen, bis eine mathematisch präzise Berechnung möglich wird, oder man berücksichtigt die tatsächlichen Verhältnisse auf das Genaueste auf Kosten der dann nur näherungsweise möglichen Rechnung. Man darf wohl sagen, daß man heute auf dem Standpunkt angelangt ist, im allgemeinen das letztere im Sinne der Technik für richtiger zu halten.

Ähnliches gilt auf versuchstechnischem Gebiete, wo man sich oft zwischen einer außerordentlich vervollkommeneten Meßmethode und einer möglichsten Angleichung an die in Wirklichkeit herrschenden Verhältnisse zu entscheiden hat.

Die Anwendung dieser von der Forschung gelieferten, bereits mehr oder minder mit „Ungenauigkeiten der Berechnungsweise und der Versuchsunterlagen“ behafteten Ergebnisse bedingt weitere Abweichungen von der Wirklichkeit, da man die physikalischen Konstanten dem praktischen Falle gemäß auszuwählen hat. Dies ist oft schwierig, da die Versuche aus der Fülle der Möglichkeiten der Technik nur das Wesentlichste herausgreifen können. Ihre Anwendung darf daher dem Praktiker nicht allein überlassen werden.

Vornehmlich durch die Arbeiten des Forschungsheims für Wärmeschutz in München ist man sich heute klar darüber, daß z. B. hinsichtlich der in die Rechnungen einzuführenden Wärmeleitahlen Unsicherheiten herrschen, die kaum je unter einen Betrag von 10% herabsinken. Selbst wenn in einem bestimmten Falle die Wärmeleitahl eines Isoliermaterials mit einer geringeren Toleranz garantiert wird, so heißt dies entweder, daß ein entsprechender Betrag schon vom Hersteller in die garantierten Mittelwerte einbezogen wurde oder daß er ein entsprechendes Risiko auf sich nimmt, nicht aber, daß man den wirklichen Effekt besser als mit der angegebenen Genauigkeit berechnen kann.

Grundsätzlich wurden daher in diesem Buche Vereinfachungen mit einem Fehler von $\pm 2\%$ als zulässig betrachtet, ja, in einzelnen Fällen konnte oder mußte im Hinblick auf den Zweck der Berechnung auch noch darüber hinausgegangen werden. Selbstverständlich wurde stets

peinlich daran festgehalten, die vorgenommenen Vereinfachungen im ganzen Umfange genau abzuwägen und zu kennzeichnen.

Der Verfasser benutzt die Gelegenheit, zahlreichen Herren für ihre Unterstützung seinen Dank auszusprechen.

In allererster Linie den Herren Klaus und Heinz Rheinhold, den Inhabern der Firma Rheinhold & Co., Berlin, deren Entgegenkommen es ihm möglich machte, die innerhalb der genannten Firma gesammelten Erfahrungen zu diesem Buche auszugestalten. Auch zahlreiche Abbildungen konnten aus den Veröffentlichungen dieser Firma übernommen werden. Hervorheben möchte der Verfasser auch die unermüdliche Mitarbeit von Herrn Dipl.-Ing. O. Luke, der die Durchrechnung eines wesentlichen Teiles der Zahlentafeln ausgeführt hat. Ferner hat er dem Leiter des Forschungsheims für Wärmeschutz in München, Herrn Dr.-Ing. E. Raisch, und Herrn Dipl.-Ing. K. Wrede, Hörde, sowie der Firma Siemens & Halske, Berlin, und den Vereinigten Deutschen Kieselgurwerken, Hannover, für die Überlassung von Abbildungen zu danken. Herrn Dipl.-Ing. E. Eichenberg, Köln, Herrn Dr.-Ing. S. Erk und Herrn Dipl.-Ing. Th. Schnell, Berlin, ist der Verfasser für Unterstützung beim Lesen der Korrekturen verpflichtet.

Berlin-Halensee, März 1928.

J. S. Cammerer.

Inhaltsverzeichnis.

	Seite
I. Die Grundlagen der Wärme- und Kälteschutztechnik.	
A. Die physikalischen Gesetzmäßigkeiten	1
1. Allgemeine Erläuterung des Wärmeaustauschvorganges	1
2. Wärmeschutztechnische Maßeinheiten und Grundgrößen	3
3. Die theoretische Grundgleichung für die Wärmeströmung in festen Körpern	6
4. Berechnung der stationären Wärmeströmung (Dauerbetrieb)	9
a) Der Wärmeverlust durch ebene oder zylindrische Schichten. S. 10. — b) Die Wärmedurchgangszahl und der Begriff des Wärmeaustauschwiderstandes. S. 17. — c) Der Wärmeaustausch durch Wände mit verschiedenem Aufbau der nebeneinander liegenden Teile. S. 20. — d) Die mittlere Wärmeleitfähigkeit einer zusammengesetzten Schicht. S. 21. — e) Der Temperaturverlauf in Wandschichten. S. 22. — f) Näherungsgleichungen. S. 26. — g) Die Hohlkugel. S. 27. — h) Allgemeine Bemerkungen zur Berechnung des Wärmeaustausches im Dauerzustand. S. 27.	
5. Berechnung des Wärmeaustausches bei nicht stationärer Wärmeströmung (Anwärmen und Auskühlen)	29
a) Erläuterung der physikalischen Zusammenhänge. S. 29. — b) Anwärme- und Auskühlvorgang bei isolierten Rohrleitungen. S. 34.	
6. Berechnung der Speicherwärme	41
a) In einer ebenen oder schwach gekrümmten Wand aufgespeicherte Wärme. S. 42. — b) In einer zylindrischen Wand aufgespeicherte Wärme. S. 43.	
B. Die Isoliermaterialien und ihre Eigenschaften.	45
7. Rohstoffe	45
8. Konstruktiver Aufbau der Isolierungen	46
9. Allgemeine Eigenschaften von Isoliermitteln	50
10. Die Ausführung von Isolierungen in Spezialfällen.	53
a) Isolierung von Formstücken. S. 53. — b) Isolierung von senkrechten, vibrierenden und geschweißten Leitungen. S. 55.	
C. Die zahlenmäßigen Werte der wichtigsten wärmeschutztechnischen Größen	56
11. Die Wärmeübergangszahl.	56
12. Der Wärmeübergang durch Leitung und Konvektion	58
a) Aufgezwungene Strömung. S. 59. — b) Wärmeübergang an ruhige Luft (freie Strömung). S. 63.	
13. Die Wärmeübertragung durch Strahlung.	64
a) Allgemeine Gesetzmäßigkeiten der Wärmestrahlung. S. 64. — b) Der Strahlungsanteil der Wärmeübergangszahl. S. 71.	

	Seite
14. Einige Werte von Gesamtwärmeübergangszahlen	72
15. Die äquivalente Wärmeleitzahl von Luftschichten	73
a) Berechnungsformeln. S. 74. — b) Zahlenwerte. S. 76.	
16. Die Wärmeleitzahl der verschiedenen Stoffe	80
17. Die Gesetzmäßigkeiten der Wärmeleitzahl von Bau- und Isolierstoffen	82
a) Der Einfluß der Porosität auf die Wärmeleitzahl. S. 82. —	
b) Die Temperaturabhängigkeit der Wärmeleitzahl. S. 87. — c) Der Einfluß der chemischen Zusammensetzung und des molekularen Aufbaues auf die Wärmeleitzahl. S. 89. — d) Der Einfluß der Größe und der Verkittung des Kornes auf die Wärmeleitzahl. S. 90. —	
e) Der Einfluß der Feuchtigkeit auf die Wärmeleitzahl. S. 92.	
18. Das Raumgewicht von Bau- und Isolierstoffen	93
19. Die spezifische Wärme von Bau- und Isolierstoffen	94
20. Die Temperaturleitfähigkeit von Bau- und Isolierstoffen	95
D. Meßtechnik	96
21. Die neuzeitlichen Laboratoriumsmethoden zur Ermittlung der Wärmeleitzahl von Isolierstoffen	96
a) Die Kugel von W. Nusselt. S. 98. — b) Der Plattenapparat von R. Poensgen. S. 99. — c) Das Versuchsrohr von W. van Rinsum. S. 100.	
22. Die Messung von Wärmeleitzahlen an fertigen Anlagen	101
a) Die Hilfswandmethode von K. Hencky. S. 102. — b) Der Wärmeflußmesser nach E. Schmidt. S. 104. — c) Der „Wärmeschutzprüfer Bayer“ nach K. Hencky. S. 112.	
23. Technik der Temperaturmessung	114
a) Flüssigkeitsthermometer. S. 116. — b) Thermoelemente. S. 118.	

II. Die Berechnung und Anwendung des Wärme- und Kälteschutzes in der Industrie.

A. Die Wärmeverluste während des Betriebes	125
24. Der Wärmeverlust bei nicht isolierter Anlage	125
25. Der Wärmeverlust isolierter Körper	129
26. Zusätzliche Wärmeverluste	145
a) Nackte Flanschen. S. 145. — b) Isolierte Flanschen. S. 149. —	
c) Sonstige zusätzliche Wärmeverluste. S. 151.	
27. Die Wärmeersparniszahl	152
B. Die im Dauerzustand aufgespeicherte Wärme	155
28. In der Behälter- oder Rohrwandung gespeicherte Wärme	155
29. In der Isolierung gespeicherte Wärme	157
C. Die Wärmeverluste einer Rohrleitung bei unterbrochener Betriebsweise	161
30. Der Wärmeverlust beim Anheizen	161
31. Die Auskühlverluste in den Betriebspausen	162
32. Der jährliche Gesamtaufwand bei unterbrochenem Betrieb	163
D. Die Bemessung von Wärme- und Kälteschutzanlagen unter betriebstechnischen Gesichtspunkten	164
33. Der Kondensatanfall	166
34. Der Temperaturabfall eines Wärmeträgers in einer Rohrleitung	167
35. Der Schutz von Wasserleitungen gegen Einfrieren	178
36. Die Temperaturverteilung in den Materialsichten	185

	Seite
a) Die Oberflächentemperatur auf Isolierungen. S. 186. — b) Die Vermeidung von Schwitzwasserbildung. S. 193. — c) Die Temperaturverteilung in den Materialschichten mit Rücksicht auf Temperaturbeständigkeit. S. 197.	
37. Das Gefrieren des Erdreichs unter Kühlräumen	201
38. Der Wärmeschutz von Gebäudewänden	204
E. Die Bemessung von Wärme- und Kälteschuttmitteln nach Wirtschaftlichkeit	208
39. Allgemeines über die „wirtschaftlichste“ Isolierstärke unter Zugrundelegung einer ununterbrochenen Betriebsweise.	208
40. Die Berechnung der wirtschaftlichsten Isolierstärke bei täglich unterbrochener Betriebsweise	212
41. Die Erzeugungskosten einer verlorenen Wärme- und Kälteeinheit	214
42. Die Wertsteigerung einer verlorenen Wärmeeinheit durch zusätzliche Betriebsverluste	215
a) Heißdampfkraftleitungen. S. 216. — b) Sattdampfleitungen mit Kondensatverlusten. S. 218.	
43. Zahlentafeln zur Berechnung der wirtschaftlichsten Isolierstärke . .	219
a) Vollständiger Dauerbetrieb. S. 220. — b) Ununterbrochener Betrieb während eines Teiles des Jahres. S. 227. — c) Täglich unterbrochene Betriebsweise. S. 228. — d) Besondere Betriebsverluste. S. 230.	
44. Die Wirtschaftlichkeit der Isolierung von Kesseleinmauerungen . .	231
45. Die wirtschaftlichste Isolierstärke bei Neuanlagen	233
46. Verbesserung schlechter vorhandener Isolierungen.	237
47. Beeinflussung der Gesamtwärmeverluste von Dampfleitungen für Heizzwecke durch die Wahl der Dampfart.	240
F. Vergebung und Belieferung von Aufträgen	245
48. Richtlinien für die Vergebung von Wärmeschutzanlagen	245
a) Unsachgemäße Vergabungsgrundlagen. S. 246. — b) Richtig aufgebaute Wettbewerbsvorschriften und Lieferungsbedingungen. S. 249.	
49. Die Festlegung garantierbarer Werte durch Lieferfirmen	253

Anhang.

I. Tafeln der natürlichen Logarithmen	257
II. Wichtige physikalische Zahlenwerte	259
III. Literaturzusammenstellung	274

I. Die Grundlagen der Wärme- und Kälteschutztechnik.

A. Die physikalischen Gesetzmäßigkeiten.

1. Allgemeine Erläuterung des Wärmeaustauschvorganges.

Die Grundtatsache der Wärmeschutztechnik ist in der physikalischen Gesetzmäßigkeit zu sehen: Zwischen zwei Körpern von verschiedener Temperatur findet unvermeidlich ein Wärmeaustausch statt, der mit keinem Mittel gänzlich verhindert, sondern nur in seiner Intensität beeinflußt werden kann.

Versinnbildlicht man sich diesen Vorgang etwa durch den Vergleich mit der Strömung einer Flüssigkeit aus einer höheren Lage in eine tiefere, so wird man die Aufgabe der Wärme- und Kälteschutztechnik, die Verringerung des „Wärmestromes“, analog diesem Bilde durch Erhöhung des „Strömungswiderstandes“ zwischen den fraglichen zwei Körpern zu lösen suchen. In der Praxis geschieht dies fast ausschließlich dadurch, daß man eine Schicht von besonders geringem Wärmeleitvermögen dazwischen bringt, bzw. den Wärmeaustauschwiderstand einer an sich schon vorhandenen Zwischenschicht durch eine zusätzliche Schicht noch besonders vermehrt.

Bei den hier einschlägigen technischen Problemen pflegen daher an dem Wärmeaustauschvorgang stets drei Körper beteiligt zu sein:

- der vor dem Energieaustausch zu schützende Körper,
- der die Wärme oder Kälte entziehende Körper,
- das „Isoliermaterial“.

Grundsätzlich sei hier bemerkt, daß alle Betrachtungen und Formeln in der Folge sinngemäß in Geltung bleiben, gleichgültig in welcher Richtung der Wärmestrom verläuft, d. h. unabhängig davon, ob es sich um ein Problem des „Wärme“- oder „Kälte“-Schutzes handelt. Der Einfachheit halber sei aber in den allgemeinen Darlegungen stets von dem Fall des Wärmeschutzes ausgegangen.

In der überwiegenden Mehrzahl der in der Praxis in Betracht kommenden Fälle bestehen die drei Körper aus Medien in verschiedenem Aggregatzustand. Nachstehend ein kleiner Überblick über die möglichen Kombinationen.

Aggregatzustand	Energieträger	Isoliermaterial	Energieaufnehmendes Medium
fest	Elektr. Heizwiderstand, Eis, feste Wärmespeicher	Alle Wärme- und Kälteschutzmittel	Konstruktionsteile, Erdreich usw.
flüssig	Wasser, Öl, Lauge, Sole usw.	— ¹	Wasser (bei Schiffen)
gasförmig	Luft, Heizgase, Wasserdampf, Kaltdämpfe usw.	Luft (i. Luftschichten, Luftkanälen, Luftzellen)	Luft der Umgebung

Ein Wärmeaustauschvorgang ist auf dreifache Weise möglich:

Durch Wärmeleitung: Die Wärme wandert im Innern eines Mediums durch unmittelbare Weitergabe von Teilchen zu Teilchen der Materie, die hierbei als ruhend gedacht werden. Streng genommen sind bei Gasen auch im Falle reiner Wärmeleitung nach der kinetischen Gastheorie die Moleküle natürlich nicht in Ruhe, sondern in zickzackförmiger Bewegung und ihre Geschwindigkeit ist bei verschiedenen Temperaturen verschieden. Indem nun Moleküle verschiedener Geschwindigkeit miteinander zusammenstoßen, tauschen sie die Unterschiede ihrer Bewegungsenergie gegenseitig aus und diesen Vorgang nennt man Wärmeleitung.

Durch Konvektion: In tropfbaren oder gasförmigen Flüssigkeiten können die leicht beweglichen materiellen Teilchen Wärme auch durch Ortsänderung transportieren, da sie ja selbst eine gewisse Wärmemenge aufgespeichert haben. Diese Ortsänderung kann sowohl durch äußere Kräfte hervorgerufen werden — aufgezwungene Strömung —, sie kann aber auch von inneren Ursachen herrühren (Verschiedenheiten der Temperatur, hierdurch bedingte Änderung des spezifischen Gewichtes und Auftrieb der wärmeren Teilchen) — freie oder natürliche Strömung.

Durch Strahlung: Die Wärmeübertragung durch Strahlung findet stets und auch bei niedrigen Temperaturen statt, sobald sich zwei Körper verschiedener Temperatur gegenüberstehen, die durch einen strahlungsdurchlässigen Körper, wie z. B. Luft, getrennt sind. Die Wärme wird hierbei an der Oberfläche des strahlenden Körpers in strahlende Energie verwandelt, durchsetzt die strahlungsdurchlässige

¹ Zuweilen wird die Aufgabe eines Wärmeschutzes, einen Körper vor Temperaturänderung zu bewahren, auch dadurch gelöst, daß man Flüssigkeiten oder Gase geeigneter Temperatur vorbeiströmen läßt. Alsdann handelt es sich aber um ein Problem der Heizung bzw. der Kühlung und nicht um ein solches des Wärmeschutzes, der ja grundsätzlich auf eine Verminderung des Wärmeausgleiches abzielt, nicht auf eine Abtransportierung unerwünschter bzw. auf einen Ersatz verlorener Energien.

Schicht und wird beim Auftreffen auf den zweiten, nicht durchlässigen Körper teils in Wärme zurückverwandelt, absorbiert, oder als Wärmestrahlung zurückgeworfen, reflektiert. Die Wärmeübertragung durch Strahlung¹ ist an keinen materiellen Träger gebunden, sie erfolgt auch im Vakuum.

In der Regel wirken diese drei Möglichkeiten des Wärmeaustausches zusammen. Reine Wärmeleitung findet im allgemeinen nur in festen Körpern statt; da aber am Wärmeaustauschvorgang fast immer neben festen Körpern auch flüssige oder gasförmige beteiligt sind, so kommt meist auch eine Wärmeübertragung durch Konvektion und Strahlung in Frage.

Allerdings spielen die beiden letzteren bei vielen wärmeschutztechnischen Aufgaben nur eine untergeordnete Rolle.

2. Wärmeschutztechnische Maßeinheiten und Grundgrößen.

Die wärmeschutztechnischen Maßeinheiten und Grundgrößen seien an Hand des einfachsten technischen Falles, des Wärmeaustausches durch eine isolierte Wand dargelegt, die mit ihrer einen Seite an ein heißes Medium, eine Flüssigkeit, einen Dampf oder ein Gas grenzt — Medium *I* (Wärmeträger) mit der Temperatur t_1 —, während sich auf der anderen Seite die Luft der Umgebung — Medium *II* mit der Temperatur t_2 — befindet. Es sei also t_1 größer als t_2 und Wärme wandert dann vom Medium *I* durch die Wand nach Medium *II*. Vgl. Abb. 1.

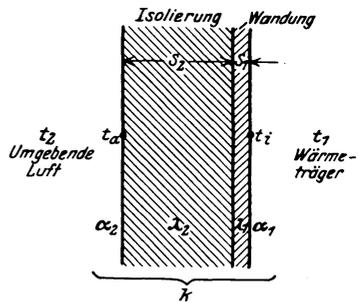


Abb. 1. Bezeichnungsschema bei der ebenen Wand.

Zur zahlenmäßigen Erforschung dieses Vorganges sind zunächst die notwendigen Maßeinheiten festzulegen. Es wird gemessen:

- Die Wärmemenge in Kilokalorien (kcal) bzw. Grammkalorien (cal)²,
- die Temperatur in Grad Celsius ($^{\circ}$ C),
- die Länge in Meter (m) bzw. Zentimeter (cm),
- die Zeit in Stunden (h) bzw. Sekunden (sec).

¹ Die Wärmestrahlen unterscheiden sich bekanntlich von anderen Strahlungsarten, wie den Lichtstrahlen, den Röntgenstrahlen, den ultravioletten Strahlen und den elektrischen Wellen nur durch ihre Wellenlänge.

² Unter einer Kilokalorie bzw. Grammkalorie versteht man bekanntlich die Wärmemenge, welche ein Kilogramm bzw. ein Gramm Wasser von $14,5^{\circ}$ C um 1° C auf $15,5^{\circ}$ C erwärmt.

Als treibender Faktor jeglichen Wärmeaustausches ist die Temperaturdifferenz $t_1 - t_2$ zwischen den beiden Medien zu betrachten, analog der Druckdifferenz bei einer Wasserströmung und der Spannungsdifferenz bei einem elektrischen Ausgleich.

Der Wärmeaustausch, d. h. die Anzahl der Kalorien, welche übertragen werden, ist abhängig von

der Zeit, während welcher der Wärmeaustausch anhält,
 der Fläche, durch die er stattfindet,
 der Temperaturdifferenz, welche den Wärmeaustauschvorgang auslöst,

dem Widerstand, den er auf seinem Wege findet.

Der letztgenannte Widerstand ist von charakteristischen physikalischen Grundgrößen bestimmt, die aus dem gewählten Beispiel wie folgt abzuleiten sind:

Die Wärme „geht“ zunächst von dem Medium *I* (Flüssigkeit, Dampf oder Gas) an die angrenzende Oberfläche der Wand „über“, und zwar, wenn man diesen Wärmeübergang auf die Einheit der Zeit, der Fläche und der Temperaturdifferenz zwischen Medium *I* und Oberfläche bezieht, proportional der Wärmeübergangszahl. Sie wird in Formeln mit dem griechischen Buchstaben α bezeichnet und ihre Dimension wird in der Technik durch

$$\text{kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$$

ausgedrückt. Sie kann je nach den Verhältnissen zahlenmäßig sehr verschiedene Werte annehmen.

Die auf die Wandoberfläche vom Medium *I* übertragene Wärme wandert durch die Wand hindurch von Teilchen zu Teilchen weiter, bis sie an der entgegengesetzten Wandoberfläche ankommt. Diese Wärmeleitung hängt außer von der Stärke der Wand von der einschlägigen Materialeigenschaft des Stoffes ab, aus dem die Wand besteht. Diese Eigenschaft wird charakterisiert durch die Wärmeleitfähigkeit, bezeichnet mit λ und gemessen in

$$\text{kcal/m h } ^\circ\text{C}.$$

Es ist dies die wichtigste wärmeschutztechnische Größe überhaupt und man pflegt sie auch so zu definieren, daß man sie als jene Wärmemenge bezeichnet, die in der Zeiteinheit zwischen zwei gegenüberliegenden Flächen eines Würfels mit der Kantenlänge von der Längeneinheit ausgetauscht wird, wenn die Temperatur dieser beiden Flächen sich um 1°C unterscheidet und die übrigen Flächen des Würfels gegen Wärmeabgabe geschützt sind.

Von der an das Medium *II* grenzenden Wandoberfläche wird endlich die Wärme auf dieses Medium *II* übertragen und man nimmt auch hier wieder als Grundeinheit für den Wärmeübergang die Wärme-

übergangszahl α , die zahlenmäßig natürlich meist durchaus verschieden von der Wärmeübergangszahl zwischen Medium *I* und der Wand sein wird.

Der Wärmeaustauschvorgang wurde dabei in den drei Teilen betrachtet, in die er durch die beteiligten Körper zerlegt wird. Betrachtet man den Gesamtvorgang, bezieht die Grundgröße des Wärmeaustausches also auf den Vorgang zwischen Medium *I* und Medium *II* und deren Temperaturdifferenz, so erhält man den Begriff der Wärmedurchgangszahl, die mit „ k “ bezeichnet zu werden pflegt und in

$$\text{kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$$

gemessen wird. Ihr rechnerischer Zusammenhang mit den Teilgrößen, den Wärmeübergangszahlen und der Wärmeleitzahl wird später gezeigt werden.

Nochmals zusammenfassend:

Die Wärmeübergangszahl α gibt die Einheit des Wärmeüberganges zwischen zwei aneinander grenzenden Medien verschiedenen Aggregatzustandes.

Die Wärmeleitzahl λ charakterisiert die spezifische Materialeigenschaft eines Mediums für die Wärmefortleitung von Teilchen zu Teilchen.

Die Wärmedurchgangszahl k bezeichnet den Einheitswärmeaustausch für den gesamten Weg zwischen den beiden Medien *I* und *II*.

Grundgröße	Bezeichnet durch den Buchstaben	Dimensionen	Maßgebende Temperaturdifferenz (Vgl. Abb. 1 u. 2)
Wärmeübergangszahl.....	α	$\text{kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$	$t_1 - t_i$ bzw. $t_a - t_2$
Wärmeleitzahl.....	λ	$\text{kcal/m h } ^\circ\text{C}$	$t_i - t_a$
Wärmedurchgangszahl.....	k	$\text{kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$	$t_1 - t_2$

Die sämtlichen vorstehend genannten Dimensionen sind im sog. technischen Maßsystem angeführt. Für die praktische Technik wichtig ist noch, daß die Wärmeleitzahl in physikalisch-wissenschaftlichen Arbeiten vielfach im sog. physikalischen Maßsystem angegeben wird, das sich auf den Zentimeter als Längeneinheit, die Sekunde als Zeiteinheit und die Grammkalorie als Wärmeeinheit stützt. Die Umrechnung derartiger Angaben, die bei Wärmeschutzmitteln ohne weiteres daran erkenntlich sind, daß hinter dem Komma mehr als eine Null steht, wird einfach durch Multiplikation mit dem Faktor 360 vorgenommen, es ist also

Wärmeleitzahl im techn. Maß. = $360 \times$ Wärmeleitzahl im physik. Maß.

Nachdem in den letzten Jahren wichtige wissenschaftliche und praktische Arbeiten auch in England und Amerika erschienen sind, ist es notwendig, nachstehend kurz auch die Umrechnung des englischen Maßsystems in das Deutsche anzugeben¹. Die Maßeinheiten sind:

Zu messende Größe	Bezeichnung	Abkürzung	In deutschen Größen
Wärme	British Thermal Unit	BTU	0,252 kcal
Länge	Fuß	ft	0,3048 m
„	Zoll	inch	0,0254 m
Zeit	Stunde	h	
Temperatur	Grad Fahrenheit	°F	$32\text{ }^{\circ}\text{C} + \frac{9}{5}\text{ }^{\circ}\text{C}$

Für die Wärmeleitzahl werden zwei Maßsysteme verwendet, die sog. Handelswärmeleitzahl, wobei eine Platte von 1 Quadratfuß Fläche und 1 Zoll Dicke zugrunde gelegt wird. Ihre Dimension ist also:

$$1 \text{ BTU Zoll/Quadratfuß h } ^{\circ}\text{F.}$$

In neueren wissenschaftlichen amerikanischen Arbeiten wird eine konsequentere Dimensionierung verwendet, die auch die Dicke der Platte auf den Fuß als Einheit zurückführt. Die Dimension dieser wissenschaftlichen Wärmeleitzahl lautet:

$$1 \text{ BTU/Fuß h } ^{\circ}\text{F.}$$

Für die Umrechnung in das deutsche technische Maßsystem gilt:
 Deutsche Wärmeleitzahl = $0,124 \times$ englische Handelswärmeleitzahl,
 „ „ = $1,49 \times$ englische wissensch. Wärmeleitzahl.

3. Die theoretische Grundgleichung für die Wärmeströmung in festen Körpern.

Grundsätzlich sind zwei Arten von Wärmeaustauschvorgängen zu unterscheiden:

- Wärmeaustausch im stationären Zustand und
- Wärmeaustausch im nichtstationären Zustand.

Die Vorgänge der ersteren Art sind dadurch gekennzeichnet, daß der durch irgendeinen Querschnitt des betrachteten Körpers fließende Wärmestrom zeitlich unveränderlich ist, eine Bedingung, die gleichbedeutend damit ist, daß die Temperaturen zwar örtlich verschieden sein können, aber an allen Stellen zeitlich unveränderlich sind — „Dauerzustand“. Bei den Vorgängen der zweiten Art ändern sich die Tem-

¹ Vgl. M. Jakob: Z. ges. Kälteind. 1926, S. 21 u. E. Schmidt: Lit.-Nachw. Nr. 11.

peraturen nicht nur örtlich, sondern nehmen auch zeitlich zu — Anwärmvorgang — oder ab — Auskühlvorgang.

Die Mehrzahl der Aufgaben der Wärmeschutztechnik bezieht sich auf einen Zustand der Wärmeströmung, der genügend genau als Dauerzustand bezeichnet werden kann. Bei den meisten Berechnungen ist daher, ohne daß es ausdrücklich bemerkt würde, diese Voraussetzung zugrunde gelegt. Sie wird sogar wegen der außerordentlichen mathematischen Schwierigkeiten der Berechnung des nicht stationären Wärmestromes bislang auch noch in Fällen beibehalten, bei denen in Wirklichkeit ein Anwärm- und Auskühlvorgang merklich an der Gesamtwärmebilanz beteiligt ist, wie z. B. bei unterbrochener Betriebsweise einer Anlage, bei der sich also stationärer und nicht stationärer Wärmeaustausch vermischt finden.

Der allgemeine mathematische Ansatz für die Wärmeleitung in einem festen homogenen und isotropen Körper stammt von Fourier und ist auf der Hypothese aufgebaut, die schon vor ihm von I. B. Biot ausgesprochen wurde, daß der Wärmestrom zwischen zwei benachbarten Stellen proportional dem Temperaturgefälle pro Längeneinheit ist. Diese Hypothese findet sich für alle Fälle bestätigt, mit Ausnahme sehr verdünnter Gase, und liefert die grundlegende Definitionsgleichung der Lehre von der Wärmeleitung:

$$dQ = -\lambda \cdot dF \frac{\partial t}{\partial n} \cdot dz, \quad (1)$$

darin ist:

- Q = die fortgeleitete Wärme,
- t = die Temperatur eines Punktes,
- n = die Entfernung zweier betrachteter Punkte,
- F = die senkrecht zur n -Richtung liegende Fläche, durch die die Wärme strömt,
- z = die Zeit, zu der die Temperatur t herrscht.

Aus der Bedingung, daß die in ein Raumelement eines Körpers hineinwandernde Wärme gleich der aus dem Raumelement austretenden ist, abzüglich bzw. zuzüglich der in dem Raumelement durch Temperaturveränderung gebundenen bzw. frei gewordenen Wärme¹, ergibt sich die bekannte Fouriersche Gleichung für die Wärmeleitung in einem festen Körper, die sowohl den nicht stationären wie den stationären Zustand umfaßt:

$$\frac{\partial t}{\partial z} = a \cdot \left(\frac{\partial^2 t}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial Y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial Z^2} \right). \quad (2)$$

¹ Dabei ist angenommen, daß in dem Raumelement selbst keine Wärme erzeugt oder verbraucht wird.

Darin bedeutet:

X, Y, Z = die räumlichen Koordinaten des Punktes,
 a = die sog. Temperaturleitfähigkeit.

Letztgenannte Größe errechnet sich aus der Beziehung:

$$a = \frac{\lambda}{c \cdot \gamma}. \quad (3)$$

Hierbei ist:

λ = die Wärmeleitfähigkeit,
 c = die spezifische Wärme,
 γ = das spezifische Gewicht.

Diese Materialkonstanten sind in den Gleichungen (1) und (2) als unabhängig von Temperatur und Raum vorausgesetzt. Erstere Annahme trifft allerdings in Wirklichkeit nur mit einer gewissen Annäherung zu.

Sind die Grenzbedingungen der Temperaturverteilung in einem Körper bekannt, so kann man durch Integration der Gleichung (2) den räumlichen und zeitlichen Temperaturverlauf berechnen. Die Durchführung dieser Integration verursacht jedoch vielfach außerordentliche mathematische Schwierigkeiten, besonders wenn es sich um eine Aufgabe des nichtstationären Wärmestromes handelt.

Die zahlreichen theoretischen Arbeiten über nicht stationäre Wärmeströmungen haben auf anderen Gebieten der Technik vielfachen praktischen Nutzen gebracht. Für die Isolierindustrie haben sie jedoch nur eine beschränkte Anwendung erfahren und nur die theoretische Einsicht in die Zusammenhänge fördern können¹.

Der Grund hierfür liegt darin, daß eine Erfassung der im praktischen Betrieb tatsächlich vorliegenden Verhältnisse bei Anwendung der Gleichung (2) zu ganz ungewöhnlichen Schwierigkeiten führt. Die theoretischen Lösungen sind selbst da, wo sie für einfache Fälle vorliegen, derart kompliziert, daß ihre Anwendung in der Praxis angesichts der Beschränkung ihrer Gültigkeit meist nicht in Betracht kommt. Oder die Lösungen gehen zur Ermöglichung einer Berechnung von Vereinfachungen aus, die so weit von den wirklichen Verhältnissen abweichen, daß das Ergebnis zahlenmäßig nicht mehr anwendbar wird, oder es werden Unterlagen vorausgesetzt, die man sich zwar bei Messungen an ausgeführten Anlagen verschaffen kann und die mit Hilfe derartiger Formeln wertvolle Untersuchungen durchführen lassen, die jedoch eine allgemeine Vorausberechnung nicht möglich machen².

¹ Für den Techniker kommen für ein systematisches Studium in erster Linie in Betracht die beiden Bücher von H. Gröber: „Einführung in die Lehre von der Wärmeübertragung“. Berlin: Julius Springer 1926 und „Die Grundgesetze der Wärmeleitung und des Wärmeüberganges“ 1921 ebenda.

² Ein Beispiel für zu weitgehende Vereinfachungen ist ein Aufsatz von A. Pilz: „Die Berechnung der Anheiz-Wärmemenge“, Ges. Ing. 1920, S. 397.

Unter diesen Umständen kann im Rahmen dieses Buches nur der wichtigste Fall der nichtstationären Wärmeströmung, Rohrleitungen im unterbrochenen Betrieb, behandelt und durch Wiedergabe von Versuchswerten einer Lösung zugeführt werden.

Nachstehend seien nun zunächst die wichtigsten Formeln für die stationäre Wärmeströmung aufgeführt, wie sie aus der allgemeinen Gleichung (2) abzuleiten sind. Auf die Ableitung selbst kann hier verzichtet und dieserhalb auf die theoretischen Handbücher verwiesen werden (vgl. Vorwort).

4. Berechnung der stationären Wärmeströmung (Dauerbetrieb).

Selbst für die stationäre Wärmeströmung liegt eine exakte Lösung der Fourierschen Gleichung nur für wenige geometrisch einfache Körper vor, und zwar für:

ebene Fläche,
Hohlzylinder,
Hohlkugel.

Schon die Berechnung des Hohlwürfels ist für den technisch allein interessierenden Fall, daß von den Temperaturen des Mediums im Innern des Würfels und der Temperatur der Umgebung ausgegangen wird, nicht mehr exakt möglich¹.

In der Technik kann man aber im allgemeinen mit genügender Annäherung die rechnerische Behandlung aller Aufgaben auf die beiden

Hier wird bei der Behandlung des Problems des Anwärmens von Gebäudemauern die Annahme gemacht, daß die pro Flächeneinheit von der Luft an die Mauer übergehende Wärmemenge zeitlich konstant sei. In Wirklichkeit ist sie aber ungefähr proportional dem Temperaturunterschied zwischen Luft und Wandoberfläche und dieser ist zu Beginn des Anwärmvorganges ein Vielfaches des Wertes bei der Beendigung desselben.

Beispiele für eine Berechnungsweise, welche die Kenntnis des zeitlichen Verlaufs der Oberflächentemperatur auf der beheizten Seite voraussetzen, die nur durch Messungen an einer ausgeführten Anlage gewonnen werden kann, sind die Arbeiten von C. Schwarz: *Z. f. techn. Phys.* 1925, S. 457 und von A. Schlüter: *Mitt. Nr. 83 d. Wärmestelle d. Ver. deutsch. Eisenhüttenleute.*

In seinen Büchern behandelt H. Gröber u. a. das Verhalten in allen Teilen gleichmäßig-temperierter Körper, die plötzlich in eine Umgebung anderer Temperatur versetzt werden, und in Heft 300 der *Forsch.-Arb. d. V. D. I.* den Fall eines unendlich langen Zylinders in einer Umgebung, deren Temperatur regelmäßige Schwingungen ausführt. Besonders die letztere Lösung gibt für eine Reihe technischer Probleme wertvolle Gesichtspunkte, ermöglicht jedoch keine direkte Verwertung für die hier vorliegenden Aufgaben.

¹ Zwar hat W. Nusselt die laboratoriumsmäßige Untersuchung von Isolierstoffen in Würfelform gezeigt, mußte jedoch, um zu einer genügend genauen Lösung zu kommen, im Innern des Materials eine kugelförmige, gleichmäßig beheizte Oberfläche anordnen und auch der Oberfläche des Würfels durch Kühlplatten eine konstante Temperatur aufdrücken. Vgl. *Lit.-Nachw.* Nr. 1.

ersten Grundformen zurückführen, zuweilen ist auch noch die Hohlkugel verwirklicht¹.

Auch die Berechnung der ebenen Wand und des Hohlzylinders hat übrigens streng genommen eine unendliche Ausdehnung dieser Körper oder einen absoluten Wärmeschutz der Rand- bzw. Stirnflächen zur Voraussetzung. Die Dimensionen der in der Technik in Betracht kommenden Objekte genügen jedoch meist, um diese Formeln trotz der in Wirklichkeit endlichen Ausdehnung verwenden zu können².

Nachstehend seien zunächst die verschiedenen Formeln zur Berechnung des Wärmeaustausches für die ebene Wand und den Hohlzylinder angegeben, und zwar seien sie der Übersichtlichkeit halber jeweils nebeneinander aufgeführt.

a) Der Wärmeverlust durch ebene oder zylindrische Schichten. Da es sich um einen völligen Gleichgewichtszustand des Wärmeaustausches handelt, so sind unter Verwendung der Bezeichnungen von S. 3 die folgenden Wärmemengen untereinander völlig gleich:

1. die von Medium *I* auf die Materialschichten übertragene Wärme,
2. die durch die Materialschichten fortgeleitete Wärme,
3. die von den Materialschichten an Medium *II* übertragene Wärme,
4. die zwischen Medium *I* und *II* ausgetauschte Wärme.

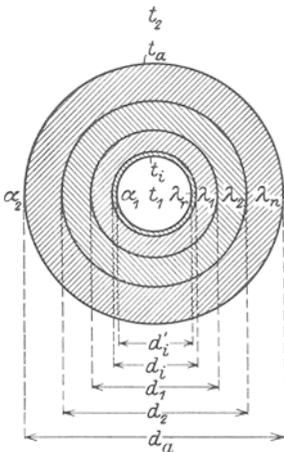


Abb. 2. Bezeichnungsschema für den Hohlzylinder.

Es bezeichnet (vgl. Abb. 1 und 2)³:

Q = die pro 1 m² Fläche und in 1 Stunde ausgetauschte Wärmemenge in kcal/m² h,

q = die pro 1 lfd. m Rohrleitung und in 1 Stunde ausgetauschte Wärme in kcal/m h,

$s_1, s_2 \dots s_n$ = die Stärke der ersten, zweiten ... n ten Wandschicht bei ebenen Flächen in m,

s = die Stärke der gesamten Wandkonstruktion in m,

¹ Manchmal findet man in der Literatur gewisse Näherungsgleichungen auch für andere Formen, die jedoch nur für Spezialfälle Bedeutung haben, da sie in ihren Vereinfachungen von den betreffenden Verhältnissen ausgehen.

² Vgl. aber z. B. den Laboratoriumsapparat von Poensgen, Abschnitt 21, S. 99.

³ Bemerkt sei, daß für den Hohlzylinder für die meist vorhandene innerste, metallische Wandung eine besondere Bezeichnung eingeführt wurde, weil sie zwar wie bei der ebenen Wand wärmeschutztechnisch meist vernachlässigt werden kann, jedoch in anderer Beziehung (z. B. bei der Berechnung des stündlich durchfließenden Wärmeträgers) eine Rolle spielt.

- d'_i = der lichte Durchmesser des Rohres in m,
 d_i = der äußere Durchmesser des Rohres in m,
 $d_1, d_2 \dots$ = die äußeren Durchmesser der ersten, zweiten usw. Schicht in m,
 d_a = der Außendurchmesser der äußersten n ten Schicht in m,
 λ = die Wärmeleitfähigkeit der gesamten Wandkonstruktion in kcal/m h °C,
 $\lambda_r, \lambda_1, \lambda_2 \dots \lambda_n$ = die Wärmeleitfähigkeit der Rohrwandung bzw. der einzelnen Wandschichten in kcal/m h °C,
 α_1 = die Wärmeübergangszahl zwischen Medium *I* und der Wand in kcal/m² h °C,
 α_2 = die Wärmeübergangszahl zwischen der Wand und dem Medium *II* in kcal/m² h °C,
 t_1 = die Temperatur des Mediums *I* in °C,
 t_i = die Temperatur der an das Medium *I* grenzenden Wandoberfläche in °C („innere“ Wandoberfläche),
 t_a = die Temperatur der an das Medium *II* grenzenden Wandoberfläche in °C („äußere“ Wandoberfläche),
 t_2 = die Temperatur des Mediums *II* in °C,
 π = die Kreiskonstante,
 \ln = der natürliche Logarithmus.

Es berechnet sich dann die vom Medium *I* an die Wand pro Stunde und 1 m² Fläche bzw. pro 1 lfd. m des Hohlzylinders übertragene Wärme wie folgt:

Ebene Wand:

$$Q = \alpha_1 \cdot (t_1 - t_i), \quad (4)$$

Hohlzylinder:

$$q = \alpha_1 \cdot \pi \cdot d_i \cdot (t_1 - t_i). \quad (5)$$

Zahlenbeispiel: Der Wärmeverlust einer isolierten Rohrleitung von 200 mm l. Durchm. ist mit

$$q = 220 \text{ kcal/m h}$$

gemessen worden. In der Leitung strömt Satttdampf, so daß sich nach Abschnitt 12 S. 59 die Wärmeübergangszahl zwischen Dampf und Rohr im Mittel etwa = 10000 kcal/m² h °C ansetzen läßt. Es ist die Temperaturdifferenz zwischen Dampf und Rohrleitung zu berechnen.

Es ist

$$t_1 - t_i = \frac{220}{10000 \cdot 3,14 \cdot 0,2} = 0,035 \text{ °C}.$$

Bei nicht isolierter Leitung würde der Wärmeverlust in roher Annäherung etwa der zehnfache sein. Die Wärmeübergangszahl würde bei Satttdampf etwa die gleiche bleiben, so daß auch hier nur $\frac{1}{3}$ °C Temperaturunterschied sich einstellen würde.

Ganz anders verhält es sich bei niedrigen Wärmeübergangszahlen. Vgl. z. B. das Zahlenbeispiel Abschnitt 5 S. 32, wobei für Heißluft von 300 °C bei einer Wärmeübergangszahl von rd. 45 kcal/m² h °C sich eine Temperaturdifferenz

von 87,5 °C einstellt. In diesem Falle würde eine Isolierung der Leitung eine wesentliche Annäherung der Temperatur der Leitung an die des Wärmeträgers erzielen, mittleren Wärmeschutz vorausgesetzt, etwa auf 10 °C. Die Rohrtemperatur ist also bei nackter und isolierter Leitung für ein und denselben Wärmeträger hier eine ganz andere.

Analog wird die von der Wandung an das Medium *II* pro Stunde und 1 m² Fläche bzw. pro 1 lfd. m des Hohlzylinders übertragene Wärme:

Ebene Wand:

$$Q = \alpha_2 \cdot (t_a - t_2), \quad (6)$$

Hohlzylinder:

$$q = \alpha_2 \cdot \pi \cdot d_a \cdot (t_a - t_2). \quad (7)$$

Zahlenbeispiel: Die Lufttemperatur in einem Kesselhaus betrage 20 °C. Eine Rohrleitung von 318 mm Außendurchmesser besitze einen Wärmeverlust bei 100 mm Isolierstärke von

$$q = 282 \text{ kcal/m h.}$$

Die Temperaturdifferenz zwischen Oberfläche der Isolierung und Luft sei an einer Stelle ohne merkliche Luftbewegung zu 27 °C gemessen. Zu berechnen ist die Wärmeübergangszahl α_2 .

$$\alpha_2 = \frac{282}{\pi \cdot 0,518 \cdot 27} = 6,4 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}.$$

Herrscht an einer anderen Stelle des Kesselhauses lebhafter Luftzug, so kann die Wärmeübergangszahl um 50%, also auf ca. 10 gesteigert werden, wobei sich der Wärmeverlust trotzdem nur auf

$$q = 290 \text{ kcal/m h}$$

erhöht. Zu berechnen ist die sich in diesem Falle ergebende Oberflächentemperatur. Es ist:

$$t_a - t_2 = \frac{290}{\pi \cdot 0,518 \cdot 10} = 17,8^\circ \text{C}.$$

Damit wird:

$$t_a = 17,8 + 20 = 37,8^\circ \text{C}.$$

Man wird also infolge der verschiedenen starken Luftbewegung bei Befühlen der Isolierung die Oberfläche im ersten Falle als ziemlich heiß (47 °C) empfinden, im zweiten Falle lediglich als handwarm, obwohl die Dampftemperatur, der Rohrdurchmesser, die Isolierstärke und die Qualität des Isoliermaterials völlig gleich an beiden Stellen sind. Ein Rückschluß von dem Wärmeempfinden der Hand beim Befühlen der Oberfläche auf die Qualität einer Isolierung ist also nur mit außerordentlichen Einschränkungen möglich. (Vgl. auch Abschnitt 36, S. 186).

Die durch eine homogene Wand bei bestimmten Oberflächentemperaturen der Wand fortgeleitete Wärme schreibt sich:

Ebene Wand:

$$Q = \frac{(t_i - t_a) \cdot \lambda}{s}, \quad (8)$$

Hohlzylinder:

$$q = \frac{\pi \cdot (t_i - t_a)}{\frac{1}{2\lambda} \cdot \ln \frac{d_a}{d_i}}. \quad (9)$$

Besteht die Wand aus verschiedenen im Sinne des Wärmestromes hintereinander liegenden Schichten, so wird:

Ebene Wand:

$$Q = \frac{(t_i - t_a)}{\frac{s_1}{\lambda_1} + \frac{s_2}{\lambda_2} + \dots + \frac{s_n}{\lambda_n}}. \quad (10)$$

Hohlzylinder (Rohrleitung):

$$q = \frac{\pi \cdot (t_i - t_a)}{\frac{1}{2\lambda_r} \cdot \ln \frac{d_i}{d_i'} + \frac{1}{2\lambda_1} \cdot \ln \frac{d_1}{d_1'} + \frac{1}{2\lambda_2} \cdot \ln \frac{d_2}{d_2'} + \dots + \frac{1}{2\lambda_n} \cdot \ln \frac{d_n}{d_{n-1}}}. \quad (11)$$

Zahlenbeispiel: Es ist für mittlere Verhältnisse der Anteil zu untersuchen, den bei einer isolierten Rohrleitung die Rohrwand selbst zur Wärmeschutzwirkung der gesamten Materialschichten beisteuert. Es sei angenommen:

Rohrdurchmesser	150/159 mm,
Isolierstärke	60 mm,
Wärmeleitzahl des Eisens	50 kcal/m h °C,
„ der Isolierung	0,09 kcal/m h °C.

Dann wird im Nenner des Bruches der vorstehenden Gleichung (11) das Glied für die Rohrwand (Tafel der natürlichen Logarithmen im Anhang)

$$\frac{1}{2 \cdot 50} \cdot \ln \frac{0,159}{0,150} = 0,01 \cdot \ln 1,06 = 0,01 \cdot 0,0583 = 0,000583.$$

Während das Glied für die Isolierung lautet:

$$\frac{1}{2 \cdot 0,09} \cdot \ln \frac{0,279}{0,159} = 5,55 \cdot \ln 1,75 = 5,55 \cdot 0,560 = 3,11.$$

Der Anteil des Rohres am Nenner beträgt also in ‰

$$\frac{0,000583 \cdot 1000}{3,1106} = 0,187 ‰.$$

Man wird also den Wärmeverlust von vornherein unter Vernachlässigung des Einflusses des Rohres berechnen.

Geht man nicht von den Oberflächentemperaturen der Wand, sondern von den Temperaturen der beiden Medien *I* und *II* aus und berechnet die hierbei von den beiden Medien ausgetauschte Wärme, so erhält man durch Verbindung von Gleichung (4) bis (11) die Formeln:

Homogene Wand.

Ebene Wand:

$$Q = \frac{t_1 - t_2}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}. \quad (12)$$

Hohlzylinder:

$$q = \frac{\pi \cdot (t_1 - t_2)}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_i} + \frac{1}{2\lambda} \cdot \ln \frac{d_a}{d_i} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_a}}. \quad (13)$$

Aus mehreren Schichten bestehende Wand.

Ebene Wand:

$$Q = \frac{t_1 - t_2}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{s_1}{\lambda_1} + \frac{s_2}{\lambda_2} + \dots + \frac{s_n}{\lambda_n} + \frac{1}{\alpha_2}}. \quad (14)$$

Hohlzylinder:

$$q = \frac{\pi \cdot (t_1 - t_2)}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_i} + \frac{1}{2\lambda_1} \cdot \ln \frac{d_1}{d_i} + \frac{1}{2\lambda_2} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1} + \dots + \frac{1}{2\lambda_n} \cdot \ln \frac{d_n}{d_{n-1}} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_a}}. \quad (15)$$

Zahlenbeispiel: Zu bestimmen ist der Kälteverlust pro m² und Stunde bei folgender Konstruktion einer Kühlraumwand:

20 mm Verputz, $\lambda = 0,9$ kcal/m h °C (vgl. Zahlentafel 75 A 3, S. 268).

$\frac{1}{2}$ Stein Ziegelvormauerung $\lambda = 0,75$ kcal/m h °C (vgl. Zahlentafel 75 A 3).

100 mm Korksteinplatten $\lambda = 0,04$ kcal/m h °C.

$1\frac{1}{2}$ Stein Ziegelmauerwerk $\lambda = 0,75$ kcal/m h °C.

Außerdem sei:

Innentemperatur des Kühlraumes -10 °C

äußere Lufttemperatur $+25$ °C.

Die Wärmeübergangszahlen an den Oberflächen der Wandkonstruktion können wie folgt angenommen werden:

$$\alpha_1 = 7 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$$

(ruhige Innenräume vgl. S. 73),

$$\alpha_2 = 25 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$$

(freiliegendes Kühlhaus vgl. S. 73).

Es wird dann:

$$\begin{aligned} Q &= \frac{25 - (-10)}{\frac{1}{7} + \frac{0,02}{0,9} + \frac{0,12}{0,75} + \frac{0,1}{0,04} + \frac{0,38}{0,75} + \frac{1}{25}} \\ &= \frac{35}{0,143 + 0,022 + 0,16 + 2,5 + 0,507 + 0,04} \\ &= \frac{35}{3,372} = 10,4 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}. \end{aligned}$$

Für die zweckmäßigste Verwendung der Gleichungen (4) bis (15) läßt sich allgemein etwa sagen:

Formel (4) bis (7) sind in erster Linie zur Aufstellung von Gleichungen für die Berechnung von Oberflächentemperaturen heranzuziehen.

Von den Formeln (8) bis (11) wird vor allem bei experimentellen Feststellungen von Wärmeleit Zahlen Gebrauch gemacht, weil sie die Kenntnis der, wie noch gezeigt werden wird, meist nur überschlägig bekannten Wärmeübergangszahlen entbehrlich macht und sich meßtechnisch die Oberflächentemperaturen t_i und t_a fast stets viel leichter und sicherer ermitteln lassen als die Temperaturen t_1 und t_2 der beteiligten Medien.

Gleichungen (12) bis (15) werden meist bei der Vorausberechnung von Wärmeverlusten zu benutzen sein, weil sie die immer von vornherein überschlägig bekannten Temperaturen der beiden Medien *I* und *II* zugrunde legen.

Zur leichteren Auswertung der Beziehungen für den Hohlzylinder sind in Zahlentafel 69 des Anhanges auf S. 258 die natürlichen Logarithmen für den in Frage kommenden Zahlenbereich 1 bis 4 angegeben.

Um einen Überblick über den Einfluß der verschiedenen Variablen auf den Wärmeverlust zu bekommen, ist in untenstehenden Abbildungen für die ebene Wand und ein Rohr von 50 mm Außendurchmesser die Abhängigkeit der Wärmeverluste bei einer Temperaturdifferenz zwischen Wärmeträger und Luft von 300 °C von folgenden Größen gezeichnet:

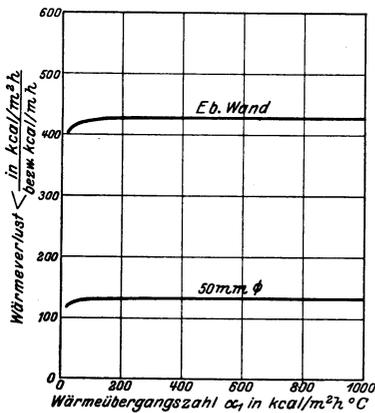


Abb. 3. Abhängigkeit des Wärmeverlustes von der Wärmeübergangszahl des Wärmeträgers.

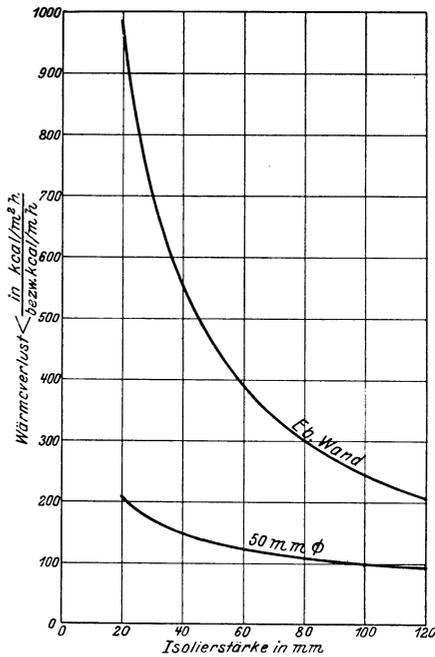


Abb. 4. Abhängigkeit des Wärmeverlustes von der Isolierstärke.

1. Von der Wärmeübergangszahl des Mediums *I* von $\alpha_1 = 20$ bis 1000 kcal/m² h °C bei einer mittleren Isolierung (Isolierstärke 50 mm, Wärmeleitzahl 0,09 kcal/m h °C), Abb. 3.

2. Von der Stärke der Isolierung im Bereich von $s = 20$ bis 120 mm bei im übrigen mittleren Verhältnissen ($\lambda = 0,09$), Abb. 4.

3. Von der Wärmeleitzahl im Bereich von $\lambda = 0,04$ bis 0,16 kcal/m h °C und im übrigen mittleren Verhältnissen (Isolierstärke 50 mm), Abb. 5.

4. Von der Wärmeübergangszahl des Mediums *II* von $\alpha_2 = 5$ bis 80 kcal/m² h °C, wie sie für vollständig ruhige Luft und stärksten Sturm kennzeichnend sind, Abb. 6.

Die vorstehend angegebenen Grenzwerte der untersuchten Variablen umfassen den etwa normalerweise in der Technik in Betracht kommen-

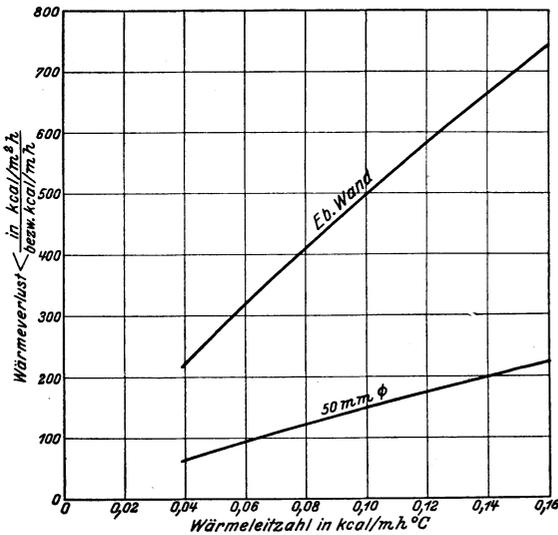


Abb. 5. Abhängigkeit des Wärmeverlustes von der Wärmeleitfähigkeit der Isolierung.

50-mm-Rohr zu. Die Zunahme ist also in sehr weiten Grenzen verhältnismäßig gering und verringert sich mit zunehmendem Krümmungsdurchmesser.

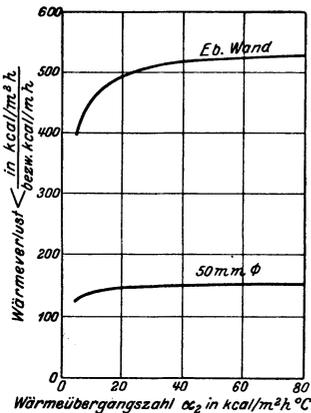


Abb. 6. Abhängigkeit des Wärmeverlustes von der Wärmeübergangszahl an die Luft der Umgebung.

den Bereich. Überprüft man ihre Auswirkung auf den Wärmeverlust, indem man die Änderung des Wärmeverlustes beim oberen Grenzwert der betrachteten Variablen bezogen auf den Wärmeverlust beim unteren Grenzwert betrachtet, so erhält man etwa:

1. Innere Wärmeübergangszahl: Der Wärmeverlust nimmt um rund 6% bei der ebenen Wand, bzw. rund 14% beim

2. Isolierstärke: Die Abnahme des Wärmeverlustes beträgt mit Zunahme der Isolierstärke 79% bzw. 55%. Die Abnahme ist also um so stärker, je größer der Krümmungsdurchmesser ist und nicht proportional der Zunahme der Stärke.

3. Wärmeleitfähigkeit: Die Zunahme des Wärmeverlustes mit der Wärmeleitfähigkeit beträgt 235 bzw. 247%. Die Steigerung ist also wesentlich, jedoch nicht direkt proportional der Zunahme der Wärmeleitfähigkeit. Der Einfluß des Krümmungsdurchmessers ist nur gering.

4. Äußere Wärmeübergangszahl: Der Wärmeverlust nimmt mit der Wärmeübergangszahl um 33 bzw. 20% zu, ist also gegenüber den für die innere Wärmeübergangszahl in Betracht kommenden Grenzwerten größer und steigt mit dem Krümmungsdurchmesser.

In erster Linie ausschlaggebend für den Wärmeverlust sind also Wärmeleitzahl und Isolierstärke.

b) Die Wärmedurchgangszahl und der Begriff des Wärmeaustauschwiderstandes. Nach der auf S. 5 gegebenen Definition der Wärmedurchgangszahl k schreibt sich die Gleichung des Wärmeaustausches zwischen den beiden Medien I und II pro Flächen- und Zeiteinheit allgemein:

$$Q = k \cdot (t_1 - t_2) \quad (16)$$

Bei Vergleich mit den Gleichungen (12) bis (15) ergeben sich daraus folgende Beziehungen zwischen dieser Wärmedurchgangszahl k und den Wärmeübergangszahlen bzw. Wärmeleitzahlen und Schichtstärken, wenn sofort der allgemeinere Fall einer größeren Anzahl von Schichten zugrunde gelegt wird:

Ebene Wand:

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{s_1}{\lambda_1} + \frac{s_2}{\lambda_2} + \dots + \frac{s_n}{\lambda_n} + \frac{1}{\alpha_2} \quad (17)$$

Hohlzylinder:

$$\frac{1}{k} = d_i \left(\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_i} + \frac{1}{2 \lambda_1} \cdot \ln \frac{d_1}{d_i} + \dots + \frac{1}{2 \lambda_n} \cdot \ln \frac{d_n}{d_{n-1}} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_n} \right) \quad (18)$$

Bei vorstehender Gleichung (18) ist die Wärmedurchgangszahl auf den Quadratmeter innerer Oberfläche bezogen. Soll die äußere Oberfläche als Grundlage dienen, so ist der Faktor d_i vor dem Klammerausdruck durch den Faktor d_n zu ersetzen.

Der reziproke Wert $\frac{1}{k}$ der Wärmedurchgangszahl wird auch als Wärmedurchgangswiderstand bezeichnet. Man kann dann die einzelnen Summanden der rechten Seite der Gleichung (17) als „Wärmeübergangswiderstände“ bzw. als „Wärmeleitwiderstände“ bezeichnen¹. Eine wesentliche Bedeutung haben jedoch

¹ M. Jakob kommt durch vollkommen analoge Begriffsbildung zu dem Sprachgebrauch der Elektrotechnik auf folgende Formulierung für die ebene Wand (vgl. Z. ges. Kälteind. 1926, S. 21):

$$R_i = \frac{1}{\lambda \cdot F} = \text{Wärmeleitwiderstand,} \quad (20)$$

$$R_{\bar{u}} = \frac{1}{\alpha \cdot F} = \text{Wärmeübergangswiderstand,} \quad (21)$$

$$R_d = \frac{1}{k \cdot F} = \text{Wärmedurchgangswiderstand.} \quad (22)$$

Darin ist F die Fläche, durch die der Wärmeaustausch vor sich geht. In einer späteren Veröffentlichung in der gleichen Zeitschrift (1927, S. 141) erweitert M. Jakob seine Begriffsbildung auch auf den Hohlzylinder und die Hohlkugel, unter Einführung eines „Formfaktors“, der für die ebene Wand = 1 wird. Da

diese Begriffe in der Wärmeschutztechnik nicht. Sie dienen lediglich zu einer anschaulicheren Bezeichnungsweise. So kann man Gleichung (17) auch ausdrücken:

Der Wärmedurchgangswiderstand = der Summe der einzelnen Teilwiderstände.

Für die Berechnung des Wärmeverlustes beim Hohlzylinder nach Gleichung (13) kann man ferner zweckmäßig das die Wärmeleitung in der Wandung berücksichtigende Glied im Nenner als Isolierkonstante J bezeichnen¹, also:

$$J = \frac{1}{2\lambda} \cdot \ln \frac{d_a}{d_i} \quad (19)$$

setzen, da diese Isolierkonstante die Wärmeleitfähigkeit und die Abmessungen einer Isolierschicht zu einer einzigen, den Wärmeschutzwert der Isolierschicht charakterisierenden Größe zusammenfaßt.

Gleichung (15) schreibt sich dann unter sinngemäßer Bezeichnung sehr handlich:

$$q = \frac{\pi \cdot (t_1 - t_2)}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_i} + J_1 + J_2 + \dots + J_n + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_a}} \quad (15a)$$

und es wird

$$J = J_1 + J_2 + J_3 + \dots + J_n \quad (23)$$

oder in Worten ausgedrückt: Die Isolierkonstante der ganzen Isolierung ist gleich der Summe der Isolierkonstanten der einzelnen Schichten.

Da im Teil II dieses Buches umfangreiche Zahlentafeln zur einfachen Berechnung des Wärmeverlustes isolierter Rohrleitungen aufgestellt sind, erübrigt es sich hier, eingehender die Isolierkonstante zu betrachten, die nur bei Verwendung der ursprünglichen Rechnungsformeln Vorteile bietet. Lediglich folgende Gesetzmäßigkeit sei an Hand dieser Größe noch klargemacht:

Eine gewisse Isolierstärke bedeutet bei kleinen Rohrdurchmessern eine viel größere Isolierkonstante, als bei großen Rohrdurchmessern, weil im letzteren Fall das Durchmesser Verhältnis $\frac{d_a}{d_i}$ kleiner wird. Besteht also eine Isolierung aus zwei Schichten verschiedener Wärmeleit-

aber die praktische Berechnung in der Regel entweder direkt von Gleichungen (4) bis (15) ausgeht oder Diagramme bzw. Zahlentafeln benutzt (vgl. Teil II), so sei hier diese Formulierung, die im wesentlichen allein der besseren Anschaulichkeit dient, nur erwähnt.

¹ Cammerer, I. S.: Lit.-Nachw. Nr. 8. Die Bezeichnung „Isolierkonstante“ fällt allerdings aus dem Rahmen der in vorstehender Fußnote erwähnten, von M. Jakob entwickelten, exakten Begriffsbildung. Sie sei aber bis zu einer endgültigen Regelung dieser Frage hier beibehalten, da sie im Gegensatz zur Formulierung von M. Jakob keine Umstellung der üblichen Grundformeln bedingt.

fähigkeit, so wird die Wärmeschutzwirkung der aufgewendeten Materialien dann am besten ausgenutzt, wenn der Stoff mit der geringeren Wärmeleitfähigkeit nach innen zu liegen kommt. In der Praxis kann dieser Gesichtspunkt zuweilen nicht ausgenutzt werden, weil das Material mit der geringeren Wärmeleitfähigkeit vielfach das weniger hitzebeständige ist, also aus betriebstechnischen Gründen nach außen gelegt werden muß. Einen Überblick gibt folgendes Zahlenbeispiel, das aus der obenerwähnten Arbeit des Verfassers entnommen ist:

Zahlenbeispiel:

Äußerer Rohrdurchmesser 57 mm,
 1. Isolierschicht 30 mm stark . . . $\lambda = 0,1$ kcal/m h °C
 2. „ 30 mm „ . . . $\lambda = 0,05$ kcal/m h °C

Dann wird:

Isolierkonstante der 1. Schicht $J_1 = 3,58$
 „ „ 2. „ $J_2 = 4,13$
 „ „ Gesamtschicht $J = 7,71$

Ist die Anordnung der beiden Schichten nun umgekehrt, so wird

$$\begin{array}{r} J_1 = 7,03 \\ J_2 = 2,08 \\ \hline J = 9,11 \end{array}$$

Im zweiten Falle ist also die Schutzwirkung der Gesamtschicht um 18,2% größer als im ersten. Diese Gesetzmäßigkeit erfährt allerdings praktisch eine Verschiebung dadurch, daß infolge der Temperaturabhängigkeit der Wärmeleitfähigkeit durch Umkehrung der Anordnung der Schichten die niedrigere Wärmeleitfähigkeit gleichzeitig eine Erhöhung, die höhere Wärmeleitfähigkeit eine Erniedrigung erfährt. Je nach der Größe der Temperaturabhängigkeit und der Höhe der Temperatur wird dadurch der Nutzen der Umkehrung mehr oder weniger verringert. Bei Wärmeschutzmassen, die allerdings in dieser Beziehung besonders wenig beeinflußt werden, würden sich beispielsweise etwa folgende Zahlen ergeben, wenn man für Anordnung 1 jeweils obige Wärmeleitfähigkeiten beibehält.

Rohrtemperatur in °C	Wärmeleitfähigkeit nach Umkehrung der Anordnung		Verbesserung der Isolierkonstante in %
	Schicht 1	Schicht 2	
100	0,052	0,097	17,1
200	0,054	0,093	15,0
300	0,056	0,089	13,3

Bei der ebenen Wand ist die Reihenfolge der Schichten für die Wärmeverluste im Dauerbetrieb an sich gleichgültig. Wichtig ist sie aber auch hier bei unterbrochener Betriebsweise für die Schnelligkeit des Anheizvorganges und für die in der Wand aufgespeicherte Wärme. Auch in dieser Beziehung ist eine Anordnung der besser isolierenden Schichten unmittelbar am Wärmeträger zweckmäßig (vgl. S. 26). Besonders zu beachten ist der Einfluß der Temperaturabhängigkeit bei Luftschichten, bei denen er eine sehr große Rolle spielen kann. Luft-

schichten wird man möglichst in die kälteren Zonen, also nach außen legen. Vgl. Abschnitt 15, S. 73.

c) Der Wärmeaustausch durch Wände mit verschiedenem Aufbau der nebeneinanderliegenden Teile. Findet der Wärmeaustausch durch eine Wand statt, die aus nebeneinanderliegenden Teilen mit verschiedenen Wärmedurchgangszahlen besteht, so sind sie als ebensoviel verschiedene, voneinander unabhängige Wände aufzufassen und man hat die Wärmeverluste durch die einzelnen Teile zu berechnen und dann zu addieren. Oder man hat die mittlere Wärmedurchgangszahl k_m der Gesamtkonstruktion zu berechnen und mit dieser den Wärmeverlust nach Gleichung (16) zu ermitteln. Bezeichnet man die Gesamtfläche der Wand mit F , die Flächen der einzelnen Teile mit $F_1, F_2 \dots$, die Wärmedurchgangszahlen sinngemäß mit $k_1, k_2 \dots$, dann gilt für die ausgetauschte Wärme die Gleichung:

$$F \cdot Q = F \cdot k_m \cdot (t_1 - t_2) = (F_1 \cdot k_1 + F_2 \cdot k_2 + \dots) \cdot (t_1 - t_2).$$

Hieraus ergibt sich die mittlere Wärmedurchgangszahl der Gesamtkonstruktion zu:

$$k_m = \frac{F_1 \cdot k_1 + F_2 \cdot k_2 + \dots}{F_1 + F_2 + \dots} \quad (24)$$

Selbstverständlich kann man bei einer Wandkonstruktion, die eine stetige Wiederholung der Kombination der verschiedenen Teile darstellt (wie z. B. bei einem Mauerwerk aus einem tragenden Gerippe und Füllwänden, bei dem sich die einzelnen Felder immer wiederholen), die Berechnung auf eine „Einheitsfläche F'' “ und deren Unterteile $F_1, F_2 \dots$ beziehen, um hieraus die mittlere Wärmedurchgangszahl k_m zu berechnen und für die Gesamtfläche zugrunde zu legen.

Gleichung (24) gilt gleichermaßen für ebene Wände, wie für Hohlzylinder, wenn man im letzteren Falle die Wärmedurchgangszahl auf die innere Oberfläche bezieht (Gleichung 18) und die einzelnen Teile verschiedener Wärmedurchlässigkeit im Sinne der Rohrachse nebeneinander liegen, wie z. B. bei einer Isolierung aus losen Füllstoffen mit äußerem Hartmantel, der auf ringförmigen Stützgliedern ruht, die durch den Füllstoff hindurch bis auf die Rohrleitung gehen. Man bezieht in diesem Falle die Berechnung auf ein Einheitsrohrstück mit einer Länge gleich dem Abstand zweier solcher Stützringe.

Bemerkt sei, daß vorstehende Gleichungen nicht ganz genau gültig sind, weil in Wirklichkeit der Wärmestrom durch die nebeneinanderliegenden Teile nicht ohne eine gewisse gegenseitige Beeinflussung ist. Dieser Einfluß ist aber bedeutungslos, solange sich die Teilwärmedurchgangszahlen nicht allzu stark unterscheiden.

Zahlenbeispiel: Zu berechnen ist die mittlere Wärmedurchgangszahl einer Ofenwandkonstruktion lt. Grundriß beifolgender Abb. 7. Es sollen also

durch die Isolierschicht senkrechte Stege aus Ziegelmauerwerk gehen, um die äußere Schutzziegelmauer mit dem feuerfesten Mauerwerk zu verbinden. Dabei sei:

$$\alpha_1 = 50 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$$

$$\alpha_2 = 10 \text{ ,, ,,}$$

Nach der Zeichnung ist, wenn die Einheitsfläche auf 1 m Höhe berechnet wird:

$$\begin{aligned} \text{Einheitsfläche } F &= 1,00 \cdot 1,45 \\ &= 1,45 \text{ m}^2, \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Teilfläche I } F_1 &= 1,0 \cdot 1,2 \\ &= 1,20 \text{ m}^2, \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Teilfläche II } F_2 &= 1,45 - 1,20 \\ &= 0,25 \text{ m}^2. \end{aligned}$$

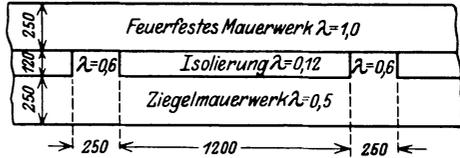


Abb. 7. Wandkonstruktion aus Teilen verschiedener Wärmedurchlässigkeit.

Nach Gleichung (17) berechnet sich aus den in der Abbildung beigezeichneten Wärmeleitahlen

$$\frac{1}{k_1} = \frac{1}{50} + \frac{0,25}{1,0} + \frac{0,12}{0,12} + \frac{0,25}{0,5} + \frac{1}{10} = 1,87,$$

$$k_1 = 0,535.$$

$$\frac{1}{k_2} = \frac{1}{50} + \frac{0,25}{1,0} + \frac{0,12}{0,6} + \frac{0,25}{0,5} + \frac{1}{10} = 1,07,$$

$$k_2 = 0,935.$$

Damit wird:
$$k_m = \frac{1,2 \cdot 0,535 + 0,25 \cdot 0,935}{1,45} = 0,604 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}.$$

d) Die mittlere Wärmeleitahl einer zusammengesetzten Schicht. In der Praxis sind öfter Konstruktionen hinsichtlich ihrer Wirksamkeit miteinander zu vergleichen, die aus verschiedenen Schichten bestehen, und es empfiehlt sich dann, für diese Konstruktion eine „mittlere Wärmeleitahl der Gesamtwand λ_m “ zu berechnen, welche also die Wärmeleitahl einer homogenen Wand gleicher Isolierwirkung darstellt. Eine derartige Umrechnung ist vor allem von den Lieferanten kombinierter Isolierkonstruktionen vorzunehmen, da den Abnehmer nur die mittlere Wärmeleitahl der fix und fertigen Isolierschicht interessiert. Diese Größe berechnet sich für verschiedenartige hintereinander liegende Schichten aus folgenden Beziehungen:

Ebene Wand:

$$\lambda_m = \frac{s}{\frac{s_1}{\lambda_1} + \frac{s_2}{\lambda_2} + \dots + \frac{s_n}{\lambda_n}} \quad (25)$$

Hohlzylinder:

$$\lambda_m = \frac{\ln \frac{d_a}{d_i}}{\frac{1}{\lambda_1} \ln \frac{d_1}{d_i} + \frac{1}{\lambda_2} \ln \frac{d_2}{d_1} + \dots + \frac{1}{\lambda_n} \ln \frac{d_a}{d_{n-1}}} \quad (26)$$

Will man auch für eine Wandkonstruktion mit verschiedenen, nebeneinanderliegenden Teilen eine mittlere Wärmeleitahl aufstellen,

so hat man sie aus der Wärmedurchgangszahl k_m (Gleichung 24) zu errechnen¹.

Ebene Wand:

$$\frac{s}{\lambda_m} = \frac{1}{k_m} = \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} \right). \quad (27)$$

Das Analoge gilt für den Hohlzylinder.

e) Der Temperaturverlauf in Wandschichten. Für eine Anzahl technischer Aufgaben ist es wichtig, den Temperaturverlauf in den Wandschichten verfolgen zu können, z. B. mit Rücksicht auf die Temperaturbeständigkeit eines Materials oder zur Berechnung der in den einzelnen Wandschichten aufgespeicherten Wärmemenge usw.

Wie Abb. 8 zeigt, ist der Temperaturverlauf in einer ebenen Wandschicht linear. Dies ist in Wirklichkeit insofern nicht streng richtig,

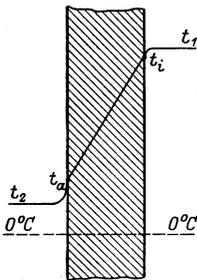


Abb. 8. Temperaturverlauf in einer ebenen Wand.

als die Wärmeleitfähigkeit der in Betracht kommenden Stoffe mit der Temperatur etwas zunimmt, also an den an das wärmere Medium grenzenden Schichten am höchsten ist und gegen das kältere Medium zu abnimmt. Die Abweichung der wirklichen Temperaturkurve von einer Geraden ist aber praktisch bedeutungslos. Man hat nur mit der Wärmeleitfähigkeit zu rechnen, die für die mittlere Wandtemperatur zutrifft. In der Abbildung ist auch der Temperaturverlauf in den angrenzenden Medien angedeutet, und zwar unter der Annahme, daß die Wärmeübergangszahl des Mediums *I* ein Vielfaches wie bei Medium *II* ist. Dies trifft in der Praxis meist zu, da für Medium *II* in der Regel verhältnismäßig ruhige Luft in Betracht kommt. Demgemäß ergibt sich, daß die Temperaturdifferenz zwischen Medium *I* und der angrenzenden Wandoberfläche entsprechend kleiner ist als bei Medium *II*, wie aus der Überlegung folgt, daß die übertragene Wärme in beiden Fällen trotz der verschiedenen Wärmeübergangszahlen gleich sein muß (Dauerzustand der Wärmeströmung!).

Der Temperaturverlauf in den an die Wand angrenzenden Schichten der Medien *I* und *II* ist nur in unmittelbarer Nähe der Wandfläche linear, innerhalb der sog. „Grenzschicht“. Darunter versteht man diejenige Schicht einer tropfbar- oder gasförmigen Flüssigkeit, die trotz der Bewegung der Flüssigkeit an der Oberfläche des Körpers in Ruhe haften bleiben und für die daher die Gesetze der reinen Wärmeleitung gelten. Diese Schicht besteht aber nur aus einer ganz dünnen

¹ K. Hencky hat darauf hingewiesen, daß man hier nicht etwa für die mittlere Wärmeleitfähigkeit eine analoge Formel nach Gleichung (24) aufstellen darf, da dies die Gleichheit der Oberflächentemperatur der Teilflächen zur Voraussetzung hätte.

Haut. Schon in geringer Entfernung setzt ein Wärmetransport durch natürliche oder erzwungene Bewegung der Teilchen ein.

Der genaue Temperaturverlauf innerhalb von Flüssigkeiten in der Nähe einer Wand ist nicht berechenbar und man hat sich daher mit der Einführung der Wärmeübergangszahl beholfen, die nach Gleichung (4) bis (7) den Wärmeaustausch zwischen Wand und der Flüssigkeit proportional der Temperaturdifferenz setzt, wobei die Temperatur der Flüssigkeit in „genügender“ Entfernung gemessen wird, d. h. dort, von wo an sie konstant bleibt. Die Wärmeübergangszahl enthält also in sich die besondere Art des Temperaturverlaufs zwischen der Wand und der Flüssigkeit, so daß sie keine Konstante mehr sein kann, sondern von einer Reihe von Variablen, wie der Strömungsgeschwindigkeit, der Strömungsart (Wirbel- oder Parallelströmung), der Art der Flüssigkeit, der Form und der Rauigkeit der Oberfläche usw. abhängt. Vgl. Abschnitt 11 u. folg., S. 56.

Um die Temperaturverteilung in einer aus mehreren Schichten zusammengesetzten Wand zu berechnen, hat man von der den Dauerzustand charakterisierenden Bedingung auszugehen, daß die zwischen Medium *I* und *II* ausgetauschte Wärmemenge gleich der auf die Wand, bzw. von der Wand übergehenden und gleich der durch die einzelnen Schichten hindurchgehenden Wärmemenge ist.

Bezeichnet man der Einfachheit halber

$\Delta t = t_1 - t_2$ = das Gesamttemperaturgefälle zwischen Medium *I* und *II* in $^{\circ}\text{C}$,

$\Delta t', \Delta t''$ = die Temperaturdifferenz zwischen den Medien *I* und *II* und den angrenzenden Wandflächen in $^{\circ}\text{C}$,

$\Delta t_1, \Delta t_2 \dots \Delta t_n$ = die Temperaturdifferenz in den einzelnen Schichten in $^{\circ}\text{C}$,

so ist demnach unter sinngemäßer Anwendung von Gleichungen (4), (6), (8) und (16):

$$k \cdot \Delta t = \alpha_1 \cdot \Delta t' = \frac{\lambda_1}{s_1} \cdot \Delta t_1 = \frac{\lambda_2}{s_2} \cdot \Delta t_2 = \dots = \alpha_2 \Delta t'' \quad (28)$$

Hieraus ergibt sich:

$$\Delta t' = (t_1 - t_2) \cdot \frac{1}{\frac{\alpha_1}{k}}, \quad (29)$$

$$\Delta t_1 = (t_1 - t_2) \cdot \frac{s_1}{\frac{\lambda_1}{k}} \quad (30)$$

$$\Delta t_2 = (t_1 - t_2) \cdot \frac{\frac{s_2}{\lambda_2}}{\frac{1}{k}}, \quad (30a)$$

$$\vdots$$

$$\Delta t_n = (t_1 - t_2) \cdot \frac{\frac{s_n}{\lambda_n}}{\frac{1}{k}}, \quad (30b)$$

$$\Delta t'' = (t_1 - t_2) \cdot \frac{1}{\frac{\alpha_2}{k}}, \quad (31)$$

d. h. das Gesamttemperaturgefälle teilt sich gemäß dem Verhältnis der Wärmeübergangswiderstände, bzw. der Teilwiderstände der einzelnen Schichten zum Gesamtwärmeaustauschwiderstand auf.

Sinngemäßes gilt vom Hohlzylinder. Die Temperaturverteilung in der Isolierung einer Rohrleitung ist jedoch nicht mehr linear, sondern entspricht einem logarithmischen Gesetz. Die Gleichung der Temperatur t_x einer beliebigen Stelle einer homogenen Isolierschicht mit den Grenztemperaturen t_i und t_a , welche von der Achse des Rohres die Entfernung x hat, lautet:

$$t_x = t_a + \frac{(t_i - t_a) \cdot \ln \frac{d_a}{2x}}{\ln \frac{d_a}{d_i}}. \quad (32)$$

Die einzelnen Teiltemperaturdifferenzen schreiben sich hier unter Benutzung von Gleichung (19):

$$\Delta t' = (t_1 - t_2) \frac{\frac{1}{\alpha_1 d_i}}{\frac{1}{\alpha_1 d_i} + J_1 + J_2 + \dots + J_n + \frac{1}{\alpha_2 d_a}}, \quad (33)$$

$$\Delta t_1 = (t_1 - t_2) \frac{J_1}{\frac{1}{\alpha_1 d_i} + J_1 + J_2 + \dots + J_n + \frac{1}{\alpha_2 d_a}}, \quad (34)$$

$$\vdots$$

$$\Delta t'' = (t_1 - t_2) \frac{\frac{1}{\alpha_2 d_a}}{\frac{1}{\alpha_1 d_i} + J_1 + J_2 + \dots + J_n + \frac{1}{\alpha_2 d_a}}. \quad (35)$$

Zahlenbeispiel: Es ist der Temperaturverlauf in einer Ofenwand zu berechnen, die aus drei Schichten von je 25 cm Stärke besteht, in der Reihenfolge:

feuerfestes Mauerwerk,
gebrannte Isoliersteine,
Ziegelmauerwerk.

Diese Anordnung würde man etwa bei Neuanlagen treffen. Derselben sei auch die Anordnung gegenübergestellt:

feuerfestes Mauerwerk,
Ziegelmauerwerk,
Isoliersteine,

wie dies bei nachträglicher Isolierung eines Ofens der Fall sein kann. Die Daten der Anlage sind:

Innentemperatur des Ofens	800° C
Lufttemperatur	20° C
α_1	50 kcal/m ² h° C
α_2	10 „
Wärmeleitzahl des feuerfesten Mauerwerks	1,5 kcal/m h° C
„ der Isolierschicht bei Anordnung in der Mitte	0,15 „
„ „ „ „ „ außen . .	0,13 „
„ des Ziegelmauerwerks bei Anordnung außen .	0,5 „
„ „ „ „ „ in der Mitte	0,7 „

Es ist dann für Fall: I

$$\begin{aligned} \frac{1}{k} &= \frac{1}{50} + \frac{0,25}{1,5} + \frac{0,25}{0,15} + \frac{0,25}{0,5} + \frac{1}{10} \\ &= 0,02 + 0,17 + 1,67 + 0,5 + 0,1 \\ &= 2,46. \end{aligned}$$

Fall II:

$$\begin{aligned} \frac{1}{k} &= \frac{1}{50} + \frac{0,25}{1,5} + \frac{0,25}{0,7} + \frac{0,25}{0,13} + \frac{1}{10} \\ &= 0,02 + 0,17 + 0,36 + 1,92 + 0,1 \\ &= 2,57. \end{aligned}$$

Die Gesamttemperaturdifferenz zwischen Ofeninnern und Außenluft von 780° C verteilt sich dann proportional den Teilwiderständen zum Gesamtwärmeaustauschwiderstand wie folgt:

	Fall I:	Fall II:
$\Delta t'$ =	$\frac{780 \cdot 0,02}{2,46} = 6^\circ \text{C}$	$\frac{780 \cdot 0,02}{2,57} = 6^\circ \text{C}$
Δt_1 =	$\frac{780 \cdot 0,17}{2,46} = 54^\circ \text{C}$	$\frac{780 \cdot 0,17}{2,57} = 52^\circ \text{C}$
Δt_2 =	= 530° C	= 109° C
Δt_3 =	= 158° C	= 583° C
$\Delta t''$ =	= 32° C	= 30° C
Gesamttemperaturdifferenz	780° C	780° C

Aus diesen Temperaturdifferenzen errechnen sich die Oberflächentemperaturen auf den einzelnen Materialschichten wie folgt:

Oberflächentemperatur	Fall I:	Fall II:
Innenfläche der Wand.....	794	794
Zwischen feuerfestem Mauerwerk und Isolierschicht bzw. Ziegelmauerwerk.....	740	742
Zwischen Isolierschicht und Ziegelmauerwerk bzw. Ziegelmauerwerk und Isolierschicht...	210	633
Äußere Oberfläche der Wand.....	52	50
Lufttemperatur.....	20	20

In Abb. 9 ist die Temperaturverteilung für beide Fälle eingezeichnet. Man sieht, daß Fall I den Vorteil viel geringerer Speicherwärme in der Wand hat, weil die Schicht II und III niedrigere Temperaturen besitzt und außerdem die jeweils höher temperierte mittlere Schicht bei Verwendung von Isoliersteinen nur ein Raumgewicht und damit eine Speicherkapazität von $\frac{1}{3}$ der Speicherkapazität bei Verwendung von Ziegelmauerwerk besitzt.

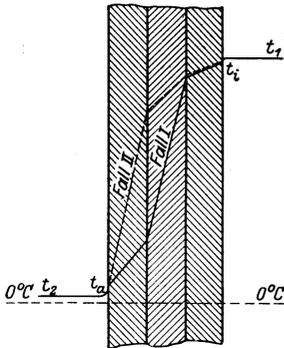


Abb. 9. Temperaturverteilung bei verschiedenartiger Anordnung der Isolierschicht.

Bemerkt sei, daß bei derartigen Berechnungen die Wärmeleitfähigkeit, die ja von der Temperatur abhängt, vorerst nicht genau bekannt ist, sondern nach Abschätzung der vermutlichen Temperaturen mit einem Näherungswert angesetzt werden muß. Unter Umständen hat man daher den Rechnungsgang nach entsprechenden Korrekturen nochmals zu wiederholen.

f) Näherungsgleichungen. Ist die Stärke einer Zylinderwand nicht allzu groß gegenüber dem lichten Durchmesser des Zylinders, so pflegt man der Einfachheit halber den Wärmeaustausch nach der Formel für die ebene Wand zu berechnen mit der Korrektur, daß man der Fläche, durch die der Wärmeaustausch stattfindet, nicht den inneren Durchmesser des Zylinders, sondern das arithmetische Mittel zwischen innerem und äußerem Durchmesser zugrunde legt. Ein Beispiel hierfür ist die Isolierung eines Wärmespeichers, wo die Stärke der Isolierung nur etwa $\frac{1}{20}$ bis $\frac{1}{30}$ des Durchmessers beträgt. Die Genauigkeit dieser Berechnung hängt u. a. auch etwas von den Wärmeübergangszahlen an den beiden Oberflächen der Wand ab, ist jedoch im allgemeinen schon von einem Durchmesser von 500 mm an unterhalb 1%, also befriedigend.

In ähnlicher Weise pflegt man auch bei würfelförmigen und sonstigen prismatischen Gebilden, deren Ausdehnung im Vergleich zur Wandstärke nicht so groß ist, daß man die Zunahme des Strömungsquerschnittes für die Wärme an den Kanten vernachlässigen kann, als Fläche für den Wärmeaustausch die Fläche in halber Tiefe der Wand einzusetzen. Man wird auch hierbei meist eine technisch genügende

Genauigkeit erreichen, selbst wenn die Wand hier oft aus Schichten sehr verschiedener Wärmeleitahlen und Stärken besteht (z. B. feuerfeste Ausmauerung mit Isolierschicht), durch die die mittlere Fläche streng genommen eine Verschiebung nach der Schicht mit dem höchsten Wärmeausgleichswiderstand erfährt¹.

g) Die Hohlkugel. Es wurde bereits erwähnt, daß eine genaue Berechnung des Wärmeaustausches außer für die ebene Fläche und den Hohlzylinder nur noch für die Hohlkugel möglich ist. Da die Hohlkugel jedoch technische Bedeutung nur für Laboratoriumsapparate, wie z. B. die Kugel von Nusselt (vgl. S. 98), besitzt, so seien nachstehend nur die beiden Gleichungen für die Wärmefortleitung innerhalb der Kugelwand und für den Gesamtwärmeaustausch gegeben:

$$Q_K = 2 \cdot \pi \cdot \lambda \cdot \frac{t_i - t_a}{\frac{1}{d_i} - \frac{1}{d_a}} \quad (36)$$

$$= \pi \cdot \frac{t_1 - t_2}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_i^2} + \frac{1}{2\lambda} \left(\frac{1}{d_i} - \frac{1}{d_a} \right) + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_a^2}} \quad (36a)$$

Darin ist:

- Q_K = der Gesamtwärmeverlust der Hohlkugel in kcal/h,
- d_i = der Innendurchmesser der Hohlkugel in m,
- d_a = der Außendurchmesser der Hohlkugel in m.

Bemerkt sei, daß die Temperaturverteilung in der Kugelschicht einer Hyperbel entspricht mit den Achsen als Asymptoten.

h) Allgemeine Bemerkungen zur Berechnung des Wärmeaustausches im Dauerzustand. Bei sehr vielen Berechnungen des Wärmeaustausches kann mit hinreichender Genauigkeit Gleichheit der Temperatur t_1 des Mediums I (des „Energieträgers“) und der angrenzenden Oberfläche der Trennschicht t_i angenommen werden; denn die Wärmeübergangszahl α_1 ist in der Regel so groß, daß sich nur geringe Temperaturunterschiede einstellen können (vgl. Zahlenbeispiel auf S. 11). Die Gleichung (12) und (13) und analog Gleichung (14) und (15) vereinfachen sich dann zu den Beziehungen:

Ebene Wand:

$$Q = \frac{t_1 - t_2}{\frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (37)$$

¹ Eine Zusammenstellung verschiedener Näherungsformeln für prismatische Gebilde vgl. M. Jakob: Einfluß der Kanten und Ecken auf die Wärmeabgabe eines Hohlwürfels. Z. ges. Kälteind. 1927, S. 146.

Hohlzylinder:

$$q = \frac{\pi (t_1 - t_2)}{\frac{1}{2\lambda} \cdot \ln \frac{d_a}{d_i} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_a}}, \quad (38)$$

d. h. man kann das Glied des Wärmeübergangs $\frac{1}{\alpha_1}$ bzw. $\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_i}$ einfach vernachlässigen.

Zur Beurteilung, bis zu welchem Kleinstwert die Wärmeübergangszahl α_1 sinken darf, um noch diese Gleichsetzung von $t_1 = t_i$ ohne unzulässigen Fehler bei der Berechnung der Wärmeverluste zu gestatten, diene die Angabe, daß bei mittleren Isolierungen etwa bei

$$\alpha_1 \geq 200 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$$

der Fehler den Betrag von 2% zu unterschreiten beginnt, den man etwa als zulässigen Berechnungsfehler in der Wärmeschutztechnik ansetzen kann, weil dies der Meßgenauigkeit von Wärmeleit Zahlen im Laboratorium entspricht. Bei Sattedampf und Flüssigkeiten als Medium *I*, bei denen die Wärmeübergangszahl niemals kleiner als 500 kcal/m² h °C werden kann, kann daher stets $t_1 = t_i$ gesetzt werden und man kann die Gleichungen (37) und (38) gegebenenfalls unter sinngemäßer Anwendung auf zusammengesetzte Schichten zur Verwendung bringen. Bei Gasen und überhitzten Dämpfen wird eine Berücksichtigung zuweilen notwendig, doch braucht man in der Regel in dieser Beziehung nicht allzu ängstlich zu sein, weil sich der Wärmeverlust nur etwas zu groß ergibt, die Berechnung also einen gewissen Sicherheitsfaktor erhält (vgl. Abschnitt 25 S. 129).

Was nun das Medium *II* betrifft, so handelt es sich hierbei in der Regel um die Luft der Umgebung und es bestehen zwischen der Lufttemperatur und der Temperatur der Oberfläche stets so große Unterschiede, daß sie nicht vernachlässigt werden dürfen; denn die Wärmeübergangszahl ist in diesem Falle zu gering (normal etwa zwischen 5 und 25 kcal/m² h °C), um eine entsprechende Annäherung der beiden Temperaturen zu erzielen.

In den meisten Fällen besteht das zu isolierende Objekt aus einer Metallwand in verhältnismäßig kleiner Stärke. Die Wärmeleit Zahl der in Betracht kommenden Metalle ist so groß, daß diese innerste Schicht den Wärmeverlust im allgemeinen um wesentlich weniger als 0,1% beeinflusst. Man kann daher das entsprechende Glied in den vorstehenden Formeln einfach fortlassen (vgl. das Zahlenbeispiel auf S. 13). Betont sei jedoch, daß bei nicht isolierten Wänden die Verhältnisse anders liegen können, vor allem also bei Kühl- bzw. Heizproblemen, bei denen das Ziel eine möglichst gesteigerte Wärmeübertragung ist.

5. Berechnung des Wärmeaustausches bei nicht stationärer Wärmeströmung (Anwärmen und Auskühlen).

Wie erwähnt, sind die Schwierigkeiten einer sowohl exakten, als auch die praktischen Verhältnisse genügend wiedergebenden Berechnung des nicht stationären Wärmeaustausches außerordentliche¹, doch genügt für die Beantwortung der wichtigsten Fragen sehr oft eine angenäherte Lösung, wenn sie nur in ihren Voraussetzungen den wirklichen Verhältnissen sorgfältig angepaßt wird. Ein typisches Beispiel ist die Aufgabe der Bemessung des Wärmeschutzes von Rohrleitungen, die im unterbrochenen Betrieb arbeiten. Es ist hier nicht notwendig, die Wärmeverluste während des Anwärmeszustandes und der Auskühlungsperiode so genau zu kennen, wie für den Dauerzustand. Es genügt vielmehr, die Gesamtwärmeaufwendungen insoweit berechnen zu können, daß die Bestimmung der wirtschaftlichsten Stärke innerhalb der durch das Handelsmaß vorgeschriebenen Grenzen und die Auswahl des zweckmäßigsten Materials einwandfrei möglich wird.

Bei derartigen Aufgaben, bei denen man also in vieler Beziehung Vereinfachungen vornehmen muß, ist es aber besonders wichtig, ein klares Bild der physikalischen Vorgänge zu besitzen, und so sei nachstehend ein Überblick unter Zugrundelegung des einfachsten Falles, des nicht isolierten Rohres, gegeben.

a) Erläuterung der physikalischen Zusammenhänge. Bei einer unterbrochenen Betriebsweise hat man drei Phasen zu unterscheiden:

- die Anheizperiode,
- den stationären Zustand der Wärmeströmung,
- die Auskühlperiode.

In der Anheizperiode werden dem in der Leitung strömenden Wärmeträger sehr große Wärmemengen durch die kalten Wandungen entzogen und zwar größere als im Dauerbetrieb. Diese Wärmemengen werden aber zum überwiegenden Teil in den Wandungen aufgespeichert und zu deren Temperaturerhöhung benutzt. Die an die umgebende Luft verlorene Wärme steigt vom Wert 0 beim Beginn des Anwärmens asymptotisch auf den Betrag, der nach Erreichung des Gleichgewichtszustandes der Temperaturen vorliegt.

¹ Ein graphisches Rechenverfahren, das für den nicht stationären Wärmestrom in ebenen Wänden im Bauwesen und bei gewissen Sonderaufgaben der Technik große Vorteile bietet, wurde angegeben von L. Binder: Über Wärmeübergang auf ruhige oder bewegte Luft, sowie Lüftung und Kühlung elektrischer Maschinen, 1911 und E. Schmidt: Über die Anwendung der Differenzenrechnung auf technische Anheiz- und Abkühlungsprobleme. A. Föppl-Festschrift 1924, S. 179. Vgl. auch Lit.-Nachw. 52.

Im eigentlichen Betriebszustand, für den die unter Abschnitt 4 abgeleiteten Formeln gelten, sind die Wärmeverluste an die Umgebung gleich der dem Wärmeträger entzogenen Wärme. Die in der Leitung gespeicherte Wärme erfährt dabei keinerlei Änderungen mehr.

Wird der Durchfluß des Wärmeträgers durch die Leitung abgestellt, so beginnt die Auskühlperiode, in der mangels einer weiteren Wärmezufuhr von innen ein allmählicher Temperaturengleich der Rohrleitung mit der Umgebung einsetzt, d. h. die in der Leitung aufgespeicherte Wärme fließt an die Umgebung ab.

Das Schema des Temperaturverlaufs eines Rohres bei unterbrochenem Betrieb zeigt Abb. 10.

Theoretisch dauert sowohl der Anwärmvorgang, sowie der Auskühlvorgang unendlich lange Zeit. Praktisch genügen vielfach schon

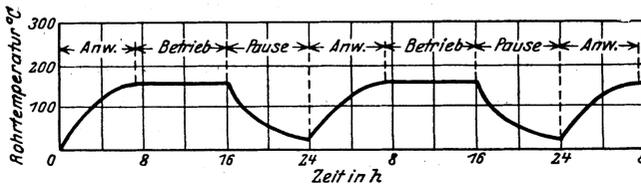


Abb. 10. Schematischer Temperaturverlauf bei unterbrochener Betriebsweise.

wenige Stunden, um ihren Ablauf im wesentlichen zu beenden. Bei gewissen technischen Aufgaben kann allerdings auch die Zeit von Wochen und Monaten dazu benötigt werden (Mauerwerk von Kesseln, Temperaturengleich mit dem Erdreich usw.). In der Regel findet auch das Anwärmen bzw. die Auskühlung nicht von der bzw. bis zur Temperatur der Umgebung statt, sondern vor der vollständigen Auskühlung tritt schon ein neues Anwärmen ein.

Es seien nun zur näheren Erläuterung die Gleichungen des Temperaturverlaufs und des Wärmeaustauschvorgangs einer nackten Rohrleitung für diese drei Perioden aufgestellt.

Die Anwärmeperiode. Für die Anwärmeperiode gilt die Beziehung, daß die dem Wärmeträger entzogene Wärme gleich sein muß der in der Leitung aufgespeicherten Wärme, zuzüglich der Wärmeverluste an die äußere Umgebung. Diese Bedingung wird ausgedrückt durch die Differentialgleichung:

$$\alpha_1 \cdot \pi \cdot d_i \cdot (t_1 - t_2 - \vartheta) \cdot dz = R \cdot c \cdot \pi \cdot \frac{d_a^2 - d_i^2}{4} \cdot d\vartheta + \alpha_2 \cdot \pi \cdot d_a \cdot \vartheta \cdot dz. \quad (39)$$

Darin bedeuten außer den schon bisher angewendeten Bezeichnungen mit der Abweichung, daß hier der Übersichtlichkeit halber d_a und d_i auf das nackte Rohr bezogen werden:

- z = die Zeit seit Inbetriebnahme der Leitung,
 ϑ = die Temperaturdifferenz zwischen Rohr und der Umgebung
 zur Zeit z ,
 R = das Raumgewicht des Rohrmaterials,
 c = die spezifische Wärme des Rohrmaterials.

Der Formel liegt die vereinfachende Annahme zugrunde, daß die Temperatur der Rohrwand im ganzen Querschnitt zu einem bestimmten Zeitpunkt an allen Stellen gleich ist, was bei der hohen Temperaturleitfähigkeit des Eisens und der geringen Wandstärke ohne weiteres zulässig erscheint. Außerdem ist die Temperatur des Wärmeträgers t_1 als konstant betrachtet¹.

Die Temperaturabhängigkeit der Wärmeübergangszahlen, die für den Verlauf der Vorgänge wichtig ist, sei als lineare Funktion der maßgebenden Temperaturdifferenzen berücksichtigt. Zwar ist sie in Wirklichkeit wesentlich verwickelter und es besteht auch eine Abhängigkeit von anderen Größen, wie z. B. vom Rohrdurchmesser, von der Strömungsgeschwindigkeit usw. Man kann aber für die Anwendung der nachstehend entwickelten Gleichung stets den Weg einschlagen, zunächst die Temperaturabhängigkeit der Wärmeübergangszahl in dem betrachteten Falle (also für einen bestimmten Durchmesser, eine bestimmte Strömungsgeschwindigkeit usw.) nach den einschlägigen Formeln zu berechnen (vgl. Abschnitt 12, S. 58) und durch eine lineare Funktion innerhalb des in Frage kommenden Bereichs auszudrücken. Die Wärmeübergangszahlen seien also durch die folgenden Gleichungen gegeben:

$$\alpha_1 = u + v \cdot (t_1 - t_w), \quad (40)$$

$$\alpha_2 = x + y \cdot (t_w - t_2), \quad (41)$$

worin u , v , x und y die Konstanten der erwähnten linearen Funktionen sind und t_w die Rohrtemperatur bedeutet.

Durch Integration der Differentialgleichung erhält man die Formel:

$$z - \frac{p}{2 \cdot q} \cdot \ln \frac{m + \vartheta(n+q)}{m + \vartheta(n-q)} = 0. \quad (42)$$

Hierin sind der Übersichtlichkeit halber folgende abkürzende Bezeichnungen eingeführt:

$$m = d_i \cdot (t_1 - t_2) \cdot [u + v \cdot (t_1 - t_2)], \quad (43)$$

¹ Diese Voraussetzung ist allerdings praktisch nur für Sattdämpfe und Flüssigkeiten auch bei größeren Rohrleitungslängen einigermaßen zutreffend. Bei Heißdämpfen und Gasen gilt die Formel nur für den Anfang der Leitung, während für Punkte in größerer Entfernung das Anwärmen durch die Temperaturerniedrigung des Wärmeträgers, wie sie eine Folge des Wärmeentzuges an den vorhergehenden Stellen ist, verzögert wird.

$$n = -\frac{1}{2} \cdot [2 \cdot v \cdot d_i \cdot (t_1 - t_2) + u \cdot d_i + x \cdot d_a], \quad (44)$$

$$o = v \cdot d_i - y \cdot d_a, \quad (45)$$

$$p = R \cdot c \cdot \frac{1}{4} (d_a^2 - d_i^2), \quad (46)$$

$$q = + \sqrt{n^2 - m \cdot o}. \quad (47)$$

Hierbei muß q stets eine positive Zahl sein, d. h. der Wurzelwert ist entsprechend zu nehmen.

Der Dauerzustand. Auch für den Dauerzustand muß Gleichung (42) gültig sein, wenn man seit Beginn der Inbetriebnahme des Rohres unendlich lange Zeit verstreichen läßt, also

$$z = \infty$$

setzt. Gleichung (42) vereinfacht sich dann zu der Formel:

$$\vartheta = \frac{m}{q - n} = \vartheta_0. \quad (48)$$

Die Temperaturdifferenz zwischen Rohrwand und der umgebenden Luft ist also zeitlich konstant und sei wie angedeutet mit ϑ_0 bezeichnet.

Die Auskühlperiode. Die Gleichung des zeitlichen Temperaturverlaufs während der Auskühlperiode ist aus der Beziehung abzuleiten, daß in jedem Zeitteilchen die Wärmeabgabe an die umgebende Luft gleich der Abnahme der in der Rohrwand gespeicherten Wärme sein muß. Es ist also mit den oben eingeführten Bezeichnungen:

$$-R \cdot c \cdot \frac{\pi}{4} (d_a^2 - d_i^2) \cdot d\vartheta = \alpha_2 \cdot \pi \cdot d_a \cdot \vartheta \cdot dz. \quad (49)$$

Durch Integration erhält man daraus die Beziehung:

$$z + \frac{q}{u \cdot d_a} \cdot \ln \frac{(u + v \cdot \vartheta_0) \cdot \vartheta}{(u + v \cdot \vartheta) \cdot \vartheta_0} = 0. \quad (50)$$

Nachdem auf diese Weise der Temperaturverlauf für die Rohrwandung berechenbar ist, lassen sich die zu den verschiedenen Zeiten ausgetauschten Wärmemengen nach den Gleichungen des Abschnittes 4 berechnen. Nachstehend sei dies für folgendes Zahlenbeispiel durchgeführt.

In einem Rohr von 100 mm Durchmesser und 5 mm Wandstärke aus Eisen ströme heiße Luft von 300° C mit einer Geschwindigkeit von 20 m/sec. Das Rohr sei horizontal in „ruhiger Luft“ angeordnet. Berechnet man nach Nusselt¹ die Wärmeübergangszahlen und ersetzt sie für die in Frage kommenden Temperaturbereiche durch eine lineare Funktion, so findet man:

¹ Vgl. S. 61.

$$\alpha_1 = 43,0 + 0,0267 \cdot (t_1 - t_w), \quad (40a)$$

$$\alpha_2 = 7,0 + 0,047 \cdot (t_w - t_2), \quad (41a)$$

Abb. 11 zeigt den zeitlichen Verlauf der Rohrtemperatur — punktierte Kurve —, sowie die pro 1 sec und pro 1 lfd. m dem Wärmeträger entzogene Wärmemenge — gestrichelte Kurve. Die Abbildung ergibt:

1. Die Rohrtemperatur erreicht nach ca. 20 Minuten (= 0,33 Stunden) den endgültigen Gleichgewichtswert von 212,5° C bis auf etwa 1%.

2. Zur Zeit $z = 0$ wird dem Wärmeträger in der Zeiteinheit fast die vierfache Wärmemenge entzogen wie im Dauerzustand, trotzdem die Wärmeübergangszahl bei heißer Luft verhältnismäßig gering ist.

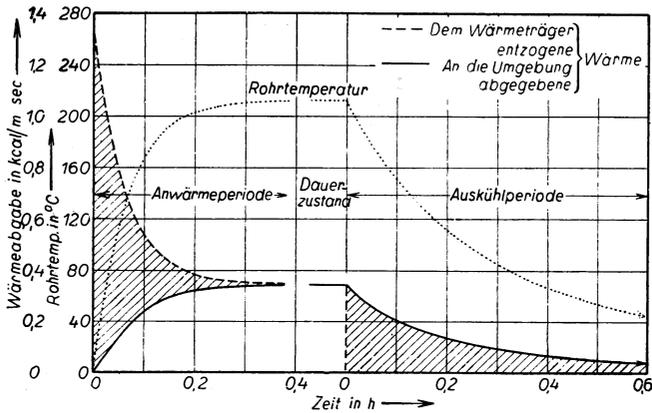


Abb. 11. Unterbrochene Betriebsweise bei nackter Rohrleitung.

In der Abbildung ist außerdem die an die Umgebung pro 1 sec und pro 1 lfd. m abgegebene Wärme eingezeichnet — ausgezogene Linie.

Es zeigt sich also weiterhin:

3. Die beiden Kurven der dem Wärmeträger entzogenen und der an die Umgebung abgegebenen Wärme nähern sich rasch und gehen (theoretisch nach unendlich langer Zeit) in eine gemeinsame horizontale Gerade, den Wärmeverlust im Dauerzustand, über.

4. Die von den beiden Kurven eingeschlossene Fläche (in der Abbildung schraffiert) ist ein Maß für die im Dauerzustand im Rohr aufgespeicherte Wärme. Durch Planimetrieren findet man hierfür den gleichen Wert von rund 325 kcal/m, den auch die Formel (53), S. 43, und das Nomogramm Abb. 61 auf S. 156 ergibt. Auch die ebenfalls schraffierte Fläche der Wärmeabgabe des Rohres in der Auskühlperiode muß den gleichen Wert liefern, da ja für die Auskühlung nur die Speicherwärme zur Verfügung steht.

b) Anwärme- und Auskühlvorgang bei isolierten Rohrleitungen.

Für den Wärme- und Kälteschutz in der Industrie ist die wichtigste

Berechnung des nicht stationären Wärmestromes jene bei isolierten Rohrleitungen¹. Nicht nur, daß die Aufwendungen pro Arbeitsstunde durch die Anheiz- und Auskühlzeit erheblich steigen und ihre Ermittlung für eine richtige Materialauswahl von großer Bedeutung ist, wird auch die wirtschaftlichste Stärke der Isolierung bei täglich unterbrochener Betriebsweise zuweilen nicht unerheblich geringer, als bei pausenlosem Betrieb von der gleichen jährlichen Benutzungsdauer, den man nach den Formeln für den Dauerzustand berechnen kann.

Wenn man sich hier bislang nur auf überschlägige Betrachtungen beschränkte, indem man als Maß der Auskühlverluste in den Betriebspausen einfach die gesamte im Dauerzustand in der Isolierung gespeicherte Wärme nahm, ohne auf den Grad der Auskühlung und die Anheizverhältnisse näher einzugehen, so hatte dies seinen guten Grund in folgenden Schwierigkeiten:

a) Es fehlten, wie erwähnt, auch nur angenäherte Berechnungsformeln für die Wärmeverluste in der Anheiz- und Auskühlperiode.

b) Das Anheizen und Auskühlen, so wie es im praktischen Betrieb vor sich geht, entzieht sich in den meisten Fällen überhaupt einer formelmäßigen Berechnung.

Der letztere Grund würde also sogar, wenn eine exakte mathematische Behandlung ohne unzulässige Vereinfachungen für das technische Problem möglich wäre, trotzdem eine Korrektur nach Erfahrungswerten in der Praxis bedingen (unbeschadet natürlich des Wertes einer derartigen Berechnung für einen allgemeinen Überblick). Unter diesen Umständen kann man daher den Weg einschlagen, durch sorgfältig ausgewählte Versuchsreihen auf rein experimentellem Wege die Grundlage einer Berücksichtigung des Anwärme- und Auskühlvorganges zu schaffen. Dieser Weg soll deshalb nachstehend eingeschlagen werden, wobei hinsichtlich der notwendigen Vereinfachungen auf die diesbezügliche Originalarbeit² des Verfassers verwiesen sei. Hier sei nur der Gedankengang gezeigt, der zum Verständnis des Rechnungsganges unentbehrlich ist.

Charakteristische Versuchsergebnisse in der Praxis.

Zunächst muß auf die praktischen Willkürlichkeiten des Betriebes kurz eingegangen werden, die besonders in der Auskühlzeit eine Rohrleitung keineswegs als einen Körper betrachten lassen, der auf eine bestimmte Temperaturverteilung erwärmt und von einem gewissen Zeitpunkt an sich selbst, d. h. dem Wärmeaustausch mit der Umgebung überlassen ist, so wie dies die Voraussetzung jeder theoretischen Unter-

¹ Über die wirtschaftliche Bedeutung einer Isolierung von Kesseleinmauerungen bei unterbrochener Betriebsweise vgl. Abschn. 44, S. 231.

² Cammerer, I. S.: Lit.-Nachw. 55.

suchung sein müßte. Der Hauptgrund hierfür ist in der Tatsache zu sehen, daß es in der Praxis niemals wirklich dichte Abschlußventile gibt. Es findet also dauernd schwaches Nachströmen von frischem Dampf in einer stillgelegten Leitung statt, wenn die Absperrorgane auf der Kesselseite nicht ganz dicht schließen. Das Rohr erfährt dann auch während der Auskühlperiode eine schwache Nachheizung und damit zusätzliche Verluste in der Betriebspause. Sind umgekehrt die Ventile gegen die Verbrauchsapparate zu nicht dicht, so tritt eine Entspannung und damit Abkühlung des eingeschlossenen Wärmeträgers nach den Gesetzen der Thermodynamik auf. Hierdurch erfährt das Rohr von

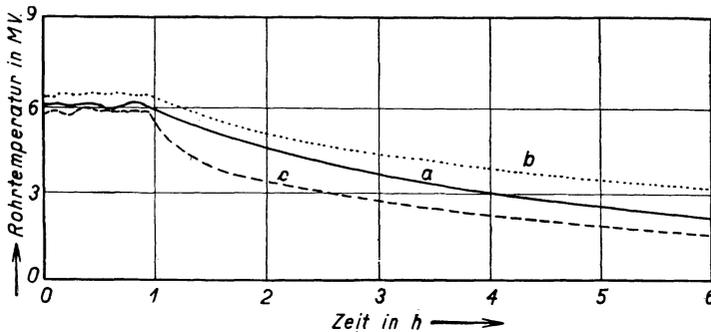


Abb. 12. Einfluß undichter Ventile auf den Auskühlvorgang.

innen her eine starke Kühlung, die die theoretischen Auskühlungsverluste ebenfalls erhöht, solange es sich nicht ohnehin um eine völlige Auskühlung während der Betriebspause handelt.

Eine weitere Komplizierung entsteht in der Praxis durch die vielfach sehr verwickelte Kombination von Rohren der verschiedensten Durchmesser mit stark wärmeabführenden Teilen, wie Ventilen, Flanschen, Rohraufhängungen usw. und ihre gegenseitige Beeinflussung. Auch können in den starken Metallwandungen der Rohre erhebliche Wärmemengen zwischen im Betrieb befindlichen und stillgelegten Rohrleitungen ausgetauscht werden.

Abb. 12 gibt einen Überblick über die durch undichte Ventile beeinflussten Auskühlungsverluste¹. Kurve *a* zeigt die Auskühlung, gemessen an der Rohrtemperatur bei sorgfältig abgeflanschter Leitung, so

¹ Die technischen Daten sind:

Rohrdurchmesser	200/216 mm,
Isoliermaterial	Wärmeschutzmasse,
Wärmeleitzahl der Masse . . .	ca. 0,1 kcal/m h ° C,
Raumgewicht	ca. 600 kg/m ³ ,
Isolierstärke	ca. 50 mm,
Wärmeträger	Sattdampf,
Dampftemperatur	ca. 160 ° C.

wie sie also etwa dem theoretischen Fall entsprechen würde. Kurve *b* zeigt den Einfluß geringer Nachströmung des Dampfes. Kurve *c* wurde dadurch gewonnen, daß man als Grenzfall das Ventil nach der Leitung nicht vollständig schloß. In diesem Falle ist eine rasche Temperatursenkung des Rohres bis auf 100° deutlich ersichtlich.

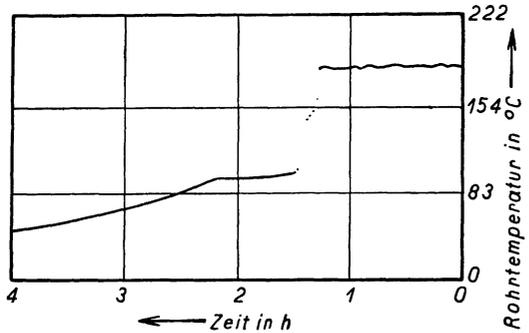


Abb. 13. Einfluß eines undichten Ventils am Ende der Leitung.

Ein noch schrofferes Bild zeigt Abb. 13¹. Nach der plötzlichen Auskühlung auf ca. 100° ergibt sich ein konstantes Stück der Kurve, das wohl auf einen Temperaturengleich zwischen dem abgekühlten Rohr und den anliegenden, noch heißeren Schichten der Isolierung zurückzuführen ist.

Charakteristisch war auch ein Abnahmeversuch an einer Isolierung, der an der völlig abgesperrten Hälfte einer Hauptringleitung eines Elektrizitätswerkes ausgeführt wurde. Die Temperatur des abgeschlossenen Teiles war sehr konstant und betrug ca. 164° C, während der im Betrieb befindliche Teil der Leitung ca. 370° C hatte. Trotz tagelanger Stilllegung dieses Leitungsstranges waren also hierfür dauernd nicht unerhebliche Wärmeaufwendungen notwendig.

Außerst kompliziert sind die Verhältnisse in einer großen Kesselanlage, bei der einzelne Kessel und Leitungen regelmäßig ausgeschaltet werden. Es kann dann vorkommen, daß die Temperatur von Sattdampfleitungen nach Stilllegung des Kessels sogar zeitweise auf höhere Temperaturen durch ihre Verbindung mit dem Überhitzer kommt (vgl. Abb. 14).

Auch der Anheizvorgang entspricht in der Praxis durchaus nicht immer den Annahmen, wie man sie einer theoretischen Berechnung

¹ Die technischen Daten sind:

- Rohrdurchmesser. 25/33 mm,
- Isoliermaterial Wärmeschutzmasse,
- Isolierstärke 50 mm,
- Wärmeleitzahl ca. 0,1 kcal/m h °C,
- Raumgewicht ca. 600 kg/m³,
- Wärmeträger Sattdampf,
- Dampftemperatur 169° C.

Abb. 13—15 sind von rechts nach links zu lesen entsprechend den Angaben registrierender Meßinstrumente.

zugrunde legen müßte. Bei Sattdampf kann man zwar mit genügender Genauigkeit nicht nur eine sofortige Erhöhung der Dampftemperatur,

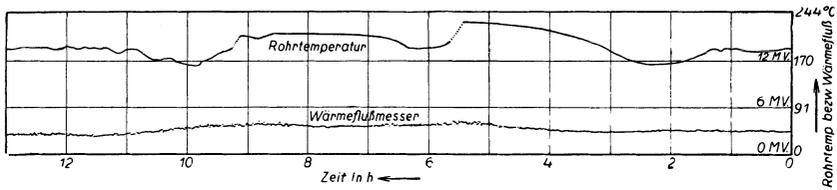


Abb. 14. Sattdampfleitung auf einem stillgelegten Kessel.

sondern auch der Rohrtemperatur auf den Betriebszustand voraussetzen. Bei Heißdampfleitungen wird jedoch vielfach der Anwärmevorgang absolut unregelmäßig erfolgen, wenn es sich um die Zuschaltung von Kesseln handelt. Vgl. Abb. 15¹.

Der Rechnungsgang.

Die vorstehend geschilderten Verhältnisse zeigen deutlich, daß man zwar den Berechnungsgang auf dem regelmäßigen Anwärme- und Auskühlvorgang aufbauen, d. h. die möglichen Betriebswillkürlichkeiten bis zu einem gewissen Grade außer acht lassen wird, daß man sich dabei aber einer entsprechenden Näherungsrechnung bedienen und Mittelwerte für eine Reihe von Variablen einführen kann. Ergänzende Versuche, vor allem zur besseren Differenzierung der Betriebs-

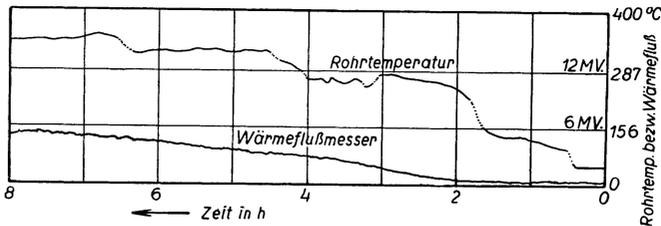


Abb. 15. Inbetriebnahme einer Heißdampfleitung.

verhältnisse, sind zum weiteren Ausbau des Rechnungsganges selbstverständlich wünschenswert. So ist nachstehend zwar der Einfluß des Raumgewichts und der Wärmeleitzahl auf die Größe der in der Isolierung gespeicherten Wärme berücksichtigt, der prozentuale Betrag jedoch, der hiervon in den Betriebspausen verloren geht, ist für alle

¹ Die technischen Daten sind:

- Rohrdurchmesser 225/241 mm,
- Wärmeleitzahl 0,09 kcal/m h °C,
- Raumgewicht 300 kg/m³,
- Isolierstärke 85 mm,
- Wärmeträger Heißdampf,
- Dampftemperatur 370° C.

Isoliermaterialien nur mit einem durchschnittlichen Wert angegeben. Ferner sind hinsichtlich des Bewegungszustandes der Luft die Verhältnisse eines ruhigen Innenraumes zugrunde gelegt. Die Verschiedenheiten im Anwärmvorgang bei Heiß- und Sattdampf (Wärmeübergangszahl), die allerdings bei isolierten Rohrleitungen ohne merkliche wirtschaftliche Auswirkungen sind, wurden ebenfalls vernachlässigt. Schließlich ist der Grad der Auskühlung in Prozent der anfänglichen Temperaturdifferenz zwischen Rohr und Luft als unabhängig von dieser betrachtet.

Die folgenden Versuchswerte wurden an einem eigens aufgebauten Probestand mit Sattdampf an Rohren verschiedenen Durchmessers gewonnen, deren Abmessungen den Normen des Vereins deutscher Ingenieure für Dampf von hoher Spannung 1912 entsprachen. Als Isolierung wurde ein Material mittlerer Qualität (Raumgewicht 570 bis 600 kg/m³, Wärmezahl 0,1 bis 0,11 kcal/m h °C) verwendet. Vergleichsmessungen im Betrieb zeigen, daß innerhalb der möglichen Genauigkeit des Rechnungsganges die auf diese Weise gewonnenen Werte vorerst durchaus allgemein benutzt werden können und auch auf Heißdampf zu übertragen sind.

Der Anwärmvorgang. Für die Berechnung des Wärmeaufwandes bei Rohrleitungen im Anheizvorgang interessiert nicht die zur Anwärmung des Rohres und der Isolierung dem Wärmeträger entzogene Wärme, welche ja erst bei der Auskühlperiode als Verlust anzusetzen ist, sondern nur die unmittelbaren Wärmeverluste an die Umgebung.

Abb. 16 zeigt den typischen Verlauf dieser Wärmeverluste bei einem isolierten Rohr in ihrer Abhängigkeit von der Zeit. Je nach der Isolierstärke beträgt die Zeit z , die bis zur praktischen Erreichung des Gleichgewichtszustandes verstreicht, etwa 2 bis 8 Stunden. Für die Berechnung zeigt es sich nun als zweckmäßig, an Stelle des wirklichen Anstieges der Wärmeverluste von 0 bis auf ihren Betrag im Dauerzustand (ausgezogene Kurve) einen solchen sprunghafter Art, aber gleichen Wärmeverlustes einzuführen (punktirierte Linie). Man kann dann die Berechnung des

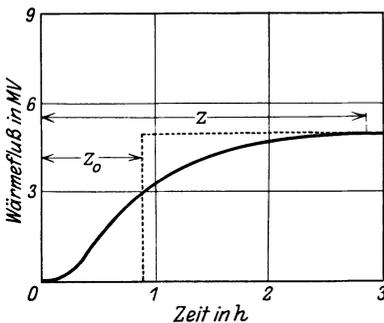


Abb. 16. Wärmeverluste beim Anwärmen nach völliger Auskühlung.

Wärmeverluste an die Umgebung während der ganzen Betriebszeit der Leitung in der Weise vornehmen, daß man die Wärmeverluste einfach für den Dauerzustand in bekannter Weise berechnet, sie aber

nur während der um die Zeit z_0 verminderten Betriebszeit ansetzt¹.

Besitzt die Leitung bei Inbetriebnahme noch eine gewisse Restspeicherwärme, ist also die vorhergehende Auskühlzeit nicht, wie in Abb. 16 vorausgesetzt, lang genug, um das Rohr hinreichend auf die Temperatur der Umgebung abzukühlen, so ist nach Abb. 17 zu verfahren, nach der für die Zeit z_0 der Anfangswärmeverlust q_0 einzuführen ist. Die Berechnung von q_0 läßt sich genügend genau in einfachster Weise aus dem Wärmeverlust q im Dauerzustand ermitteln, proportional dem Verhältnis der zugehörigen Temperaturdifferenzen zwischen Rohr und Luft.

Die Einführung der Zeit z_0 in den Rechnungsgang unter evtl. Berücksichtigung des Anfangswärmeverlustes q_0 hat auch den großen Vorteil, daß man sie als unabhängig von dem Grade der vorhergehenden Auskühlung, d. h. von der Länge der Betriebspause betrachten kann, wie

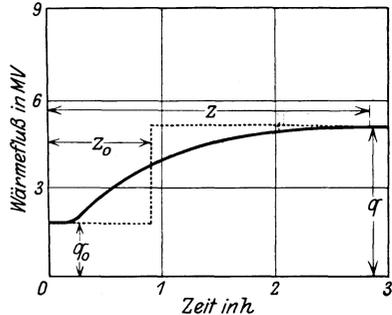


Abb. 17. Wärmeverlust beim Anwärmen nach unvollkommener Auskühlung.

Versuche ergaben. Selbst Unterschiede von 10 Minuten bei 50 mm Isolierstärke und von 20 Minuten bei 100 mm, die schon als extreme Unsicherheiten betrachtet werden müssen, würden bei 10stündiger Arbeitszeit den Betriebsaufwand nur um 1,9% bzw. 4% verschieben und ganz ohne Einfluß auf die Bemessung der zweckmäßigsten Isolierstärke sein.

Die Versuche an dem Probestand ergaben ferner, daß die Zeit z_0 bei gleichen Isolierstärken auch nahezu unabhängig vom Rohrdurchmesser ist. Man kann setzen²:

$$\begin{aligned} \text{Isolierstärke } 50 \text{ mm} \dots z_0 &= 50 \text{ min} = 0,83 \text{ h,} \\ 100 \text{ mm} \dots z_0 &= 2 \text{ h } 40 \text{ min} = 2,67 \text{ h.} \end{aligned}$$

Kontrollmessungen in der Praxis an Heißdampf ergaben:

Zahlentafel 1. Anwärmerversuche in der Praxis.

Rohr- durch- messer in mm	Tempera- tur des Dampfes in °C	Wärmeleit- zahl der Iso- lierung in kcal/m h °C	Raumgewicht der Isolierung in kg/m ³	Vorher- gehende Auskühl- zeit in h	Isolier- stärke in mm	z_0
225/241	360	0,086	330	9	86	2 h 20 min
180/191	300	0,075	330	5,5	90	2 h 5 min

¹ Der Wärmeverlust ist in Abb. 16 und 17 als Wärmefluß in Millivolt aufgetragen, entsprechend seiner Feststellung in der Originalarbeit des Verfassers (Lit.-Nachw. Nr. 55) mit dem Wärmeflußmesser nach E. Schmidt.

² Vgl. S. 162 Zahlentafel 43, die durch Interpolation für verschiedene Isolierstärken die Zeit z_0 angibt.

Trotz des anderen Wärmeträgers und trotz Isoliermaterialien mit nicht unerheblich anderen Materialkonstanten sind diese Betriebswerte in guter Übereinstimmung mit obenstehenden Mittelwerten; denn letztere würden durch Interpolation etwa 2 h 4 min bzw. 2 h 12 min ergeben.

Der Auskühlvorgang. Zur Berechnung des Auskühlverlustes isolierter Rohrleitungen geht man am besten von der Resttemperatur der Rohrleitung nach der Betriebspause aus. Man kann dabei in erster Annäherung annehmen, daß die am Schlusse der Auskühlperiode noch vorhandene Restspeicherwärme sich nach den Formeln für die Speicherwärme im Dauerzustand (vgl. Abschnitt 6, 28 u. 29) berechnen läßt unter Einsetzung eben dieser noch vorhandenen Rohrtemperatur. In Wirklichkeit ist natürlich das Gesetz der Temperaturverteilung in der Isolierung und damit die Speicherwärme während der Auskühlung anders als für den Gleichgewichtszustand der Wärmeströmung. Aber auch hier haben die Versuche gezeigt, daß die unvermeidlichen Unterschiede, welche durch die Verschiedenheiten der Luftbewegung an der Oberflächentemperatur und dadurch an der aufgespeicherten Wärme hervorgebracht werden können, eine größere Unsicherheit in die Berechnung hineinbringen als die hierdurch bedingten Fehler.

Da die hiernach berechneten Speicherwärmen nahezu proportional der Temperaturdifferenz zwischen Rohr und Luft sind (vgl. Zahlentafel 42 auf S. 160) und man die Speicherwärme im Betriebszustand ohnedies berechnen muß, so kann man aus der letzteren in einfacher Weise die Restspeicherwärme nach der Betriebspause proportional den zugehörigen Temperaturdifferenzen ermitteln.

Die Untersuchungen der Resttemperatur nach verschiedenen Auskühlzeiten auf dem Versuchsstand ergaben eine deutliche Sprunghaftigkeit hinsichtlich der Abhängigkeit vom Rohrdurchmesser. Die Ursache hierfür ist offenbar in der ebenfalls sprunghaften Zunahme der Rohrwandstärke mit dem Rohrdurchmesser zu suchen. Da auch andere Faktoren (schwankende Lufttemperaturen, seitliche Wärmeableitung in den Metallwandungen usw.) sowohl bei den Versuchen als in der Wirklichkeit Unregelmäßigkeiten bedingen, so sind die Versuchsergebnisse in der nachstehenden Zahlentafel auf Werte abgerundet, die ihren allgemeinen Charakter erkennen lassen¹.

Selbstverständlich gelten diese Auskühlzeiten nur für Wärmeträger in Dampf- oder Gasform. Bei Heißwasserleitungen müßte die bei Stilllegung des Betriebes in den Leitungen verbleibende Wassermenge berücksichtigt werden. Heißwasserleitungen mit täglich unterbrochener Betriebsweise spielen jedoch schon nach Abmessung und

¹ Für verschiedene Isolierstärken ist auf S. 163 hieraus eine Tafel interpoliert.

Zahlentafel 2.
Durchschnittswerte für die Auskühlung von Rohrleitungen.

Lichter Rohrdurchmesser in mm	Resttemperaturdifferenz des Rohres in % bei einer Isolierstärke von								
	50 mm nach				100 mm nach				
	4	8	12	16 h	4	8	12	16	24 h
17— 40	20	5	2	1	35	15	9	6	3
40—160	30	12	6	3	45	25	15	10	5
180—400	45	22	12	6	60	40	29	22	12

Temperatur in der Industrie nur eine untergeordnete Rolle und die für sie in Betracht kommenden geringen Isolierstärken ermöglichen an sich schon kaum eine Differenzierung unter Berücksichtigung des Anwärmens und Abkühlens. Gegebenenfalls wird man bei größeren Rohrleitungen, also dort, wo die Unterschiede tatsächlich ins Gewicht fallen, durch besondere Betriebsmaßnahmen wenigstens einen Teil der großen Speicherwärme des Wassers noch nutzbar machen.

Auch zu vorstehender Tabelle seien noch zwei Versuche aus der Praxis an überhitztem Dampf mitgeteilt, die ebenfalls in sinngemäßer Übereinstimmung mit den gefundenen Werten sind.

Zahlentafel 3. Auskühlungsversuche in der Praxis.

Anfangstemperatur	ca. 360° C
Lufttemperatur	ca. 35° C
Wärmeleitzahl in der Isolierung	0,09 kcal/m h °C
Raumgewicht der Isolierung	330 kg/m ³

Rohr- durchmesser in mm	Isolierstärke in mm	Restliche Übertemperatur des Rohres in % der Anfangstemperaturdifferenz nach einer Auskühl- zeit von				
		4	8	12	16	24 h
225/241	85	50	30	20	14	9
300/316	110	58	38	26	18	11

Durch die im Vorstehenden zusammengefaßten Versuchsergebnisse ist die Berechnung der aufzuwendenden Wärmemengen bei unterbrochener Betriebsweise gegeben. Sie wird des näheren in Teil II, Abschnitt C gezeigt.

6. Berechnung der Speicherwärme.

Die Berechnung der im Dauerzustand im isolierten Objekt und in der Isolierung aufgespeicherten Wärmemenge ist maßgebend für die Auskühlungsverluste nach Stilllegen des Betriebes, wie im vorigen Abschnitt gezeigt wurde. Ist die Betriebspause genügend lang, so geht die ganze im Betrieb gespeicherte Wärmemenge an die Umgebung

verloren und ist beim Anheizvorgang aufs neue aufzubringen. Sie stellt daher das Maximum der möglichen Wärmeverluste in den Betriebspausen dar, vorausgesetzt natürlich, daß während der Pause nicht etwa auch noch eine gewisse neue Wärmezufuhr zum Objekt erfolgt (vgl. S. 35).

Nachstehend sind die Berechnungsformeln der im Dauerzustand aufgespeicherten Wärmemengen zusammengestellt. Dabei kann von der Speicherwärme des Wärmeträgers abgesehen werden, da sie bei Gasen und Dämpfen unerheblich ist, bei Wasser leicht in bekannter Weise berechnet werden kann¹.

a) In einer ebenen oder schwach gekrümmten Wand aufgespeicherte Wärme. In der Behälterwand gespeicherte Wärme. Für Behälterwandungen kommen fast ausschließlich Metalle in Frage, deren Wärmeleitfähigkeit so groß ist, daß die Temperatur in allen Teilen der Wandungen als gleich betrachtet werden kann. Die in 1 m^2 aufgespeicherte Wärme schreibt sich daher:

$$W_w = R_w \cdot c_w \cdot s_w \cdot (t_i - t_2). \quad (51)$$

Darin ist:

W_w = die pro 1 m^2 in der Wandung aufgespeicherte Wärme in kcal/m^2 ,

R_w = das Raumgewicht des Wandungsmaterials in kg/m^3 ,

c_w = seine mittlere spezifische Wärme zwischen den Temperaturen t_i und t_2 in $\text{kcal/kg } ^\circ\text{C}$,

s_w = die Dicke der Behälterwand in m,

t_i = die Temperatur der Behälterwand (meist angenähert gleich der Temperatur t_1 des Wärmeträgers) in $^\circ\text{C}$,

t_2 = die Lufttemperatur in $^\circ\text{C}$.

Die spezifische Wärme der wichtigsten Metalle vergleiche im Anhang, Zahlentafel 73.

In der Isolierung gespeicherte Wärme. Das Temperaturgefälle in einer ebenen Isolierung ist nach Seite 22 linear, und die in 1 m^2 Isolierung aufgespeicherte Wärme berechnet sich daher wie folgt:

$$W = R \cdot c \cdot s \cdot \left(\frac{t_i + t_a}{2} - t_2 \right). \quad (52)$$

Darin ist:

W = die pro 1 m^2 Fläche in der Isolierung aufgespeicherte Wärme in kcal/m^2 ,

¹ Eine erhebliche Rolle spielt die im Wasser gespeicherte Wärme vor allem bei der Frage des Einfrierens von Wasserleitungen im Winter. (Vgl. Abschn. 35, S. 178.)

- R = das Raumgewicht der Isolierung in kg/m^3 ,
 c = deren mittlere spezifische Wärme zwischen den Temperaturen t_i bzw. t_a und t_2 in $\text{kcal/kg } ^\circ\text{C}$,
 s = die Stärke der Isolierung in m,
 t_a = die Oberflächentemperatur auf der Isolierung in $^\circ\text{C}$.

Dabei ist eine Isolierschicht aus einem homogenen Material vorausgesetzt. Besteht die Isolierung aus mehreren, im Sinne des Wärmestromes hintereinander liegenden Schichten, so sind nach Abschnitt 4e, S. 22, die Temperaturen auf den beiden Oberflächen der einzelnen Schichten zu berechnen und für jede Schicht ist dann vorstehende Gleichung (52) anzuwenden.

Gleichungen (51) und (52) lassen sich natürlich auch mit genügender Genauigkeit auf schwach gekrümmte Objekte (zylindrische Behälter, Kessel usw. mit großen Durchmessern) anwenden.

b) In einer zylindrischen Wand aufgespeicherte Wärme. In der Rohrwand gespeicherte Wärme. Die Speicherwärme pro lfd. m Rohr schreibt sich in bekannter Weise

$$w_w = R_w \cdot c_w \cdot \frac{\pi}{4} (d_i^2 - d_i'^2) \cdot (t_i - t_2). \quad (53)$$

Darin bedeutet außer den schon eingeführten Bezeichnungen:

w_w = die im Rohr pro 1 m Länge aufgespeicherte Wärme in kcal/m ,

d_i' = der lichte Durchmesser des Rohres in m,

d_i = der äußere Durchmesser des Rohres = dem inneren Durchmesser der Isolierung in m.

In der Rohrisolierung gespeicherte Wärme. Im allgemeinen pflegt man die in einer Rohrisolierung gespeicherte Wärme angenähert in der Weise zu berechnen, daß man die mittlere Temperatur der Isolierung gleich dem arithmetischen Mittel der beiden Oberflächentemperaturen für den ganzen Querschnitt einführt. Man erhält hierdurch jedoch nicht unwesentlich zu große Werte, da die Zonen, welche eine niedrigere Temperatur als die mittlere Temperatur besitzen, wesentlich größere Massen umfassen, als die Zonen mit höheren Temperaturen.

Der Fehler ist z. B.:

Zahlentafel 4.

Äußerer Rohrdurchmesser in mm	Isolierstärke in mm	Fehler in %
50	50	34,7
	100	67,0
400	50	5,6
	100	12,1

Die genaue Formel der in einer zylindrischen Isolierschicht gespeicherten Wärme lautet¹:

$$w = R \cdot c \cdot \left[\pi \cdot (r_a^2 - r_i^2) \cdot (t_a - t_2) + \pi \left(\frac{r_a^2 - r_i^2}{2 \cdot \ln \frac{r_a}{r_i}} - r_i^2 \right) \cdot (t_i - t_a) \right] \quad (54)$$

Darin ist außer den schon eingeführten Bezeichnungen:

- 2 · r_i = der äußere Rohrdurchmesser in m,
- 2 · r_a = der äußere Durchmesser der Isolierung in m,
- ln = der natürliche Logarithmus.

Streng genommen ist die Wärmeleitzahl der Isolierung wegen ihrer Temperaturabhängigkeit nicht, wie hier vorausgesetzt, für alle Stellen der Isolierung gleich. Der Fehler ist jedoch zu vernachlässigen, wenn

man die Wärmeleitzahlen für die mittlere Temperatur in der Isolierung einführt, wobei man sich mit dem arithmetischen Mittel der inneren und äußeren Oberflächentemperatur begnügen kann, auf das sich ja auch die experimentellen Feststellungen der wissenschaftlichen Institute zu beziehen pflegen.

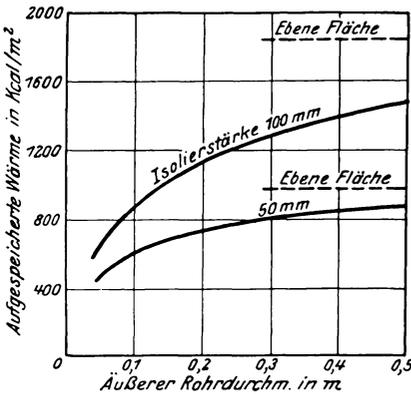


Abb. 18. Abhängigkeit der Speicherwärme der Isolierung vom Rohrdurchmesser.

Zur besseren Einsicht in die Zusammenhänge ist in Abb. 18 die pro 1 m² äußerer Oberfläche in der Isolierung aufgespeicherte Wärme in Abhängigkeit vom Rohr-

durchmesser gezeichnet. Die Annahmen der Abbildung sind:

- Wärmeleitzahl 0,09 kcal/m h °C
- Raumgewicht 540 kg/m³
- Übertemperatur des Rohres 300° C
- Spezifische Wärme der Isolierung 0,21

Es ergeben sich Kurven, die, vom Nullpunkt ausgehend, sich mit zunehmendem Durchmesser asymptotisch den für ebene Flächen gültigen Werten nähern.

Erwähnenswert ist, daß zwar meist, aber nicht immer, die unmittelbar an das Rohr grenzende Zone das Maximum der aufgespeicherten Wärme besitzt. Abb. 19, die für die gleichen Verhältnisse wie die vorstehende Abbildung berechnet ist, gibt ein Beispiel dafür, daß sich dieses Maximum je nach Rohrdurchmesser und Isolierstärke auch

¹ Vgl. I. S. Cammerer: Lit.-Nachw. 75, Heft 2, 1924.

in weiter außenliegenden Zonen einstellen kann¹. Die rechnerische Ermittlung des Maximums läßt sich in bekannter Weise aus Gleichung (32), S. 24, für die Temperaturverteilung in einer zylindrischen Isolierschicht ableiten, wobei sich ergibt:

$$\ln y = \frac{t_a - t_2}{t_i - t_a} \cdot \ln \frac{r_a}{r_i} + \ln r_a - 1. \tag{55}$$

Hierin bezeichnet:

y = den Abstand des Maximums von der Rohrachse.

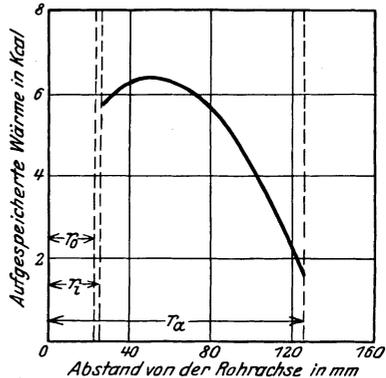


Abb. 19. Verteilung der Speicherwärme über den Querschnitt einer Isolierung.

B. Die Isoliermaterialien und ihre Eigenschaften.

7. Rohstoffe.

Nach ihren Grundstoffen lassen sich die Isoliermaterialien, geordnet nach ihrer allgemeinen Bedeutung, etwa in folgender Weise aufführen:

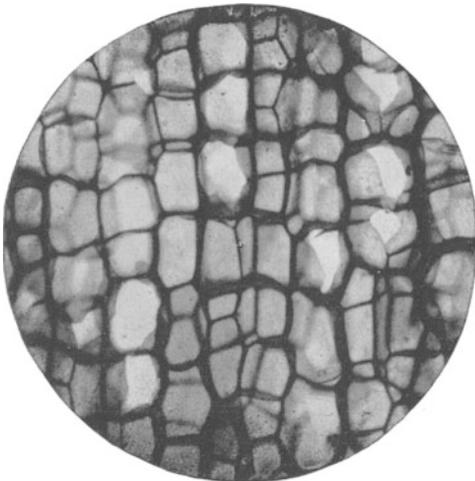


Abb. 20. Kork, Längsschnitt 160 ×.

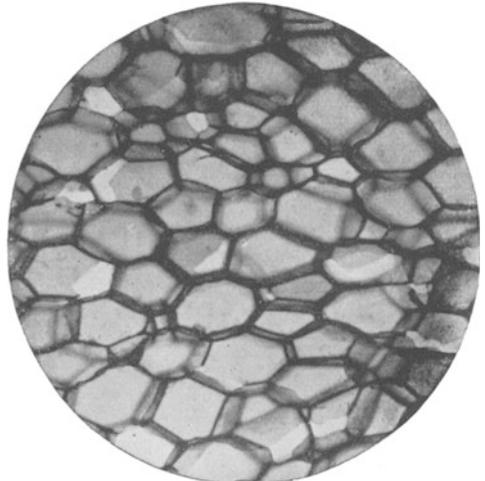


Abb. 21. Kork, Querschnitt 160 ×.

Organische Materialien: Kork, Torf, Seidenabfälle, Pflanzenfaser, Filz, Haare, Holz, Sägespäne, Stroh, Baumwolle, Papiermasse usw.

¹ Der Ordinatenmaßstab der Abbildung bezieht sich auf Schichten von je 1 mm Stärke.

Anorganische Materialien: Kieselgur, Magnesiumcarbonat, Asbest, Schlackenwolle, Glaswolle, Gips, Zement, Gichtstaub, Si-Stoff, Asche, Bims, Schlacke usw.

Von besonderem Interesse sind durch ihre natürliche poröse Struktur Kork und Kieselgur.

Abb. 20 und 21 zeigt das Zellengefüge von Kork im Längs- und Querschnitt, Abb. 22 und 23 typische Mikrophotographien von Kieselalgen (Diatomeen) in starker Vergrößerung¹.

Vielfach finden sich zur Erzielung besonderer Eigenschaften Mischungen aus verschiedenen Stoffen oder Kombinationen von Schichten aus verschiedenen Materialien.

Als Grundsatz hat zu gelten, daß es nicht richtig ist, wenn von seiten des Abnehmers, abgesehen von der allgemeinen Festlegung des

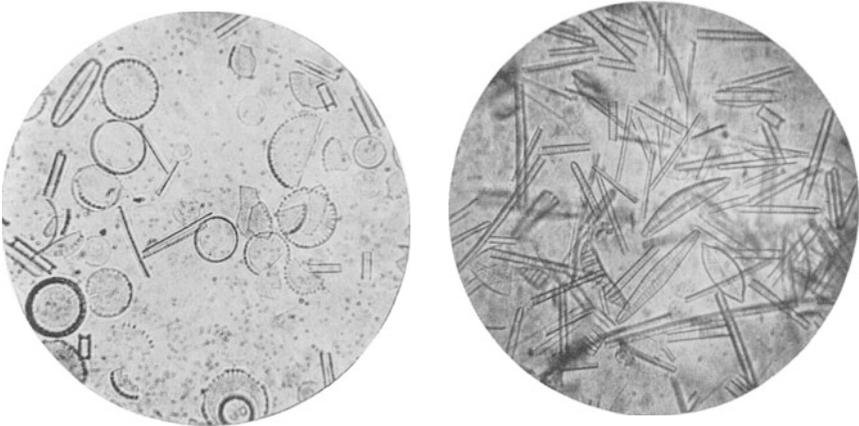


Abb. 22. Kieselgur (aus Klieken, Anhalt) 420 \times . Abb. 23. Kieselgur (Neu-Ohe b. Unterlüß) 420 \times .

Hauptrohstoffes, irgendwelche Bestimmungen hinsichtlich der Zusammensetzung der Materialien im einzelnen getroffen werden. Die genaue Zusammensetzung wird von den Lieferfirmen nicht nur mit mehr oder weniger Berechtigung als Fabrikationsgeheimnis behandelt, sondern sie ist auch, wenn die technischen Eigenschaften des Materials in entsprechenden Garantiebedingungen einwandfrei festgelegt sind (vgl. S. 251), völlig gleichgültig, ja gibt nicht einmal eine Gewähr für die Leistung des Materials.

8. Konstruktiver Aufbau der Isolierungen.

Die Methoden, nach denen Isolierungen auf den zu schützenden Gegenstand aufgebracht werden, können sehr verschieden sein und

¹ Freundlichst überlassen von den Vereinigten Deutschen Kieselgurwerken, Hannover.

seien kurz besprochen. Bemerkte sei, daß die nachstehend beigefügten Hinweise auf Vor- und Nachteile sich lediglich auf rein praktische Gesichtspunkte beziehen und nur zu einer allgemeinen Orientierung dienen. Derartige Angaben können natürlich besonders bei neuartigen Verfahren eine Erprobung im eigenen Betrieb, für die ja kleinere Ausführungen genügen, nicht ersetzen, um die Eignung für die jeweiligen besonderen Verhältnisse festzustellen. Über die selbstverständlich in erster Linie zu treffende Auswahl nach technischer Leistung und wirtschaftlichen Vorteilen vgl. S. 250.

Plastische Wärmeschutzmassen. Wärmeschutzmassen werden in pulverförmigem Zustande angeliefert, bei Gebrauch mit Wasser angerührt und schichtweise auf das zu isolierende Objekt aufgetragen. Letzteres muß während der Montage angewärmt sein, um vor Auftragen einer neuen Schicht die vorhergehende etwas austrocknen zu lassen.

Vorteile: Unabhängigkeit von den Abmessungen des Objekts, daher einfachste Fabrikation, Lagerhaltung und Bestellung.

Nachteile: Anwärmen des Objekts (Neuanlage!), Abhängigkeit von der Güte des Monteurs, noch ungeklärte Einflüsse der Art der Auftragung, der Trocknungsgeschwindigkeit und der Größe des Wasserzusatzes.

Besonders in früheren Jahren wurden vielfach Kombinationen von zwei Wärmeschutzmassen verwendet, „Unterstrich“ aus hitzebeständiger Masse und „Nachstrich“ aus besser isolierender oder billigerer, aber weniger hitzebeständiger Masse. Unterstriche aus Masse werden auch bei Benutzung organischer Materialien für Temperaturen oberhalb 100°C verwendet (vgl. aber Abschn. 36 c, S. 197).

Fertige Formstücke. Das Isoliermaterial wird in fertigen Formstücken (Schalen, Platten, Steine, Segmente usw.) hergestellt und mit Hilfe einer geeigneten Ansatzmasse nach Art eines Mauerwerkes auf das zu isolierende Objekt aufgebracht. Die bekanntesten Materialien sind Formstücke aus Kieselgur (gebrannt und ungebrannt), Magnesiumcarbonat, Kork und Torf. Neuere Erfindungen sind: Lambda-Material¹ und Zellenbeton².

Für sehr hohe Temperaturen unersetzlich ist gebranntes Kieselgurmaterial, das durch Brennen eines Gemisches von Kieselgur und Ton bei 1000°C hergestellt wird unter Zuhilfenahme von organischen Porenbildnern, wie Korkschor, Torf, Sägespäne. Von besonderer Bedeutung ist ferner Korkmaterial, das aus Korkschor (natürlich oder aufbereitet,

¹ Hersteller: Rheinhold & Co., Berlin SW 61.

² Hersteller: Christiani & Nielsen, Hamburg 5. Zellenbeton wird durch Mischen von Schaum mit Beton erzeugt. Für das Bauwesen ist auch die Porenerzeugung durch Zersetzung feiner Metallpulver (Gasbeton, Aerokret) von Wichtigkeit geworden.

z. B. expandiert) mit einem Bindemittel (Ton, Leim usw. für Wärmeschutzzwecke, Pech für Kälteschutzzwecke) durch Pressung in Formen hergestellt wird. Abb. 24 zeigt das Gefüge eines hochporös gebrannten Kieselgursteines in natürlicher Größe (ähnlich ist das Gefüge von

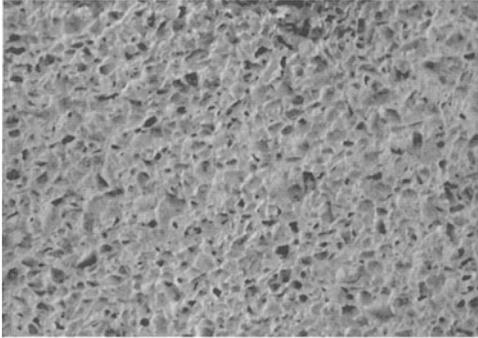


Abb. 24. Hochporösgebrannter Kieselgurstein (nat. Gr.).

Zellenbeton), Abb. 25 einen Korkstein in dreifacher Vergrößerung, Abb. 26 ein mikroskopisches Bild des Gefüges von Lambda-Material (Kristallnadeln).

Vorteile: Fabrikationsmäßige Herstellung, daher gute Gleichmäßigkeit des Isoliereffektes, Wiederverwendbarkeit bei Reparaturen, Montage auch bei kalter Anlage.

Nachteile: Notwendigkeit abgepaßter Formstücke.

Isoliermaterial in Form von Matten, Schläuchen, Zöpfen. In diesen Formen werden vor allem faserige Materialien verarbeitet, z. B. Asbest, Glaswolle, Seidenabfälle usw. In Schläuchen

aus Jute oder Asbestfasern wird auch Korkschat oder pulverförmige Kieselgur eingefüllt.

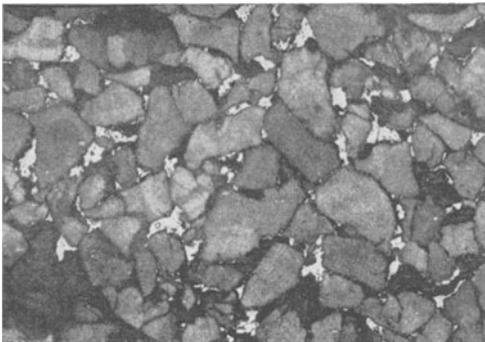


Abb. 25. Korkplatte 3 ×.

Vorteile: Unabhängigkeit von den Abmessungen des Objekts, leichte Abnehmbarkeit und Wiederverwendbarkeit, Aufbringung im kalten Zustand, Verwendbarkeit für komplizierte Formen.

Nachteile: Verhältnismäßig hoher Preis, bei Asbesthohe Wärmeleitzahl.

Lose geschüttete oder gestopfte Stoffe. Ursprünglich wurden lose geschüttete Stoffe, wie z. B. Korkschat, Torfmull, Kieselgur Magnesia, Schlacke usw., auch gemischt mit faserigen Materialien¹, nur in beschränktem Umfang als Hinterfüllung von Mauern, Schüt-

¹ Natürlich werden auch faserige Materialien allein zum Ausstopfen von Hohlräumen benutzt, wie Schlackenwolle, Glaswolle, Asbest.

tungen auf Decken usw. verwendet. Neuerdings sind sog. „Trockenstopfverfahren“, z. B. das Prioform-Verfahren¹ ausgebildet worden, mit denen auch Rohrleitungen, Kessel und Behälter isoliert werden können. Derartige Isolierungen erhalten Abstützungsglieder (ringförmige Bügel in etwa $\frac{1}{2}$ m Abstand bei Rohren, Gestelle aus Rabitz-eisen bei Behältern), die das tragende Gerippe der Konstruktion darstellen. Dazwischen wird das lose Material eingestopft. Das Ganze wird von einem Hartmantel (gipsartige Masse mit Rabitzgewebe oder Blechmantel) umschlossen.

Vorteile: Günstige Wärmeleitahlen und Raumgewichte, Aufbringung im kalten Zustand.

Nachteile: Verhältnismäßig komplizierter Aufbau, Abhängigkeit des technischen Effektes von sorgfältiger Montage, unständliche Reparaturen.



Abb. 26. Lambda-Material 150 ×.

Sämtliche Isolierkonstruktionen erhalten noch einen äußeren Oberflächenschutz je nach den Betriebsverhältnissen. In Innenräumen versieht man die Isolierung meist mit einer Tonabglättung (im Schiffsbau, bei Kälteleitungen und Isolierschnüren statt dessen Gipsabglättung), einer Bandagierung mit Nessel, Jute oder Drahtgaze. Meist erhalten die Leitungen noch einen Lackanstrich mit farbigen Bezeichnungen für die Art des fortgeleiteten Mediums². Im Freien wird der Anstrich und vielfach auch die Bandagierung fortgelassen, da als Wetterschutz ohnehin Dachpappe (am besten teerfreie) herumgelegt werden muß. Auf Braunkohlengruben findet man mit Rücksicht auf leichte Entfernung explosionsgefährlichen Staubes vielfach Blechmäntel, die auch sonst manchmal wegen des schönen und haltbaren Äußeren gewählt werden, jedoch normalerweise zu teuer sind.

¹ Hersteller: Deutsche Prioform-Werke, Köln a. Rh.

² Nach Normblatt DIN 2403 „Kennfarben für Rohrleitungen“ wurden als Grundfarben festgelegt:

Dampf	rot	Lauge	lila
Wasser	grün	Öl	braun
Luft	blau	Teer	schwarz
Gas	gelb	Vakuum	grau
Säure	orange		

Die weitere Unterteilung für die verschiedenen Arten der Leitungsinhalte geschieht durch farbige Querbänder.

9. Allgemeine Eigenschaften von Isoliermitteln.

Zu den vorstehend dargelegten praktischen Besonderheiten der verschiedenen Isoliermittel treten außer den wärmeschutztechnischen Materialkonstanten, die in Abschnitt 16 bis 20 behandelt werden sollen, noch eine Reihe allgemeiner Eigenschaften, die von einem einwandfreien Isoliermaterial gefordert werden müssen. Die wichtigsten sind:

- mechanische Festigkeit,
- Volumenbeständigkeit,
- Temperaturbeständigkeit,
- Bearbeitungsmöglichkeit,
- Unschädlichkeit für das zu isolierende Objekt,
- Unempfindlichkeit gegen atmosphärische Einflüsse (Vermoderung, Schwinden).

Daneben müssen zuweilen je nach den Betriebsverhältnissen noch Sonderanforderungen gestellt werden, die zum Teil in einer Steigerung einer der vorstehenden Eigenschaften über das normale Maß hinaus bestehen:

- große Druckfestigkeit (z. B. bei Kesseleinmauerungen),
- Geruchsunschädlichkeit (z. B. bei Kühlräumen),
- hohe Temperaturbeständigkeit (z. B. bei überhitztem Dampf, metallurgischen Öfen),
- Unempfindlichkeit gegen Nässe (z. B. bei Leitungen im Erdreich), luft- und feuchtigkeitsdichter Abschluß der Poren (bei Kälteschutzmitteln).

Bemerkt sei noch, daß eine Wärmeschutzisolierung zwar eine gewisse Widerstandsfähigkeit gegen kurzzeitige Durchfeuchtung, wie sie im Betrieb vielfach vorkommt, haben muß, daß aber der eigentliche Wetterschutz stets durch eine besondere Oberflächenumhüllung vorzunehmen ist. Anders bei Kälteschutzmitteln, bei denen vorteilhaft kleine Porengruppen in sich feuchtigkeitsdicht abgeschlossen werden, wie bei den pechimprägnierten Korkmaterialien.

Die vorstehend genannten Eigenschaften bedürfen keiner weiteren Erklärung. Lediglich die Druckfestigkeit, besonders bei hohen Temperaturen, bedarf noch einiger Ausführungen.

Im allgemeinen dürfen an ein Isoliermaterial keine unnötigen Ansprüche hinsichtlich der Druckfestigkeit gestellt werden, da alle Maßnahmen, welche die Druckfestigkeit zu steigern geeignet sind, gleichzeitig die Wärmeleitfähigkeit erhöhen. Es genügt, wenn normale Betriebsbeanspruchungen, wie z. B. zeitweises Betreten, Anlehnen einer Leiter usw., die Haltbarkeit der Isolierung nicht schädigen. Hierzu ist etwa eine Druckfestigkeit von 3 bis 4 kg/cm² ausreichend. Bei Verteilung der meist auf kleine Flächen treffenden Beanspruchung

auf größere Flächen mit Hilfe eines äußeren Hartmantels kann die Struktur des eigentlichen Isoliermaterials noch loser gestaltet und damit gesteigerte Isolierwirkung erreicht werden.

Bei sehr großen Ansprüchen an Druckfestigkeit, besonders bei hohen Temperaturen, kommt ausschließlich gebranntes Kieselgurmaterial in Frage, das in verschiedenen Festigkeitsgraden (mit entsprechend höherer Wärmeleitfähigkeit!) bis etwa zu ca. 50 kg/cm^2 hergestellt wird. Auch hier sei grundsätzlich betont, daß die Wahl des Rohstoffes völlig der Lieferfirma überlassen werden kann. Durch geeignete Mischung und Verarbeitung läßt sich mit den verschiedensten Kieselgursorten ein erstklassiges Material herstellen¹.

Die Druckfestigkeit gebrannter Kieselgursteine schwankt auch bei sorgfältiger Fabrikation für ein und dasselbe Material in erheblichen Grenzen, teils wegen der porösen Struktur, die niemals völlig gleichmäßig sein kann, teils weil der Brennprozeß der Steine zu gewissen Schwierigkeiten Anlaß gibt. Garantieangaben für verschiedene Druckfestigkeit müssen daher etwa wie folgt lauten:

$$\begin{aligned} &5-8 \text{ kg/cm}^2 \\ &12-20 \text{ kg/cm}^2 \\ &40-60 \text{ kg/cm}^2. \end{aligned}$$

Nachstehend seien einige Versuche aus einem Gutachten des Laboratoriums für technische Physik an der Technischen Hochschule in München wiedergegeben, welche zunächst die Abhängigkeit der Druckfestigkeit von der Temperatur zeigen².

Die Versuche zeigen, daß die Druckfestigkeit bei höheren Temperaturen recht erheblich zunimmt und daß etwa bis 900° noch dauernd die maximale Belastung zugelassen werden kann. Von 950° ab beginnt das Material plastisch zu werden und bei 1050 bzw. 1200° auch ohne Belastung in sich zusammenzusinken. Je nach dem Einbauverhältnis der Steine wird man aber trotzdem die Materialien bis zu 1000° Innentemperatur verwenden können, da ja das Temperaturgefälle in einem Isolierstein im allgemeinen sehr steil nach außen abfällt, so daß sich die plastische Zone nur in eine geringe Tiefe des Steines hineinerstreckt

¹ Angaben von Lieferfirmen, die auf Grund von besonderen Fundstätten ihrer Kieselgur eine allgemeine Überlegenheit ihrer Fabrikate beweisen wollen, sind nicht stichhaltig.

² Material I, II und III von der Firma Rheinhold & Co., Material IV ungenanntes Fabrikat. Die Versuche wurden an Probekörpern zylindrischer Form von ca. $26 \text{ mm } \varnothing$ und 28 mm Höhe vorgenommen. Die genannten Mittelwerte ergaben sich zum Teil aus vier, zum Teil aus zwei Versuchen. Eine Entnahme der Probe bei Material II aus der äußeren Seite, bzw. der Mitte der angefertigten Steine ergab keine wesentlichen Unterschiede, ein Zeichen eines gleichmäßigen Brandes mit langsamer Abkühlung. Anderenfalls treten Haarrisse auf, welche die Festigkeit stark herabsetzen.

Zahlentafel 5. Temperatur-Abhängigkeit der Druckfestigkeit gebrannter Kieselgursteine.

Temperatur in °C	Material I hochporös gebrannt, Raumgewicht 438 kg/m ³	Material II (hartgebrannt) Raumgewicht 789 kg/m ³
20	10,4	45,7
200	10,9	48,7
300	—	45,5
400	10,0	54,1
500	—	61,2
600	10,4	57,7
700	—	66,3
800	12,9	Druckf. durch die Apparatur nicht mehr meßbar
900	größer als 14,5	
950	—	{ Nach 1/2 h bei 50 kg/cm ² Höhenvermind. 1,7% " 1 h " 25 " " 1,8% " 1/2 h " 50 " " 16,5% " 1/2 h " 25 " " 9%
1000	{ Material geht bei 11,7 kg/cm ² Belastung langsam zus. Material geht ohne Belastung langsam zusammen	—
1050		—
1200	—	Material geht ohne Belastung zusammen

und der Druck, der auf dem Stein lastet, von den übrigen Partien aufgenommen werden kann.

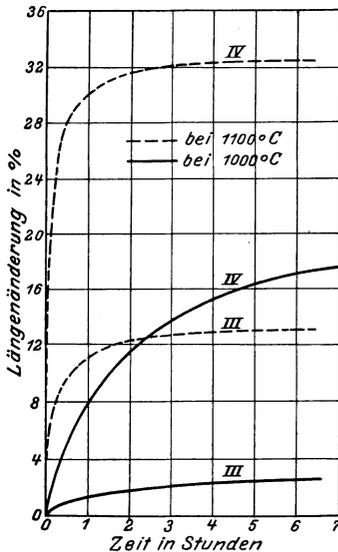


Abb. 27. Längenänderung gebrannter Isoliersteine bei hohen Temperaturen.

Daß natürlich zwischen verschiedenen Fabrikaten und Herstellungsrezepten erhebliche Unterschiede bestehen können, zeigt eine zweite Untersuchung des genannten Instituts, bei welchem das Verhalten gebrannten Materials unter einer Dauerbelastung von 1,5 kg/cm² bei hohen Temperaturen untersucht wurde. Material III war von ausgesprochen grobporöser Struktur, woraus sich seine bei fast gleichem Raumgewicht doppelt so große Festigkeit gegenüber Material I erklärt. Das gleiche gilt gegenüber Material IV. Im einzelnen war:

	Material III	Material IV
Raumgewicht in kg/m ³	487	512
Druckfestigkeit bei 20° C	22,1	13,3

Beide Materialien zeigten bei 900° auch nach fünfstündiger Versuchsdauer noch keine Volumenänderung. Die zeitliche Volumenänderung bei 1000 und 1100° C zeigt Abb. 27. Zu beachten ist dabei, daß bei

1000° C die Kurven beider Materialien im Nullpunkt beginnen bei 1100° C bei 1,8 bzw. 8,2%. Bei letzterer Temperatur war also bereits vor Belastung ein gewisses Zusammensinken der Steine eingetreten.

Die Abbildung zeigt im übrigen eine ausgesprochene Überlegenheit des Materials III, das bei 1100° sich noch günstiger verhält als Material IV bei 1000° C¹.

10. Die Ausführung von Isolierungen in Spezialfällen.

a) **Isolierung von Formstücken.** Die Isolierung von Flanschen, Ventilen und anderen Formstücken stellt eine Aufgabe dar, die um so weniger leicht eine völlig befriedigende Lösung findet, als neben der komplizierten Form der Objekte meist noch die betriebstechnische Forderung zu berücksichtigen ist, daß die Isolierung verhältnismäßig leicht abnehmbar und bequem wieder aufbringbar sein muß. Was im folgenden über die Isolierung von Flanschen gesagt wird, gilt in ähnlicher Weise auch für sonstige Formstücke, wie z. B. Ventile, Ausgleichstücke, Dampfmesser usw. Man kann etwa folgende vier Hauptausführungen unterscheiden:

1. Eine einfache und wärmetechnisch durchaus nicht schlechte Lösung ist die Isolierung der Flanschen mit Wärmeschutzmasse. Man kann dabei um die Flanschen einen Blechstreifen (mit oder ohne Asbestschnurdichtung), der unten ein Tropfröhrchen besitzt, legen, damit etwaige Flanschundichtigkeiten äußerlich sofort erkennbar werden und die Isolierung nicht allzusehr durch den entweichenden Wärmeträger geschädigt wird. Um ein Einrosten der Schrauben durch die anfänglich feuchte Wärmeschutzmasse zu verhindern, werden diese mit Holzwoollseilen (die im Betrieb dann verkohlen) oder mit Asbestschnüren umwickelt. Zeigt sich die Notwendigkeit, einen Flansch nachzudichten, so wird die Masse, die ja wenig kostet, heruntergeschlagen und durch eine neue ersetzt.

2. Ähnlich und wärmeschutztechnisch ebenso gut ist die Isolierung nach Abb. 28, wobei der Flansch mit Formstücken aus gebranntem Kieselgurmaterial bzw. bei niedrigen Temperaturen aus Kork isoliert wird. Bei den heute üblichen Isolierstärken ragt die Isolierung des glatten Rohres meist so weit über den Flanschdurchmesser hin-

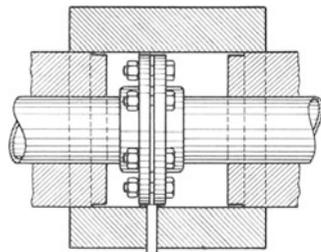


Abb. 28. Flanschisolierung mit Formstücken.

¹ Es kann dies auf die Rohstoffe zurückgeführt werden, es kann dies aber auch eine Folge der grobporösen Struktur des Materials III sein, das bei gleichen Luft-einschlüssen die festen Bestandteile in stärkeren Porenwänden vereinigt. Die damit verbundene Erhöhung der Wärmeleitfähigkeit (vgl. S. 84) kann hier in den Kauf genommen werden.

aus, daß man durch gerade segmentartige Formstücke den Flansch ohne weiteres überbrücken kann. Bei Reparaturen am Flansch können die Formstücke bei einiger Sorgfalt nach Abnahme wieder verwendet werden.

3. Die vorbeschriebene Isoliermethode setzt aber trotz aller Einfachheit der Wiedererneuerung einen einigermaßen sachkundigen Arbeiter

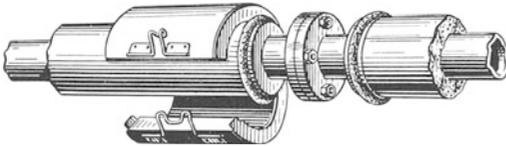


Abb. 29. Blech-Flanschkippen (auf die Seite geschoben).

voraus. Es sind deshalb die verschiedensten Konstruktionen von abnehmbaren Blechflanschkippen aufgetaucht, die im wesentlichen in einer doppelten Wandung aus Blech eine Isolierfüllung enthalten und aus zwei mit Scharnieren verbundenen Teilen bestehen, die nach Abb. 29 um den Flansch geklappt und mit irgendeinem geeigneten Verschuß verbunden werden. Zu beachten ist aber, daß die Kappen bei ihrer Abnahme leicht verbeult werden und dann schlecht abschließen, sodaß erhebliche Wärmeverluste durch Ventilation entstehen. Eine gewisse Abhilfe läßt sich durch Ausstopfen des Hohlraumes um den Flansch mit Schlackenwolle, Asbestfaser usw. und durch Unterlegen je einer seitlichen Asbestschnur um die Isolierung zur Abdichtung erzielen. Man kann aber sehr oft beobachten, daß derartige Flanschkippen nach ihrer Abnahme nicht mehr

in dieser Weise aufgebracht bzw. überhaupt fortgelassen werden, da im laufenden Betrieb hierzu nicht die notwendige Mühe aufgewendet wird. Den verhältnismäßig hohen Anlagekosten entspricht also der praktische Erfolg nicht immer.

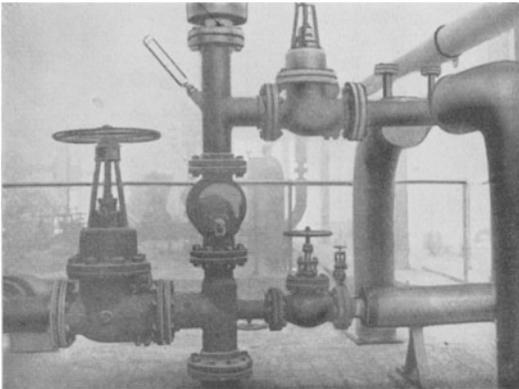


Abb. 30. Formstücke ohne Isolierung.

4. Vorzuziehen ist daher folgende einfachere Art der Isolierung mit Asbestmatratzen, die aus einer Umhüllung von Asbestgeweben, die mit Asbestfasern ausgestopft sind, bestehen. Durch starke Drahtaken am Rande der Asbestmatratzen können sie mit Bindedraht in einfacher Weise zu einem sehr dichten Anliegen um den Flansch ge-

bracht werden. Auch komplizierte Formstücke, wie dies Abb. 30 u. 31 zeigen, lassen sich auf diese Weise durchaus befriedigend isolieren. In staubigen Betrieben oder zur Erzielung eines hübscheren Äußeren kann um die Asbestmatratzen ein leicht abnehmbarer Blechmantel gelegt werden. Etwas komplizierter ist die Verwendung von Asbestschnüren an Stelle von Matratzen (Abbild. 32).

b) Die Isolierung von senkrechten, vibrierenden und geschweißten Leitungen. Auch an gewissen Stellen glatter Rohrleitungen werden besondere Ausführungsarten der normalen Isolierung notwendig. An senkrechten Objekten z. B. muß das Gewicht der Isolierung abgestützt werden, damit sie nicht im Betriebe, der ja niemals ganz erschütterungsfrei ist, herabrutscht. Stützt sich also die Isolierung nicht von selbst auf den Boden oder auf Konstruktionsteile auf, wie dies überall da nicht

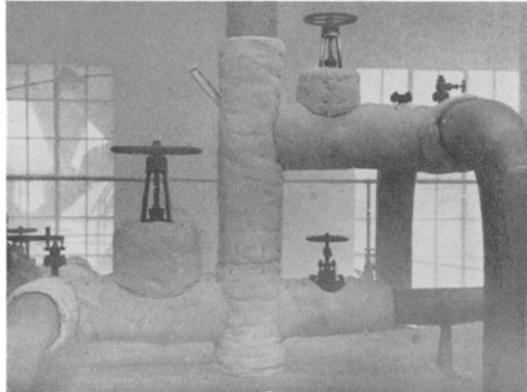


Abb. 31. Formstücke nach Isolierung mit Asbestmatratzen.

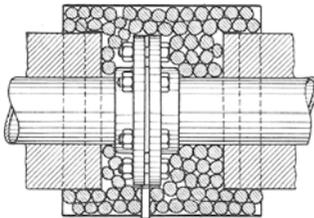


Abb. 32. Flanschisolierung mit Asbestschnüren.

der Fall sein kann, wo flanschenartige Verbindungen ein Absetzen der Isolierung notwendig machen, so müssen geeignete Unterstützungspunkte geschaffen werden, wie Abb. 33 für Rohre zeigt, wo Winkel aus Bandeisen mit Bindedraht am Rohr festgebunden werden, welche die Isolierung tragen. Bei größeren Ausmaßen sind noch zweiteilige Scheiben aus Blech auf die Winkel zu legen. In ähnlicher Weise kann es sich empfehlen, bei vibrierenden Rohren in die

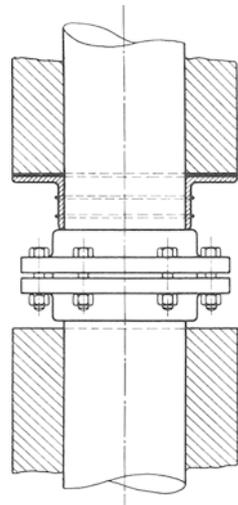


Abb. 33. Unterstützung einer Isolierung an senkrechten Rohren.

Isolierung in gewissen Abständen derartige Winkel fest auf das Rohr aufzubringen. Wird dann um die Isolierung herum noch ein Drahtgeflecht gelegt, das mit diesen Winkeln verbunden und mit einem Hartmantel aus Gips usw. verputzt wird, so ist die Isolierung so fest eingespannt, daß normalerweise ein Abschütteln vermieden wird. Bei sehr starken Vibrationen und stoßartigen Beanspruchungen bleibt allerdings nur die Isolierung mit Asbestschnüren übrig.

Bei langen geschweißten Leitungen, sowie bei Rohrbogen (besonders bei Lyrabogen) muß die Wärmedehnung der Leitung bei In- und Außerbetriebnahme berücksichtigt werden, um starke Rissebildung in der Isolierung zu vermeiden. Man setzt zu diesem Behufe in geeigneten Abständen — bei geschweißten Leitungen etwa alle 10 bis 20 m, bei bogenförmigen Rohren an der Stelle der stärksten Krümmung — die Isolierung auf einige Zentimeter ab und legt in den Zwischenraum ein elastisches Material, also bei hohen Temperaturen wieder Asbestzöpfe ein. Nach außen kann man diese Unterbrechungen durch einen Blechstreifen abdecken. Bei Freileitungen genügt hierfür die ohnedies notwendige Dachpappe.

C. Die zahlenmäßigen Werte der wichtigsten wärmeschutztechnischen Größen.

11. Die Wärmeübergangszahl.

Unsere Kenntnis von der Größe der Wärmeübergangszahl ist noch in zahlreichen wichtigen Fällen lückenhaft. Da die Wärmeübergangszahl für den technischen Wärmeschutz jedoch im allgemeinen nur eine sekundäre Rolle spielt, brauchen zahlreiche Schwierigkeiten hier im Gegensatz zu jenen Industriezweigen, die eine möglichstste Steigerung des Wärmeaustausches zum Ziele haben, nur gestreift zu werden. Für sehr viele wärmeschutztechnische Aufgaben sowohl betriebstechnischer, wie wirtschaftlicher Art kann, wie schon erwähnt, die Wärmeübergangszahl zwischen Energieträger und den ihn begrenzenden Wandungen sogar völlig vernachlässigt werden. Nur in wenigen Fällen, bei denen die Wärmeübergangszahl besonders gering, der Wärmeübergangswiderstand also groß oder der Wärmeausgleichswiderstand der Trennwand sehr klein ist, z. B. wenn es sich um nicht isolierte Objekte handelt, wird sie von größerer Bedeutung. Aber auch dort, wo dies zutrifft, wird man sie zugunsten einer erwünschten Rechenvereinfachung oft mit bewußten Ungenauigkeiten in die Betrachtungen einführen können. Anlaß hierzu besteht um so mehr, als die vorliegenden physikalischen Verhältnisse sehr oft nur abgeschätzt werden können (z. B. Zugluft in Innenräumen, Windanfall im Freien), so daß selbst die Anwendung der genauesten vorhandenen theoretischen

Formeln noch keineswegs eine gleich genaue Übereinstimmung des Ergebnisses mit der Wirklichkeit verbürgen würde.

Trotzdem muß nachstehend das Wesentliche der Theorie besprochen werden, um Unterlagen für die Beurteilung der zulässigen Vereinfachungen zu geben. Besonders bei Aufgaben, die aus dem Rahmen der üblichen Probleme fallen, hat man die physikalischen Vorgänge genau zu analysieren¹.

So einfach die Formeln (4) bis (7) auf S. 11 u. 12 sind, so darf doch dabei nicht übersehen werden, daß die ganzen Schwierigkeiten in die Wahl der richtigen Wärmeübergangszahl zusammengedrängt sind, ja es muß bekanntlich festgestellt werden², daß die Wärmeübergangszahl überhaupt keine eindeutig zu definierende Größe ist, weil die mit ihr verknüpfte Festlegung der Temperatur des Gases oder der Flüssigkeit für verschiedene Aufgaben nicht allgemeingültig vorgenommen werden kann. In dem einfachen Fall eines horizontalen Rohres in ruhiger Luft kann man zwar als Temperatur der Luft den Wert in „genügendem“ Abstand von der Rohrleitung wählen, in dem sie nicht mehr vom Rohr beeinflusst ist und überall konstant bleibt. Hat man jedoch z. B. einen Energieträger, der zwischen Begrenzungswänden strömt, so ist seine Temperatur nicht über dem ganzen Querschnitt konstant, und zwar kann ihre Verteilung je nach den besonderen Verhältnissen eine außerordentlich verschiedene sein. So ist „der Begriff der Temperatur der Flüssigkeit äußerst schwer zu fassen und muß für verschiedene Strömungsaufgaben verschieden umschrieben werden“³. So wenig befriedigend daher der Begriff der Wärmeübergangszahl theoretisch ist, so unentbehrlich ist sie doch als praktische Rechengröße.

Abgesehen von diesen Schwierigkeiten ist die Wärmeübergangszahl zu alledem von vielen Größen abhängig, so daß ihre zahlenmäßige Erfassung in einem bestimmten Fall notgedrungen sehr umständlich wird. Es sind von Einfluß:

Art und Zustand der tropfbaren oder gasförmigen Flüssigkeit,
 Strömungsgeschwindigkeit dieser Flüssigkeit,
 Temperatur der Flüssigkeit,
 Temperatur der Begrenzungswand,
 Formen und Abmessungen der Wandfläche,
 Lage der Wandfläche zum Schwerfeld der Erde,
 Beschaffenheit der Wandfläche.

¹ Eine kurze Zusammenstellung aller wichtigen Formeln findet sich in der „Hütte“, I. Bd. oder unter mehr praktischen Gesichtspunkten in der Arbeit von Schack und Rummel, Lit.-Nachw. 16. Eine ausführliche Behandlung ist in den mehrfach erwähnten Büchern von H. Gröber gegeben, sowie von Ten Bosch, Verlag Jul. Springer, Berlin.

² z. B. Hencky a. a. O.

³ Nach Gröber.

Grundsätzlich müssen hier die drei Teile der Wärmeübertragung unterschieden werden (auch wenn in Sonderfällen der eine oder andere Teil zu Null werden kann), die schon bei der allgemeinen Besprechung der Wärmeaustauschvorgänge, auf S. 2 erwähnt wurden:

Wärmeübertragung durch Leitung,
 Wärmeübertragung durch Konvektion,
 Wärmeübertragung durch Strahlung.

Der Einfluß der Wärmeleitung und der Konvektion auf den Wärmeübergang muß rechnerisch stets in eine einzige Größe zusammengefaßt werden. Vielfach ist es aber notwendig, den Einfluß der Strahlung hiervon getrennt zu behandeln. Man zerlegt dann die Gesamtwärmeübergangszahl α in die beiden Teilwärmeübergangszahlen:

$$\alpha = \alpha_0 + \alpha_s \quad (56)$$

wovon α_0 den Wärmeübergang durch Leitung und Konvektion,
 α_s den Wärmeübergang durch Strahlung bedeutet.

Nachstehend seien die wichtigsten Berechnungsformeln und Zahlenwerte zusammengestellt.

12. Der Wärmeübergang durch Leitung und Konvektion.

Wenn nun nachstehend die zahlenmäßige Größe der Wärmeübergangszahl durch Leitung und Konvektion α_0 angegeben werden soll, so ist dabei ein gewisser Unterschied zwischen der Wärmeübergangszahl bei Energieträgern und der für die Luft der Umgebung zu machen. Im ersteren Falle geben kurze Zahlentafeln einen genügenden Überblick und es kann im übrigen auf die erwähnte Literatur verwiesen werden. Auf den Wärmeübergang von der Oberfläche eines Körpers an die umgebende Luft aber muß genauer eingegangen werden. Hier ist eben der Anteil des Wärmeübergangswiderstandes am Gesamtwärmeaustauschwiderstand von größerer Bedeutung. Trotzdem kann man bei isolierten Anlagen meist Ungenauigkeiten von $\pm 20\%$ an der Gesamtwärmeübergangszahl in der Regel zulassen, da hierdurch das Rechenresultat meist nur etwa um $\pm 2\%$, d. i. innerhalb der zulässigen Grenze beeinflußt wird.

Die hauptsächlichsten Fehlerursachen liegen in der Notwendigkeit von Extrapolationen und schätzungsweisen Übertragungen der Versuchsergebnisse, da die Versuche sich beschränken müssen:

1. auf verhältnismäßig einfache geometrische Körperformen,
2. meist auf kleine Dimensionen und mäßige Temperaturen,
3. auf idealisierte physikalische Verhältnisse, wie z. B. hinsichtlich der Strömungsrichtung der Luft (senkrecht bzw. parallel), sowie der

praktisch immer vorhandenen Störungsmöglichkeiten bei freier Strömung.

a) **Aufgezwungene Strömung.** Wasser in Behältern und Kesseln.

Zahlentafel 6.

Zustand des Wassers	Wärmeübergangszahl α_0^1 in kcal/m ² h °C
Nicht siedend, nicht gerührt.....	500—3000
„ „ „, mit Rührwerk bewegt..	2000—4000
Siedend.....	2000—6000

Dabei gelten um so größere Werte, je ungehinderter sich die Strömung durch die Form der Wandungen ausbilden kann, je höher die Temperatur des Wassers und je größer der Temperaturunterschied gegenüber der Wandung ist.

Strömendes Wasser in Rohrleitungen (nach Stender).

Zahlentafel 7.

Lichter Rohrdurchmesser in m	Strömungsgeschwindigkeit in m/sec	Wärmeübergangszahl α_0 in kcal/m ² h °C bei einer Wassertemperatur von			
		0	50	100	150 °C
0,02	1	2850	5150	7150	8900
	5	11500	20800	29000	36000
0,10	1	2300	4200	5850	7250
	5	9300	17000	23500	29500

Gesättigter Wasserdampf (nach Nusselt). Kondensierender Dampf $\alpha_0 = 6000$ bis 15000 kcal/m² h °C.

Die Werte sind um so größer, je höher die Temperatur des Dampfes, die Temperaturdifferenz gegenüber der Wandung und die Strömungsgeschwindigkeit ist. Außerdem sind sie bei senkrechter Anordnung der Wandung größer als bei horizontaler. Luftgehalt und ungenügende Entfernung des Kondensats erniedrigt die Wärmeübergangszahl.

Überhitzter Dampf in Rohrleitungen. Nachstehend sei hierfür eine etwas ausführlichere Tabelle wiedergegeben, da die Werte zum Teil doch so niedrig werden, daß eine genauere Berücksichtigung zuweilen auch für isolierte Anlagen in Frage kommt. Die in einem Fall

¹ Bei Flüssigkeiten, Dämpfen und Gasen in Behältern und Rohrleitungen ist $\alpha_0 = \alpha$, d. h. der Strahlungsanteil ist vernachlässigbar infolge der geringen Temperaturdifferenzen gegenüber der Wandung. Nur bei Gasen und Dämpfen sehr hoher Temperatur (über 500°) und großer Schichtstärke kann auch hier die Strahlung eine größere Rolle spielen.

zutreffende Wärmeübergangszahl ergibt sich durch Multiplikation der Werte aus den Tafeln 8 A, B und C.

Zahlentafel 8 (berechnet nach der Hütte).

A. Wärmeübergangszahl von überhitztem Wasserdampf für eine Rohrlänge und einen Rohrdurchmesser von 1 m.

Dampfdruck in ata	Strömungsgeschwindigkeit in m/sec	Wärmeübergangszahl α_0 bei einer mittleren Temperatur ¹ zwischen Wand und Dampf von			
		150	200	300	400 °C
1	5	12,4	11,5	10,4	9,8
	10	21,5	19,9	18,0	16,9
	25	44,3	41,0	37,0	34,9
	50	76	71	64	60
3	5	31,6	28,3	25,2	23,5
	10	55	49	43,5	40,6
	25	113	101	90	84
	50	194	174	155	144
5	5		43,9	37,9	35,5
	10		76	66	61
	25		157	135	126
	50		270	234	218
10	5		86	69	62
	10		148	119	108
	25		303	245	222
	50		528	442	384
20	5			129	110
	10			223	191
	25			460	394
	50			795	680

B. Multiplikationsfaktor zur Berücksichtigung der Rohrlänge.

Rohrlänge:	1	3	8	25	90 m
Multiplikationsfaktor:	1,0	0,95	0,9	0,85	0,8

C. Multiplikationsfaktor zur Berücksichtigung des Rohrdurchmessers.

Rohrdurchmesser:	0,025	0,04	0,05	0,07	0,10	0,15	0,20	0,30	0,40 m
Multiplikationsfaktor:	1,81	1,67	1,62	1,53	1,45	1,36	1,29	1,22	1,16

Diese Zahlenwerte gelten nur, solange die Wandtemperatur so hoch ist, daß keine Kondensation eintreten kann. Anderenfalls ist nach Stender damit zu rechnen, daß bei Heißdampf sogar noch etwas größere Wärmemengen übertragen werden als bei Sattendampf gleichen Druckes. Doch ist die Frage bislang noch nicht einwandfrei geklärt.

¹ Bei isolierten Rohren kann genügend genau die Dampftemperatur selbst eingesetzt werden. Im übrigen vgl. die Fußnote auf S. 59.

Luft, Gase, Rauchgase in Rohrleitungen (nach Nusselt). Auch hier können die Werte zuweilen eine genauere Berücksichtigung bei Wärmeverlustberechnungen erfordern. Sie finden sich wieder aus der Multiplikation von 3 Faktoren.

Zahlentafel 9 (berechnet nach der Hütte).

A. Wärmeübergangszahl von Gasen für eine Rohrlänge und einen Rohrdurchmesser von 1 m.

Produkt aus Geschwindigkeit \times Druck	Wärmeübergangszahl α_0 bei einer mittleren Temperatur ¹ zwischen Wand und Gas von						
	100	200	300	400	500	600	700 °C
5	12,0	10,5	9,4	8,5	7,9	7,5	7,0
10	20,8	18,1	16,4	14,7	13,6	12,9	12,2
25	42,8	37,4	33,4	30,4	28,1	25,6	25,0
50	74	65	58	52	49	46	43
100	128	112	100	91	84	80	75
250	263	229	208	186	172	163	154
500	455	398	356	322	299	283	267
1000	790	690	617	560	518	490	462

B. Multiplikationsfaktor zur Berücksichtigung der Rohrlänge und

C. Multiplikationsfaktor zur Berücksichtigung des Rohrdurchmessers wie bei Zahlentafel 8.

Zahlentafel 8 und 9 geben den Mittelwert über die ganze Rohrlänge.

Luft senkrecht zu einem Zylinder (Rohrleitung) strömend (nach Nusselt).

Zahlentafel 10.

Äußerer Zylinderdurchmesser in m	Wärmeübergangszahl α_0 bei einer Strömungsgeschwindigkeit in m/sec				
	1	2	5	10	25
0,026	17,9	24,5	39,8	63	115
0,052	11,9	17,4	31,0	50	93
0,076	9,9	15,0	27,3	43,8	83
0,102	8,8	13,5	24,8	40,2	76
0,152	7,5	11,7	21,9	35,5	68
0,203	6,8	10,7	20,1	32,6	63
0,300	5,7	9,1	17,3	28,1	55
0,500	4,9	7,9	14,9	24,3	47,4
0,700	4,3	7,1	13,3	21,9	42,7

Vorstehende Werte gelten streng für eine Oberflächentemperatur von 100°, einen Druck von 1,03 ata und eine Lufttemperatur von 20°.

¹ Bei isolierten Rohren kann genügend genau die Gastemperatur eingesetzt werden. Im übrigen vgl. die Fußnote auf S. 59.

können aber für unsere Zwecke als von der Temperatur unabhängige Mittelwerte betrachtet werden¹.

Sie sind vor allem für die Berechnung des Wärmeüberganges von Rohrleitungen (isoliert und nicht isoliert) im Freien bei Windanfall wichtig, wobei man in der Regel zwei Hauptwerte der Strömungsgeschwindigkeit hervorheben wird:

mittlere jährliche Luftgeschwindigkeit² 5 m/sec
 Sturm 25 m/sec

Luft an einer senkrechten ebenen Wand vorbeiströmend (nach Jürges). Die Werte sind für eine Wandtemperatur von 50⁰, eine Lufttemperatur von 20⁰ und einen Druck von 1 ata gefunden. Es gilt jedoch das vorstehend Gesagte. Bei Geschwindigkeiten von 5 m/sec ab dürfte auch die Lage der Platte nurmehr von geringem Einfluß sein.

Zahlentafel II.

Strömungsgeschwindigkeit in m/sec	Wärmeübergangszahl α_0 bei	
	Gewalzter Oberfläche (glatt, lackiert)	Rauher Oberfläche
0	4,6	5,0
0,5	7,0	7,5
1	8,7	9,2
2	11,9	12,7
5	21,8	23,1
10	37,0	39,5
25	76	80,7

Nicht-kreisförmiger Strömungsquerschnitt. Ist der Querschnitt einer Leitung nicht kreisförmig, so hat man hierfür den gleichwertigen kreisförmigen Durchmesser zu berechnen und hierfür die Wärmeübergangszahl aus vorstehenden Zusammenstellungen zu entnehmen. Nach Nusselt ist der gleichwertige Rohrdurchmesser d zu berechnen aus:

$$d = \frac{4 \cdot F}{U} . \quad (57)$$

Darin ist:

F = die Querschnittsfläche in m²,

U = derjenige Teil des Querschnittsumfanges in m, durch den der Wärmeaustausch stattfindet.

¹ Vgl. I. S. Cammerer: Lit.-Nachw. 8.

² Die Annahme einer mittleren jährlichen Windgeschwindigkeit von 5 m/sec senkrecht zur Rohrachse führt an sich wohl zu etwas reichlichen Werten mit Rücksicht auf die meist andere Strömungsrichtung und einen gewissen Windschutz durch Gebäude usw. Man kann jedoch bei der Berechnung des mittleren jährlichen Wärmeverlustes von Objekten im Freien hierbei bleiben unter der Voraussetzung dadurch gleichzeitig den Einfluß von Niederschlägen (Regen, Schnee) miteinzuschließen, der auf den Jahresdurchschnitt bezogen nur gering ist. Zahlenbeispiel vgl. Abschn. 24. S. 125.

b) Wärmeübergang an „ruhige“ Luft (freie Strömung) (nach Nusselt). Für diesen Fall seien nicht nur Zahlenzusammenstellungen, sondern auch die Berechnungsformeln angegeben.

Es bezeichnet wie früher:

- t_a = die Temperatur der wärmeabgebenden Fläche in °C,
- t_2 = die Temperatur der umgebenden Luft in °C,
- d = der Durchmesser eines Zylinders in m.

Wagerechtes Rohr ($d > 0,01$ m):

$$\alpha_0 = 1,02 \sqrt[4]{\frac{t_a - t_2}{d}} \quad (58)$$

Senkrechte Wand, senkrechte Rohrleitung:

$$\alpha_0 = 2,2 \sqrt[4]{t_a - t_2} \quad (59)$$

Wagerechte Wand:

$$\alpha_0 = 2,8 \sqrt[4]{t_a - t_2} \quad (60)$$

Zahlentafel 12. Horizontale Rohrleitungen.

Übertemperatur der Oberfläche über Lufttemperatur in °C	Wärmeübergangszahl α_0 bei ruhiger Luft in kcal/m ² h °C bei einem äußeren Durchmesser in m von					
	0,05	0,1	0,2	0,3	0,5	0,7
5	3,2	(2,7)	(2,3)	(2,1)	(1,8)	(1,7)
10	3,8	3,2	(2,9)	(2,5)	(2,2)	(2,0)
20	4,4	3,7	3,2	(2,8)	(2,5)	(2,3)
40	5,4	4,5	3,8	3,4	3,0	(2,8)
60	6,0	5,0	4,2	3,8	3,4	3,1
80	6,4	5,4	4,6	4,1	3,6	3,3
100	6,8	5,7	4,8	4,4	3,8	3,5
150	7,6	6,3	5,3	4,8	4,3	3,9
200	8,1	6,8	5,7	5,2	4,6	4,2
250	8,6	7,2	6,1	5,5	4,8	4,4
300	9,0	7,6	6,3	5,7	5,1	4,6
350	9,3	7,9	6,6	6,0	5,3	4,8
400	9,6	8,1	6,8	6,2	5,4	5,0
450	9,9	8,4	7,0	6,3	5,6	5,2
500	10,2	8,6	7,2	6,5	5,7	5,3

Mit Rücksicht auf die auch in ruhigen Räumen stets vorhandene allgemeine Luftströmung wird man aber als Mindestübergangszahl obiger Zahlentafel den Wert

$$3,0 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$$

betrachten müssen, weshalb vorstehend alle niedrigeren Werte in Klammern gesetzt sind.

Zahlentafel 13.

Senkrechte Rohrleitung, senkrechte Wand, horizontale Wand.

Übertemperatur über Lufttemperatur in °C	Wärmeübergangszahl α_0 bei ruhiger Luft in kcal/m ² h°C bei	
	senkrechter Rohrleitung senkrechter Wand	horizontaler Wand
5	3,4	4,2
10	3,9	5,0
20	4,7	5,9
40	5,5	7,0
60	6,1	7,8
80	6,5	8,4
100	7,0	8,9
150	7,7	9,8
200	8,3	10,5
250	8,8	11,1
300	9,2	11,7
350	9,5	12,1
400	9,8	12,5
450	10,1	12,9
500	10,4	13,2

13. Die Wärmeübertragung durch Strahlung.

a) **Allgemeine Gesetzmäßigkeiten der Wärmestrahlung.** Ein fester Körper beliebiger Temperatur sendet in der Regel Strahlen aller Wellenlängen aus, jedoch bei den verschiedenen Wellenlängen mit verschiedener Intensität. Nur ein geringer Bruchteil der insgesamt ausgestrahlten Energie wird bei Temperaturen über 500° als Licht sichtbar, der Hauptteil fällt stets in das Gebiet der infraroten oder Wärmestrahlen, die unsichtbar sind.

Für die ganzen Gesetzmäßigkeiten der Wärmestrahlung spielt der „absolut schwarze Körper“ eine besonders wichtige Rolle. Als solcher wird ein Körper bezeichnet, der sämtliche von anderen Körpern auf ihn treffenden Strahlen absorbiert und nichts reflektiert (selbst jedoch natürlich auch strahlen kann).

Bezeichnet man mit

E das Emissionsvermögen,

das ist die von der Flächeneinheit des Körpers in der Zeiteinheit ausgesandte Strahlungsenergie in kcal/m² h und mit

A das Absorptionsvermögen,

worunter man den Bruchteil der zugestrahlten Energie versteht, der absorbiert wird (A ist also ein echter Bruch, unbenannt und niemals größer als 1), so ist das Verhältnis $\frac{E}{A}$ bei einer bestimmten

Wellenlänge für alle Körper gleich und allein von der Temperatur abhängig: Kirchhoffsches Gesetz.

Für zwei im Strahlungsaustausch stehende Körper I und II gilt also:

$$\frac{E_I}{A_I} = \frac{E_{II}}{A_{II}}. \quad (61)$$

Für den vollkommen schwarzen Körper, für den nachstehend alle Bezeichnungen den Index „s“ erhalten sollen, also z. B. E_s , A_s usw., ist nach seiner Definition

$$A_s = 1 \quad (62)$$

und damit gilt für einen beliebigen Körper:

$$\frac{E_I}{A_I} = E_s. \quad (63)$$

Daraus läßt sich ableiten:

1. Der absolut schwarze Körper strahlt stärker als jeder andere, bei welchem ja $A < 1$.

2. Je größer das Absorptionsvermögen eines Körpers ist, um so größer ist auch sein Emissionsvermögen. Fremde Strahlen gut reflektierende Körper, wie polierte Metallflächen, die also nur wenig fremde Strahlen absorbieren, strahlen demnach selbst nur wenig aus.

Ist ein Körper nicht absolut schwarz, so sind zwei Fälle zu unterscheiden:

1. Energie wird bei allen Wellenlängen ausgesandt, und zwar überall in einem bestimmten Bruchteil der schwarzen Strahlung. Man spricht dann von grauer Strahlung und das Kirchhoffsche Gesetz gilt nicht nur für eine bestimmte Wellenlänge, sondern für die Gesamtstrahlung.

2. Es wird nicht bei allen Wellenlängen Energie ausgesandt, bzw. nicht bei allen Wellenlängen im gleichen Verhältnis zur schwarzen Strahlung: Farbige Strahlung.

Die in der Technik in Betracht kommenden festen Körper können fast stets als graue Körper betrachtet werden, so daß die Berechnung der Gesamtstrahlung verhältnismäßig einfach ist.

Das Emissionsvermögen des schwarzen und grauen Körpers ist proportional der vierten Potenz der absoluten Temperatur¹: Gesetz von Stephan und Boltzmann. Man faßt es in die Formel:

$$E = C \cdot \left(\frac{T}{100}\right)^4 \quad (64)$$

Man pflegt dabei die absolute Temperatur durch die Zahl 100 zu dividieren, um den Proportionalitätsfaktor oder, wie man ihn nennt, die Strahlungskonstante C ,

¹ Das ist die Temperatur $T = t + 273^\circ \text{C}$ ($^\circ \text{Kelvin}$).

die an sich eine sehr kleine Größe wäre, bequemer schreiben zu können.

Für den absolut schwarzen Körper ist

$$C_s = 4,96 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } (^{\circ}\text{C})^4 \quad (65)$$

Für die übrigen Stoffe kann die Strahlungskonstante sehr verschieden sein, erreicht aber, wie erwähnt, niemals völlig die Größe von C_s . Die Strahlungskonstante richtet sich nach der chemischen Zusammensetzung des Körpers und der Beschaffenheit der Oberfläche (poliert, matt, rauh). Für wärmeschutztechnische Aufgaben überwiegt meist die Oberflächenbeschaffenheit. Ein evtl. Einfluß der Farbe ist noch ungeklärt.

Nach Gleichung (64) strahlt jeder Körper, gleichgültig welche Temperatur er hat. Ist seine Umgebung wärmer als er, so erhält er aber ein Mehrfaches der abgegebenen Energie zugestrahlt.

Zahlentafel 74 im Anhang gibt die Strahlungskonstanten für verschiedene Materialien. Der absolut schwarze Körper läßt sich physikalisch dadurch verwirklichen, daß man einen Hohlraum, dessen Wänden gleiche Temperatur haben, mit einer feinen Öffnung versieht. Die Öffnung stellt dann eine absolut schwarze Fläche dar, da jeder auf sie fallende Strahl im Innern des Hohlraumes sehr oft reflektiert, also praktisch völlig absorbiert wird, bevor er wieder ins Freie zurückkehrt. Da man poröse oder rauhe Stoffe als Körper auffassen kann, deren Oberfläche aus einseitig geöffneten Hohlräumen besteht, so ist die Strahlungskonstante dieser Stoffe stets groß und liegt etwa zwischen den Werten 4,0 bis 4,7.

Bisher war von der Strahlung E die Rede, die ein Körper mit der Oberfläche 1 m^2 nach allen Richtungen des Raumes aussendet. Greift man eine bestimmte Richtung heraus, so wird die Energieabgabe dann am größten, wenn die Richtung senkrecht zur strahlenden Fläche ist. Sie nimmt mit dem Winkel, den die betrachtete Fläche mit der Normalen einschließt, ab, und zwar ist sie proportional dem Kosinus des Winkels, wird also bei 90° zu Null: Gesetz von Lambert (ungültig jedoch für spiegelnde Oberflächen).

Stehen sich, wie dies in der Regel in der Praxis der Fall ist, zwei Körper verschiedener Temperatur gegenüber, deren Strahlungskonstanten verschieden und mit

$$C_1 \text{ bzw. } C_2$$

bezeichnet seien, so interessiert in der Technik nicht, was jeder einzelne Körper ausstrahlt und absorbiert, sondern nur der Differenzbetrag der von beiden Körpern gestrahlten Wärmemengen, d. h. jene Wärmemenge, die vom wärmeren Körper auf den kälteren durch

Strahlung übertragen wird. Sie ist proportional der Differenz der vierten Potenz der absoluten Temperaturen. Zu ihrer Berechnung ist aus den Strahlungskonstanten der beiden Körper die

Konstante des Strahlungsaustausches C^1

zu bilden, deren Ermittlung für die verschiedenen Fälle im folgenden gezeigt sei. Die vom Körper I pro Flächen- und Zeiteinheit auf den Körper II übertragene Strahlungswärme schreibt sich also:

$$Q = C^1 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \quad (66)$$

1. Die Fläche I wird von der Fläche II vollkommen umschlossen. In diesem Falle (z. B. Rohrleitung in Innenräumen, Luftschichten um eine Rohrleitung) ist die Konstante des Strahlungsaustausches nach Nusselt wie folgt zu setzen:

$$C^1 = \frac{1}{\frac{1}{C_1} + \frac{F_1}{F_2} \left(\frac{1}{C_2} - \frac{1}{C_s} \right)} \quad (67)$$

worin F_1, F_2 die Oberfläche des Wärme abgebenden Körpers I bzw. die Oberfläche des umgebenden Körpers II bedeutet. Die Form der beiden Körper und die Lage des Körpers I innerhalb des Körpers II ist gleichgültig, nur darf Körper I keine einspringenden Ecken haben.

Ist die Fläche F_2 sehr groß gegenüber der Fläche F_1 , wie z. B. bei einer Rohrleitung im Freien oder in großen Räumen, dann wird

$$C^1 = C_1 \quad (67a)$$

2. Strahlungsaustausch zwischen zwei parallelen Flächen. Stehen sich zwei parallele ebene oder gekrümmte Flächen im Vergleich zu ihrer seitlichen Ausdehnung genügend nahe gegenüber, so daß der gesamte Strahlungsaustausch vollkommen zwischen den beiden Flächen vor sich geht, so gilt nach Nusselt:

$$C^1 = \frac{1}{\frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2} - \frac{1}{C_s}} \quad (68)$$

Die Konstante des Strahlungsaustausches C^1 ist stets kleiner als die kleinere der Einzelstrahlungskonstanten. Zahlentafel 14 gibt einen Überblick

Zahlentafel 14.

Konstante des Strahlungsaustausches C^1 bei parallelen Flächen.

C_1	C_2					
	0,25	1,0	2,0	3,0	4,0	4,5
0,25	0,13	0,21	0,23	0,24	0,25	0,25
1,0	0,21	0,56	0,77	0,88	0,95	0,98
2,0	0,23	0,77	1,25	1,58	1,82	1,92
3,0	0,24	0,88	1,58	2,15	2,62	2,82
4,0	0,25	0,95	1,82	2,62	3,34	3,68
4,5	0,25	0,98	1,92	2,82	3,68	4,10

Da die Strahlungszahlen meist nur angenähert bekannt sind, kann man nach Schack und Rummel¹ in roher Annäherung die Konstante des Strahlungsaustausches C^1 statt nach obiger Gleichung manchmal auch einfach durch einen Abzug von 10% von der kleineren der Größen C_1 und C_2 ermitteln.

3. Strahlung zwischen entfernten Flächen beliebiger Stellung. Stehen zwei Flächen im Strahlungsaustausch, die schief zueinander stehen, oder zwei parallele, deren Entfernung im Vergleich zu ihren Abmessungen groß ist, so kann man nach Nusselt angenähert setzen:

$$C^1 = \frac{C_1 \cdot C_2}{C_s} \quad (69)$$

Auch hier ist die wirkliche Strahlungszahl stets kleiner als die kleinere der beiden einzelnen Strahlungszahlen. Außerdem erhält jede Fläche nicht die ganze Energie, die die andere Fläche aussendet. Man muß dann näherungsweise in der Weise vorgehen, daß man die beiden Flächen in kleine ebene Stücke zerlegt und für je zwei Flächenstücke f_1 , f_2 des Körpers I und II die stündlich durch die Strahlung übertragene Wärmemenge nach der Gleichung ermittelt:

$$Q = C^1 \cdot \frac{f_1 \cdot f_2}{r^2 \cdot \pi} \cdot \cos \alpha \cdot \cos \beta \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \quad (70)$$

Mit den Winkeln α und β sind die Winkel bezeichnet, die die Verbindungslinie r der beiden Flächenelemente, also die Strahlungsrichtung mit den Normalen zu den Flächenstücken bilden.

Die von den einzelnen Flächenstücken f_1 einem Flächenstück f_2 zugestrahlten einzelnen Beträge sind jeweils zu addieren; die Genauigkeit der Berechnung wird um so größer, je kleiner die Abmessungen der Flächenstücke gegenüber der Entfernung r sind.

Die Berechnungen nach Formel (70) sind außerordentlich umständlich. Man kann für viele praktische Fälle dann nach Schack und Rummel zu der Vereinfachung greifen, daß man die Strahlungsverhältnisse des Hohlraumes heranzieht. Umhüllt z. B. die eine der Strahlflächen die andere nicht völlig, so läßt sie sich als unvollständiger Hohlraum betrachten, der mit einer verhältnismäßig großen Öffnung nach der anderen Fläche hinstrahlt. Man berechnet die Strahlung dann, indem man die Querschnittsfläche der Öffnung selbst als strahlende Fläche betrachtet mit einer Temperatur, die gleich der Temperatur im Innern des Raumes ist, und mit einer Strahlungskonstante, die etwas größer als die Strahlungskonstante des Materials ist. Je nach dem Verhältnis der Öffnung zu den Abmessungen des ganzen Raumes (insbesondere zu seiner Tiefe) ist an sich dieser Zuschlag größer oder kleiner

¹ Vgl. Schack und Rummel: Lit.-Nachw. 16.

zu wählen. Da die Raumwände ohnehin in der Regel Strahlungszahlen zwischen 4,0 bis 4,6 haben, ist für eine Unterteilung kaum Spielraum vorhanden.

Für viele Arten der Berechnung der durch Strahlung übertragenen Wärme, besonders für die Zusammenfassung mit der Wärmeübertragung durch Leitung und Konvektion ist die Abhängigkeit der Strahlungswärme von der vierten Potenz der absoluten Temperatur unbequem. In diesen Fällen pflegt man dadurch die Abhängigkeit von der Differenz der einfachen Temperatur herzustellen, daß man einen

Temperaturfaktor a

einführt, für den die Gleichung gilt:

$$a = \frac{\left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4}{t_1 - t_2} \tag{71}$$

Zahlentafel 15 und Zahlentafel 17 auf S. 72, geben den Temperaturfaktor für verschiedene Temperaturen. In vielen Aufgaben sind die Temperaturen der strahlenden Flächen zunächst nicht genau bekannt, sondern sind aus der Berechnung der Wärmeübertragung erst zu ermitteln. Hier bleibt nur der Weg der probeweisen Lösung, wobei die Tatsache oft bequem ist, daß der Temperaturfaktor zwar sehr von der Größe der mittleren Temperatur beider Flächen, nur wenig aber von der Temperaturdifferenz abhängt.

Zahlentafel 15 (vgl. auch Zahlentafel 17).

$$\text{Temperaturfaktor } a = \frac{\left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4}{t_1 - t_2}$$

t_1	t_2													
	-10	0	10	20	50	100	200	300	400	500	600	700	800	900
-10	0,728													
0	0,770	0,814												
10	0,814	0,859	0,906											
20	0,862	0,908	0,954	1,008										
50	1,017	1,060	1,119	1,172	1,34									
100	1,32	1,38	1,44	1,49	1,70	2,08								
200	2,14	2,23	2,28	2,36	2,69	3,07	4,23							
300	3,33	3,41	3,50	3,60	3,87	4,42	5,77	7,53						
400	4,88	4,99	5,08	5,20	5,55	6,19	7,75	9,73	12,19					
500	6,92	7,03	7,16	7,29	7,71	8,44	10,23	12,46	15,19	18,48				
600	9,45	9,59	9,74	9,89	10,36	11,30	13,27	15,77	18,70	22,38	26,61			
700	12,56	12,72	12,90	13,07	13,62	14,62	16,92	19,71	23,04	26,96	31,55	36,84		
800	16,30	16,50	16,70	16,90	17,53	18,66	21,26	24,36	28,01	32,29	37,29	42,93	49,5	
900	20,79	20,97	21,25	21,47	22,20	23,42	26,33	29,76	33,76	38,41	43,75	49,85	56,8	64,6
1000	25,95	26,21	26,48	26,75	27,54	28,96	32,20	35,98	40,35	45,38	51,1	57,6	65,0	73,3

Die Strahlungskonstante verschiedener Materialien ist, wie erwähnt, in Zahlentafel 74 im Anhang angegeben, im wesentlichen nach neueren Untersuchungen von E. Schmidt¹. Es muß darauf hingewiesen werden, daß sich in der Literatur noch vielfach sehr unwahrscheinliche Werte angegeben finden. Selbst in der „Hütte“ 25. Aufl. finden sich beispielsweise folgende Widersprüche:

Verschiedene Gesteine glatt geschliffen, jedoch nicht glänzend	$C = 2,0 \div 3,6$
Kies	= 1,4
Lehm	= 1,9
Sand	= 3,8

Es ist unmöglich, daß Kies und Lehm wesentlich niedrigere Strahlungskonstanten als der Durchschnitt der Gesteine oder Sand haben sollten. Die Strahlungskonstanten des einzelnen Kiessteinchens oder des Lehmkornes sind mindestens von der Größenordnung derjenigen glatt geschliffenen Gesteins und die Strahlungskonstante des ganzen Körpers muß daher zweifellos höher, also etwa bei 4,0 bis 4,4 liegen, mit Rücksicht darauf, daß die Oberfläche zwischen den festen Bestandteilen halb offene Hohlräume enthält. In sehr vielen technischen Handbüchern findet sich sogar für Wasser noch nach Peklet der Wert 5,3 angegeben, der ganz unmöglich ist angesichts der Tatsache, daß die Strahlungskonstante keines Körpers größer als die des absolut schwarzen sein kann.

Auch Flüssigkeiten und Gase strahlen. Die Strahlungskonstanten von Flüssigkeiten sind etwa von der Größe von festen Körpern, kommen aber praktisch nur bei der Berechnung der Wärmeabgabe freier Flüssigkeitsoberflächen in Betracht. Gegenüber begrenzenden Wandungen ist die Wärmeübergangszahl von Flüssigkeiten durch Leitung und Konvektion so groß, die Temperaturdifferenz daher so gering, daß eine Berücksichtigung der Strahlung nicht notwendig wird. Man kann daher einfach mit den Wärmeübergangszahlen des Abschnittes 12 rechnen, wenn es sich um Wärmeträger in Behältern oder Rohrleitungen handelt.

Die Strahlung der wichtigsten technischen Gase hat Schack und Nusselt untersucht. Gase strahlen nur in bestimmten Wellenbereichen. Luft, Sauerstoff, Stickstoff und Wasserstoff sind völlig strahlungsdurchlässig und können bei allen Temperaturen als nicht strahlend angesehen werden. Gase dagegen, die Kohlensäure, Kohlenoxyd und Wasserdampf enthalten, können bei Temperaturen über 600° und größerer Schichtstärke — im Gegensatz zu festen Körpern geht die Emission und Absorption nicht nur an der Oberfläche der Gase vor sich — erheblich strahlen. Für wärmeschutztechnische Aufgaben ist

¹ Schmidt, E.: Lit.-Nachw. 72.

die Gasstrahlung, die für den Wärmeübergang in Feuerungen sehr wichtig ist, nur von untergeordneter Bedeutung.

b) **Der Strahlungsanteil der Wärmeübergangszahl.** Handelt es sich um die Berechnung der Wärmeabgabe eines frei stehenden warmen Körpers, so ist es, wie schon erwähnt wurde, vielfach zweckmäßig, die Berechnung der durch Strahlung verlorenen Wärme in die Form einer Wärmeübergangszahl überzuführen, um sie nach Gleichung (56) mit der durch Leitung und Konvektion übertragenen zusammenzufassen. Der Strahlungsanteil α_s dieser Wärmeübergangszahl berechnet sich nach Gleichung (66) und (71) zu

$$\alpha_s = a \cdot C^1 \tag{72}$$

Diese Zusammenfassung in eine Gesamtwärmeübergangszahl darf jedoch dann nicht stattfinden, wenn die Temperatur der festen Körper (Raumwände usw.), gegen welche gestrahlt wird, nicht, wie dies allerdings meist der Fall ist, genügend gleich der Temperatur der umgebenden Luft ist, die für den Wärmeübergang durch Leitung und Konvektion maßgebend ist. Beispiele, bei denen eine getrennte Berechnung durchzuführen ist, sind: Wärmeabgabe in der Nähe von Objekten, welche selbst beheizt sind oder die durch die ausgestrahlte Wärme über die Lufttemperatur erwärmt werden (nahes Mauerwerk usw.) oder die gekühlt werden (Fensterflächen bei tiefen Außentemperaturen). Besonders bei meßtechnischen Untersuchungen sind diese Einflüsse sorgfältig zu berücksichtigen. Zahlenbeispiel für normale Fälle vgl. S. 127.

Nachstehende Zahlentafel 16 enthält die Werte von α_s für drei verschiedene Lufttemperaturen und zwei Strahlungskonstanten 4,0

Zahlentafel 16.

Temperaturabhängigkeit der Wärmeübergangszahl durch Strahlung.

Temperatur der wärmeabgebenden Fläche in °C	Wärmeübergang durch Strahlung α_s in kcal/m ² h °C bei einer Lufttemperatur von					
	0		20		40° C	
	C = 4,0	4,6	4,0	4,6	4,0	4,6
0	3,2	3,7				
20	3,6	4,2	4,0	4,6		
40	4,0	4,6	4,4	5,1	4,9	5,7
60	4,5	5,2	4,9	5,7	5,4	6,2
80	5,0	5,8	5,4	6,3	5,9	6,8
100	5,5	6,3	6,0	6,9	6,5	7,5
150	7,0	8,1	7,6	8,7	8,2	9,4
200	8,9	10,2	9,4	10,9	10,0	11,5
250	11,1	12,7	11,7	13,5	12,4	14,3
300	13,6	15,7	14,4	16,6	15,2	17,5
350	16,6	19,1	17,4	20,0	18,1	20,9
400	20,0	22,9	20,8	24,0	21,7	25,0
450	23,7	27,3	24,6	28,3	25,6	29,5
500	28,1	32,4	29,2	33,5	30,2	35,2

bzw. $4,6 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } (^\circ\text{C})^4$ in Abhängigkeit von der Temperatur des strahlenden Körpers. Die Strahlungskonstante 4,0 darf nach E. Schmidt etwa für rostige oder oxydierte Eisenflächen, die Zahl 4,6 für technische rauhe Oberflächen (Abglättung von Isolierungen, Dachpappenverkleidungen usw.) und viele Lackanstriche angesetzt werden. Ungenauigkeiten von ± 5 bis 10% wird man beim Ansatz einer Strahlungskonstante immer in Rechnung setzen müssen.

In der Zahlentafel 17 ist noch der Temperaturfaktor a für die gleichen Verhältnisse angegeben, um gegebenenfalls durch Multiplikation mit einer anderen Strahlungskonstanten die Größe α_s auch für andere Verhältnisse nach Gl. (72) schnell ermitteln zu lassen.

Zahlentafel 17.

Temperaturfaktor a bei verschiedenen Lufttemperaturen.

Temperatur der wärmeabgebenden Fläche in $^\circ\text{C}$	Temperaturfaktor a bei einer Luft- temperatur von		
	0	20	40°C
0	0,81		
20	0,91	1,01	
40	1,01	1,11	1,23
60	1,12	1,23	1,35
80	1,25	1,36	1,48
100	1,38	1,49	1,63
150	1,76	1,90	2,04
200	2,23	2,36	2,51
250	2,77	2,93	3,10
300	3,41	3,60	3,81
350	4,15	4,35	4,55
400	4,99	5,20	5,43
450	5,93	6,16	6,40
500	7,03	7,29	7,56

14. Einige Werte von Gesamtwärmeübergangszahlen.

In vielen Fällen wird man den Rechnungsgang bewußt noch weiter vereinfachen, als durch die gekennzeichneten Unsicherheiten bei der Ermittlung der Wärmeübergangszahl ohnedies notwendig ist, um bei der Ableitung von gewissen Formeln zu einem praktisch brauchbaren Ziel zu gelangen. So kann man für die Berechnung des Wärmeverlustes isolierter Rohrleitungen den Einfluß des Durchmessers für viele Zwecke vernachlässigen und lediglich die Abhängigkeit von der Oberflächentemperatur berücksichtigen. Unter Vergleich einer von van Rinsum gefundenen empirischen Formel mit der Gleichung (58) von Nusselt läßt sich schreiben¹:

$$\alpha = 5,0 + 0,05 \cdot (t_a - t_2) \quad (73)$$

¹ Zur Aufstellung dieser Formel, die seinerzeit vom Verfasser in Heft 2 der Mitteilungen des Forschungsheims München für die Ableitung eines einfachen

Bei der Berechnung der Wärmeübergangszahl von ebenen Wänden an Luft in der Heizungs- und Kühltechnik sind die Temperaturdifferenzen zwischen Wand und Luft meist so gering, daß ihr Einfluß von den Störungen durch Luftzug usw. überwogen wird. Man benutzt deshalb für diese Zwecke oft ebenso gut statt der oben angegebenen Formel einfach mittlere Werte. Man kann setzen¹:

Geschlossene Räume:

- Wandflächen, Fußböden und Decken, letztere bei Wärmeübergang von unten nach oben $\alpha = 7 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$
- Fußböden und Decken bei Wärmeübergang von oben nach unten $\alpha = 5 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$
- Ecken, Winkel mit stagnierender Luft $\alpha = 4 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$

Letzterer Wert ist für die Berechnung von Schwitzwasserbildungen wichtig.

Im Freien (im Jahresmittel):

- Innenbezirke von Städten $\alpha = 20 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$
- Außenbezirke von Städten und freie Lage. $\alpha = 25 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$

Die Berechnung der Wärmeübertragung durch Luftschichten darf nicht mit Hilfe der Wärmeübergangszahlen vorgenommen werden, sondern hat nach dem folgenden Abschnitt 15 zu erfolgen.

15. Die äquivalente Wärmeleitzahl von Luftschichten.

Für die Wärmeübertragung durch Luftschichten gelten naturgemäß ähnliche physikalische Gesetze wie für den Wärmeübergang von der Oberfläche eines Körpers an Luft. Auch hier sind drei Arten der Wärmeübertragung zu unterscheiden: Leitung, Konvektion und Strahlung.

Berechnungsganges der Wärmeverluste isolierter Rohre aufgestellt wurde, mußte damals mangels der Kenntnis der Strahlungskonstanten von Isolieroberflächen aus einem Vergleich der Formel von Nusselt mit der Formel von van Rinsum die Strahlungskonstante berechnet werden. Der auf diese Weise ermittelte Wert von 2,85 ist nach den neueren Versuchen von E. Schmidt (vgl. Zahlen-
tafel 74 im Anhang) etwas zu niedrig, weil sich für fast alle Farbenstriche eine Konstante von 4,4 bis 4,6 ergibt. Trotzdem kann zunächst Gleichung (73) beibehalten werden, da durch eine Abänderung der ihr zugrunde liegenden Strahlungskonstante ein Widerspruch zwischen der Formel von Nusselt und von van Rinsum entsteht, der zunächst unaufgeklärt ist und vermutlich auf Verschiedenheiten der Luftkonvektion bei den von beiden Forschern zugrunde gelegten Versuchen zurückzuführen ist. Es bringt deshalb keinen Fortschritt, wenn eine teilweise Korrektur vorgenommen wird. Im übrigen zeigen sich die nach Gleichung (73) ermittelten Wärmeübergangszahlen in sehr guter Übereinstimmung mit Meßwerten von Chr. Eberle. Vgl. Lit.-Nachw. 2. Auch die seit der Aufstellung der Formel vielfach im Betrieb vorgenommenen Messungen der Wärmeverluste mit Hilfe des Schmidtschen Wärmeflußmessers haben jedenfalls hinsichtlich der auf ihr aufgebauten Wärmeverlustberechnungen niemals zu merklichen Unstimmigkeiten geführt.

¹ Nach Hencky, Lit.-Nachw. 60 und Schmidt, Lit.-Nachw. 73.

a) Berechnungsformeln. Um die Berechnung des Wärmedurchganges trotz dieser Kompliziertheit mit den einfachen Formeln durchführen zu können, die für den Wärmedurchgang durch feste Körper gelten, und um eine einfache Vergleichsmöglichkeit zwischen letzteren und Luftschichten zu erhalten, hat K. Hencky den sehr zweckmäßigen Begriff der

äquivalenten Wärmeleitfähigkeit der Luft

eingeführt, die die drei Arten des Wärmeaustausches in eine Rechnungsgröße zusammenfaßt und gewissermaßen die Wärmeleitfähigkeit desjenigen Körpers gibt, welcher, an die Stelle der Luftschicht in gleicher Stärke gesetzt, den Wärmedurchgang nicht ändert.

Diese äquivalente Wärmeleitfähigkeit der Luft ist aber keine Materialkonstante, wie die wirkliche Wärmeleitfähigkeit, sondern sie ist von allen Größen abhängig, deren Einfluß wir bei der Wärmeübergangszahl kennengelernt haben, z. B. vom Krümmungsdurchmesser, der Lage der Schicht zum Schwerfeld der Erde, der Beschaffenheit der Oberfläche usw. Auch die Berechnungsformeln der äquivalenten Wärmeleitfähigkeit sind deshalb von Fall zu Fall verschiedene. Nachstehend seien sie für die ebene, senkrechte oder horizontale Luftschicht nach K. Hencky angeführt und durch eine Formel für zylindrische Luftschichten (bei Rohrleitungen) ergänzt¹.

Bei der Aufstellung der äquivalenten Wärmeleitfähigkeit ist nach vorstehendem davon auszugehen, daß die Formel für den Wärmeverlust durch eine feste Schicht unter Benutzung der äquivalenten Wärmeleitfähigkeit den gleichen Wärmedurchgang ergeben muß, wie die gesonderte Berechnung der tatsächlichen dreifachen Wärmeübertragungen. Es bezeichne:

λ' = die äquivalente Wärmeleitfähigkeit der Luft in kcal/m h °C,

λ_0 = die eigentliche Wärmeleitfähigkeit der Luft in kcal/m h °C,

λ_k = die Konvektionszahl² der Luft in kcal/m h °C.

Als Beispiel des Formelansatzes sei im folgenden die Gleichung für die zylindrische Luftschicht unter Benutzung der Gleichung (9) und der beiden Gleichungen (67) und (71) für die durch Strahlung übertragene Wärme aufgestellt:

$$\frac{\pi \cdot (t_i - t_a)}{\frac{1}{2\lambda'} \cdot \ln \frac{d_a}{d_i}} = \frac{\pi \cdot (t_i - t_a)}{\frac{1}{2\lambda_0} \cdot \ln \frac{d_a}{d_i}} + \frac{\pi \cdot (t_i - t_a)}{\frac{1}{2\lambda_k} \cdot \ln \frac{d_a}{d_i}} + \pi \cdot d_i \cdot a \cdot C^1 \cdot (t_i - t_a). \quad (74)$$

¹ Cammerer, I. S.: Lit.-Nachw. 75, Heft 2. 1926.

² Die Konvektionszahl ist eine physikalische Konstante zur Berücksichtigung der durch Konvektion übertragenen Wärme, die man ohne weiteres in die Form einer scheinbaren Wärmeleitfähigkeit bringen kann, da die durch Konvektion übertragene Wärme ebenso wie die durch Leitung ausgetauschte Wärme proportional einer Konstanten, der Temperaturdifferenz der Oberflächen der Schicht und umgekehrt proportional der Stärke der Schicht ist. Den Einfluß verschiedener Formen der Luftschicht usw. müßte man natürlich durch Ansetzen jeweils entsprechend verschiedener Konvektionszahlen berücksichtigen.

Dabei ist analog dem Bisherigen:

t_i = die Temperatur der inneren Begrenzungsfläche der Luftschicht
in $^{\circ}\text{C}$,

t_a = die Temperatur der äußeren Begrenzungsfläche der Luftschicht
in $^{\circ}\text{C}$,

d_i = der Innendurchmesser in m,

d_a = der Außendurchmesser in m.

Aus diesem Ansatz ergibt sich dann die gesuchte Formel der äquivalenten Wärmeleitzahl für die zylindrische Luftschicht.

$$\lambda' = \lambda_0 + \lambda_k + \frac{1}{2} \cdot d_i \cdot a \cdot C^1 \cdot \ln \frac{d_a}{d_i}. \quad (74 \text{ a})$$

C^1 ist nach Gleichung (67) zu berechnen (für einen strahlenden Körper, der allseitig von einem anderen umschlossen ist).

In analoger Weise findet sich¹, wenn s die Stärke der Luftschicht bezeichnet:

Vertikale Luftschicht

$$\lambda' = \lambda_0 + \lambda_k + a \cdot s \cdot C^1. \quad (75)$$

Horizontale Luftschicht, Wärmedurchgang von unten nach oben

$$\lambda' = \lambda_0 + \lambda_k + a \cdot s \cdot C^1. \quad (76)$$

Horizontale Luftschicht, Wärmedurchgang von oben nach unten

$$\lambda' = \lambda_0 + a \cdot s \cdot C. \quad (77)$$

In diesem letzteren Falle ist die Konvektionszahl $\lambda_k = 0$, weil sich die Luftteilchen von oben her erwärmen, so daß kein Auftrieb eintreten kann.

Für die Fälle der ebenen Luftschicht ist C^1 nach Formel (68) zu berechnen.

Bisher war eine stillschweigende Voraussetzung, daß die seitliche Ausdehnung der Luftschicht groß gegenüber ihrer Stärke ist. In manchen Fällen, z. B. bei Hohlsteinen im Bauwesen ist dies aber durchaus nicht der Fall und man muß dann die bisherige Berechnung des Strahlungsaustausches noch insofern korrigieren, als man die von den seitlichen „Stegen“ durch Strahlung übertragene Wärme durch Hinzufügen eines

Seitenstrahlungsfaktors φ

berücksichtigen muß, der den Einfluß der geometrischen Form des Hohlraumes zusammenfaßt.

Über die Größe dieses Seitenstrahlungsfaktors findet sich in der Literatur nur angegeben, daß er selbst bei einem quadratischen Querschnitt nicht größer sein dürfte als

$$\varphi = 1,2 \quad (78)$$

¹ In systematischer, sehr übersichtlicher Weise behandelt diese Zusammenhänge bei Gebäudewänden K. Hencky, Lit.-Nachw. 60.

Hencky nimmt ihn auch schon für ein Seitenverhältnis von 1:2 (wobei der Steg die kürzere Seite ist) mit dem gleichen Betrage an. Für noch längere Rechtecke wird man ihn entsprechend kleiner annehmen und ihn schon bei einem Verhältnis von 1:3 gleich 1 setzen. Dies dürfte aber zunächst nur für im Bauwesen übliche Stoffe gelten. Betrachtet man nämlich die warme Seite und die beiden Stegflächen als einen halboffenen Hohlraum, der gegen die kalte Seite mit seiner Öffnung strahlt, so kann $\varphi \cdot C^1$ höchstens = 4,96, d. h. gleich C_s werden. Für nicht metallische technische Oberflächen ist aber C^1 durchschnittlich 4,0 bis 4,4, so daß hierfür $\varphi = 1,2$ schon das überhaupt mögliche Maximum darstellen würde. Für niedrigere Strahlungskonstanten könnte allerdings φ größer werden; φ wäre also abhängig von der Strahlungskonstante der begrenzenden Flächen.

Es schreibt sich nun beispielsweise Gleichung (75) für die senkrechte, seitlich wenig ausgedehnte Luftschicht (z. B. Luftporen):

$$\lambda' = \lambda_0 + \lambda_k + \varphi \cdot a \cdot s \cdot C^1. \quad (79)$$

b) Zahlenwerte. Über die Zahlenwerte der eigentlichen Wärmeleitfähigkeit der Luft vgl. Zahlentafel 75 B des Anhangs.

Für die Konvektionszahl ist bisher lediglich der Einfluß der Schichtstärke bei senkrechter ebener Fläche untersucht. Für die Abhängigkeit von der Temperatur, von der Höhe und der Form der Luftschicht usw. fehlen noch Unterlagen, so daß nichts anderes übrigbleibt, als für sämtliche Gleichungen (74a) bis (79) vorläufig den Wert λ_k nach Zahlentafel 72 im Anhang einzusetzen¹.

Die hier vorhandene Unsicherheit ist im übrigen meist insofern nicht von großer Bedeutung, weil besonders bei höheren Temperaturen der Anteil der Strahlung, die selbst nur etwa mit $\pm 10\%$ Genauigkeit bekannt ist, ganz wesentlich überwiegt, wie aus folgendem Zahlenbeispiel hervorgeht.

Zahlenbeispiel: Es ist der Isolierwert einer 10 cm starken Luftschicht zu berechnen, die senkrecht in einem Mauerwerk angeordnet ist, wenn einmal die Temperaturen der Begrenzungswände 0° und 10°C seien (Gebäudemauer), das andere Mal 400° und 600° (Kesselmauerwerk). Ferner

$$C_1 = C_2 = 4,5.$$

Nach Gleichung (75) und den Zahlentafeln 14 und 15 ist Gebäudemauer:

$$\lambda' = 0,021 + 0,12 + 0,86 \cdot 0,1 \cdot 4,1 = 0,141 + 0,352 = 0,493$$

Kesselmauerwerk:

$$\lambda' = 0,045 + 0,12 + 18,7 \cdot 0,1 \cdot 4,1 = 0,165 + 7,67 = 7,835$$

¹ Nach einem Bericht von H. Reiher auf Grund von Messungen von W. Mull auf der 4. Tagung d. Ausschusses für Wärmeforschung des V. D. I. am 6. bis 7. 1. 1928 ist neuerdings auch die Abhängigkeit vom Temperaturunterschied der Begrenzungswände untersucht.

Die Strahlung ist also im ersten Fall mit

$$\frac{0,352}{0,493} \cdot 100 = 71,5\%,$$

im zweiten Fall mit

$$\frac{7,67}{7,835} \cdot 100 = 98\%$$

an der Wärmeübertragung beteiligt.

Überblickt man die Strahlungskonstanten in Zahrentafel 74 im Anhang, so kann man etwa zwei Hauptgruppen von hier in Frage kommenden Stoffen unterscheiden:

1. Gewöhnliche Werkstoffe der Wärmeschutztechnik, wie rohe Isolieroberfläche, Farbanstriche, Papier, Holz, Baustoffe usw. Ihre Strahlungskonstante ist etwa 4,4 bis 4,7. Nicht sehr viel niedriger ist jene von Eisen, oxydiert und verrostet, nämlich ca. 4,0.

2. Metalle mit niedrigen Strahlungskonstanten, z. B. verzinn- oder verzinktes Eisenblech, Kupfer, Messing usw. Je nach dem Zustande der Oberfläche können diese Strahlungskonstanten etwa zwischen 0,25 bis 1,0 liegen. Für den technisch häufigeren Fall hoher Strahlungskonstanten, $C_2 = 4,6$, sei ein allgemeiner Überblick in Abb. 34¹ über die äquivalente Wärmeleitzahl und ihre Abhängigkeit von Schichtstärke und Temperatur in folgenden drei Fällen gegeben:
 zylindrische Luftschicht, innerer Durchmesser 50 mm,
 zylindrische Luftschicht, innerer Durchmesser 400 mm,
 senkrechte ebene Luftschicht.

Abb. 34, deren Ordinatenmaßstab logarithmisch ist, zeigt ganz allgemein:

1. Die äquivalente Wärmeleitzahl nimmt bei gleichen übrigen Verhältnissen mit dem Durchmesser der inneren Begrenzungsfläche zu und nähert sich asymptotisch den Werten bei der ebenen Wand.

2. Die äquivalente Wärmeleitzahl nimmt mit der Stärke der Luftschicht zu.

3. Die äquivalente Wärmeleitzahl nimmt infolge der durch Strahlung übertragenen Wärme außerordentlich stark mit wachsender Temperatur zu.

¹ Der Abbildung, die aus Heft 2/1926 der WSW.-Mitt. d. Firma Rheinhold & Co. entnommen ist (vgl. Lit.-Nachw. Nr. 75) liegen noch λ_k -Werte nach Hencky-Nusselt zugrunde. Es ist deshalb bei den verschiedenen Schichtstärken noch zu den Werten der Abbildung folgende Größe hinzuzuaddieren, um die λ_k -Werte von Schmidt zu berücksichtigen.

Schichtstärke: . . .	0	20	40	50	75	100 mm
Additionsgröße: . .	0	- 0,01	- 0,01	- 0,007	+ 0,022	+ 0,067

Die Korrektur ist nur für Temperaturen von 0 und 100° C von Bedeutung und ändert nichts an dem allgemeinen Verlauf der Kurven. Daß im übrigen hier noch genauere Versuche notwendig sind, vgl. S. 76.

Zieht man die praktischen Konsequenzen, so erkennt man, daß eine Luftschicht zwischen gewöhnlichen Werkstoffen als Ersatz von Isoliermaterialien nicht in Frage kommt. In der Abbildung ist zur Verdeutlichung die Wärmeleitfähigkeit von guten Korkplatten bei 0° ($\lambda = 0,04$), für ein hochwertiges Wärmeschutzmittel bei 100° ($\lambda = 0,07$), für feuerfeste Steine bei 500° ($\lambda = 0,8$), sowie die untere Grenze der Wärmeleitfähigkeit von Metallen (40% iger

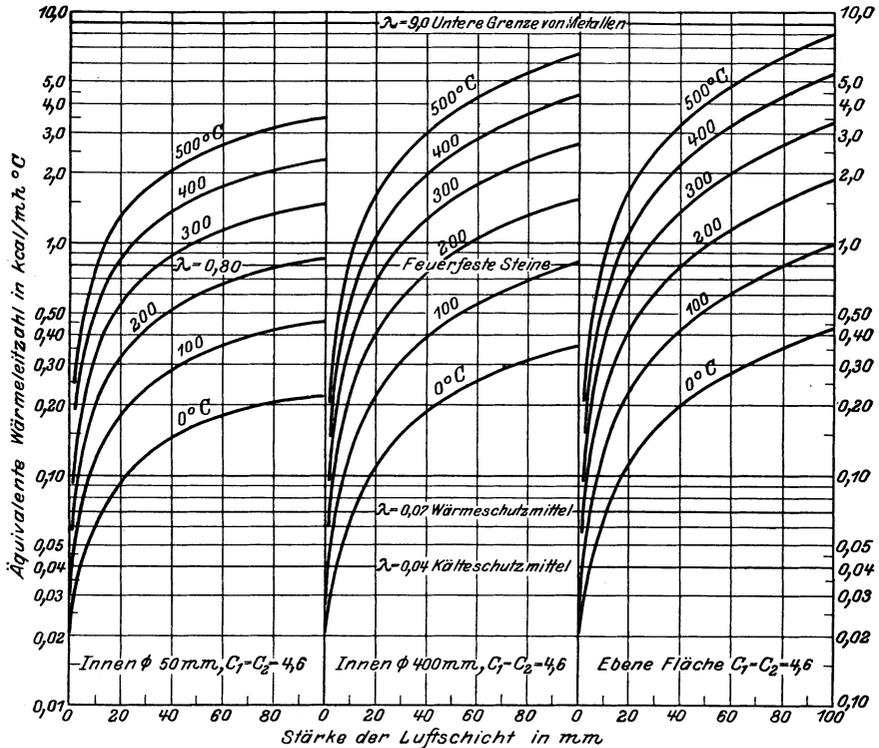


Abb. 34. Äquivalente Wärmeleitzahl von Luftschichten.

Nickelstahl $\lambda = 9$) eingezeichnet. Vergleicht man diese Werte mit den Kurven der äquivalenten Wärmeleitzahl bei den betreffenden Temperaturen, so sieht man, daß auch die aus dem Bauwesen bekannten Maßnahmen zur Steigerung der Isolierwirkung einer Luftschicht:

1. Verlegen der Luftschicht an die Stellen niedriger Temperatur,
2. Unterteilung der Luftschicht in einzelne Teilschichten von geringer Stärke

eine Verwendung von Luftschichten bei Materialien mit hoher Strahlungskonstante in der Industrie nicht möglich machen können.

Den an sich großen Nutzen einer mehrfachen Unterteilung einer Luftschicht erkennt man, wenn man beispielsweise in Abb. 34 in dem Diagramm für ebene Flächen statt einer Luftschicht von 10 cm zehn Luftschichten von 1 cm setzt. Für 200° C mittlerer Temperatur werden die äquivalenten Wärmeleitahlen dann 1,85 bzw. 0,24, die Unterteilung vermindert λ' also auf 13%.

Längere Zeit versprach man sich im Hochbau von der Verwendung von Luftschichten wenigstens eine Baustoffersparnis. Die sonstigen Nachteile, die Luftschichten hierbei zu besitzen pflegen, nämlich Entlüftung durch Sprünge im Mauerwerk und Neigung zur Schwitzwasserbildung bei tiefen Temperaturen lassen jedoch heute auch in dieser Hinsicht keinen besonderen Nutzen erwarten.

Greift man zur Verwendung von Metallen mit niedrigen Strahlungskonstanten, wie sie vorstehend genannt sind, so ist dabei zu berücksichtigen, daß im allgemeinen durch unvermeidliche Oxydationserscheinungen für den Betrieb mit einer nicht unerheblichen Erhöhung der theoretischen Strahlungskonstanten zu rechnen ist, so daß der Effekt im allgemeinen angesichts der auch hier notwendigen mehrfachen Unterteilung und der hohen Anlagekosten nicht befriedigt.

E. Schmidt¹ hat nun neuerdings gefunden, daß Aluminium einerseits eine sehr geringe Strahlungskonstante besitzt, die sich auch durch die normale Oxydationsschicht nicht wesentlich erhöht, andererseits eine Verwendung in dünnen und verhältnismäßig billigen Folien zuläßt. Nach Laboratoriumsversuchen gemäß Zahlentafel 18 würden sich bei dieser sog. „Alfol-Isolierung“ mit Schichtstärken von etwa 10 mm äquivalente Wärmeleitahlen erreichen lassen, die zu den niedrigsten Werten gehören, die man bislang mit Wärmeschutzstoffen erreichen konnte. Ein Urteil, ob es auf diese Weise gelingt, Luftschichten im Wettbewerb mit normalen Isoliermaterialien in der Praxis einzuführen, ist jedoch noch nicht möglich. Es ist dies in erster Linie eine

Zahlentafel 18. Versuche mit Alfol-Isolierungen.

Anordnung der Folie	Dicke der Luftschichten in mm	Wärmeleitahl in kcal/m h °C bei Mitteltemperaturen von:				
		0	50	100	200	300°
zylindrisch	10	0,026	0,030	0,033	0,041	0,048
„	26	0,057	0,070	0,083	0,097	—

Frage, ob sich die sehr wichtigen dünnen Schichtstärken bei den dünnen Folien (0,03 mm und darunter) praktisch genau genug und betriebsicher genug herstellen lassen. Andererseits würde diese Isoliermethode eine ganz außerordentlich geringe Speicherwärme aufweisen.

¹ Vgl. E. Schmidt: Lit.-Nachw. 53.

16. Die Wärmeleitzahl der verschiedenen Stoffe.

Die wichtigste aller wärmeschutztechnischen Materialkonstanten ist die Wärmeleitzahl. Je kleiner sie ist, um so geringer ist die durch eine Materialschicht fortgeleitete Wärmemenge, um so geringere Isolierstärken sind notwendig, um einen bestimmten Wärmeverlust einzuhalten. Die Wirtschaftlichkeit einer Wärmeschutzanlage ist daher zu einem wesentlichen Teil von der Wärmeleitzahl des verwendeten Materials abhängig und diesbezügliche Garantien sind die Grundlage aller Lieferungsbedingungen. Angesichts mancher Übertreibungen muß aber betont werden, daß es selbstverständlich wirtschaftlich sinnlos ist, geringe Verbesserungen durch Verwendung allzu kostspieliger Rohmaterialien oder Isoliermethoden zu erkaufen. Vielmehr ist die Summe aus Betriebsaufwendungen (die durch die Wärmeleitzahl charakterisiert werden) einerseits und den notwendigen Kapitalaufwendungen andererseits auf ein Minimum herabzudrücken. Diesbezüglich sei nachdrücklich auf die entsprechenden Abschnitte des Teiles II verwiesen.

Sieht man zur Beleuchtung der technischen Bedeutung einer geringen Wärmeleitzahl jedoch hier von dem wirtschaftlich exakten Vergleich unter dem Einschluß der Anlagekosten ab, so gibt folgende kleine Gegenüberstellung gleichwertiger Isolierstärken nach K. Hencky¹ ein charakteristisches Bild. Ausgegangen wird dabei von einem Material mit der Wärmeleitzahl

$$\lambda = 0,12 \text{ kcal/m h } ^\circ\text{C.}$$

Zahlentafel 19.

Gleichwertige Isolierstärken von Materialien mit verschiedener Wärmeleitzahl.

Wärmeleitzahl in vH der Wärmeleitzahl des Vergleichs- materials ($\lambda = 0,12$)	Gleichwertige Isolierstärke in vH		
	ebene Wand	Rohr 200 mm Durchmesser	Rohr 50 mm Durchmesser
75	75	65	55
50	50	40	30

Man sieht, die Überlegenheit eines hochwertigen Materials ist um so größer, je kleiner der Krümmungsdurchmesser des zu isolierenden Objektes ist².

In den Zahlentafeln und Diagrammen des Anhanges sind die Wärmeleitzahlen der verschiedensten Stoffe, die in der Technik in Betracht

¹ Hencky, K.: Lit.-Nachw. 9.

² Prospekte über Isolierungen mit niedriger Wärmeleitzahl, aber hohen Anlagekosten, pflegen daher vielfach Vergleiche auf Grund der gleichwertigen Stärken bei geringen Rohrdurchmessern anzustellen, wodurch natürlich kein zutreffendes Bild der allgemeinen Wirtschaftlichkeit des Materials gegeben wird.

kommen, aus der Literatur zusammengestellt, soweit sie als einwandfrei betrachtet werden können. Für viele bekannt gewordene Messungen trifft letzteres durchaus nicht zu. Sie sind aber trotzdem vielfach in wissenschaftlichen Zusammenstellungen aufgenommen¹, da sich mangels anderweitiger Messungen ein endgültiges Urteil darüber nicht fällen läßt.

Für die Wärmeleitzahl der Isolierstoffe wurde die Darstellung in Diagrammen (Abb. 83—93) bevorzugt, weil sie gleichzeitig die Abhängigkeit der Wärmeleitzahl von Raumgewicht und Temperatur wiederzugeben gestatten². Die Zusammenstellung von Versuchswerten in dieser Form hat trotz erheblicher Streuungen der Ergebnisse um die Durchschnittswerte nicht nur für die wissenschaftliche Forschung Interesse zur Aufdeckung von Gesetzmäßigkeiten und zur Kontrolle von Messungen, sondern leistet auch dem praktisch tätigen Ingenieur wichtige Dienste:

1. Bilden sie die unentbehrlichen Unterlagen für die Projektierung von Anlagen, indem sie an Stelle der Vielzahl einzelner Versuchswerte wahrscheinliche Normalwerte mit einem gleichzeitigen Überblick über die möglichen Abweichungen geben, ohne natürlich genauere Untersuchungen für die endgültigen Beschlüsse überflüssig machen zu können.

2. Lassen sie die wichtigsten physikalischen Gesetzmäßigkeiten und Einflüsse erkennen und geben so einen Gesamtüberblick und Fingerzeige für die Fabrikation und kritische Betrachtung.

3. Ermöglichen sie auch bei mangelnder persönlicher Erfahrung eine gewisse Kontrolle über die Angaben von Lieferfirmen.

Bemerkt sei, daß beim Entwurf der Diagramme versucht wurde, zwar alles vorhandene Material zur Befriedigung der gekennzeichneten praktischen Bedürfnisse zusammenzufassen, bestehende Lücken wurden jedoch absichtlich nicht ausgeglichen. Es wurde also bewußt auf die Möglichkeit verzichtet unter Zuhilfenahme theoretischer Überlegungen, eine entsprechende Abgleichung des Verlaufs der Kurven

¹ Z. B. in den älteren Auflagen des Tabellenwerkes von Landolt und Bornstein. Auch die Zusammenstellung von E. Schmidt in Heft 5 der Forschungsheimhefte enthält manchen unwahrscheinlichen Wert.

² Derartige Zusammenstellungen finden sich in der Literatur mehrfach, insbesondere in den Mitteilungen des Forschungsheims für Wärmeschutz. Die dort vom Verfasser seinerzeit entworfenen Diagramme wurden in Heft 1/1926 der WSW-Mitteilungen (vgl. Lit.-Nachw. 75) noch weiter ausgebaut in Richtung einer eingehenderen Unterteilung der Arten der Wärmeschutzmittel und einer getrennten Darstellung der Temperaturabhängigkeit. Die vorliegenden Diagramme stellen eine Zusammenfassung der letztgenannten Veröffentlichung dar, auf die hier hinsichtlich der Ableitung der Kurven verwiesen sei.

im einzelnen und zueinander zu erzielen; denn der Zwang bei der Herstellung von Isoliermitteln, auch auf bestimmte Nebeneigenschaften zu sehen, wie z. B. genügende Haltbarkeit, besondere Druckfestigkeit usw. führt tatsächlich zu gewissen Ungleichmäßigkeiten der normalen Durchschnittswerte, deren weitere Analysierung natürlich noch wünschenswert ist.

17. Die Gesetzmäßigkeiten der Wärmeleitfähigkeit von Bau- und Isolierstoffen.

Die Kenntnis der Gesetzmäßigkeiten, denen die Wärmeleitfähigkeit unterliegt, ist gleichermaßen für die Herstellung wie für die Verwendung von Bau- und Isolierstoffen wichtig. Es lassen sich 5 Hauptfaktoren unterscheiden, von denen die Wärmeleitfähigkeit poröser Körper, wie dies die meisten Bau- und alle Isolierstoffe sind, abhängt:

- a) der Einfluß der Porosität,
- b) der Einfluß der Temperatur,
- c) der Einfluß der chemischen Zusammensetzung und des molekularen Aufbaues der festen Bestandteile,
- d) der Einfluß der Art der Verkittung der festen Bestandteile,
- e) der Einfluß eines Feuchtigkeitsgehaltes.

Der Einfluß der Porosität ist für die industrielle Wärmeschutztechnik weitaus der wichtigste und die Grundlage jeder zielbewußten Fabrikation. Er kann im wesentlichen heute ebenso wie der der Temperatur als geklärt betrachtet werden. Weniger auffällig und noch nicht systematisch untersucht, aber trotzdem oft kennzeichnend für die mit einem Rohstoff erreichbare Isolierwirkung ist der Einfluß der Wärmeleitfähigkeit der festen Bestandteile. Die Art der Verkittung der einzelnen Teilchen ist bisher nur durch typische Grenzfälle, Einschluß der Luftporen in einer kompakten Masse oder zwischen lose sich berührenden oder nur punktförmig verbundenen Körnern nachgewiesen. Der Einfluß der Feuchtigkeit endlich, der für den Wärmeschutz im Hochbau von außerordentlicher Bedeutung ist, hat für den industriellen Wärmeschutz im allgemeinen weniger Interesse, weil entweder die Art der Verwendung der Isolierstoffe ohne weiteres ihre vollkommene Trockenheit bedingt oder weil grundsätzlich der Einbau unbedingt so getroffen werden muß, daß eine dauernde Durchfeuchtung ausgeschlossen bleibt.

a) Der Einfluß der Porosität auf die Wärmeleitfähigkeit. Wie ohne weiteres einzusehen, muß die Wärmeleitfähigkeit eines porösen Körpers im vollkommen trocknen Zustand ein mittlerer Wert zwischen dem Wärmeleitvermögen der Luft in den Poren und der Wärmeleitfähigkeit der festen

Bestandteile sein. Dieser Mittelwert kann zwischen den Grenzen schwanken, die durch die Wärmeleitfähigkeit der festen Bestandteile einerseits und der äquivalenten Wärmeleitzahl der Luft in den Poren andererseits gegeben sind. Die nächstliegende Gesetzmäßigkeit ist also: Die Abhängigkeit der Wärmeleitzahl vom Porenvolumen bzw. vom Raumgewicht.

Die Wärmeleitzahl der festen Bestandteile der anorganischen Isolier- und Baustoffe ist ähnlich derjenigen sehr dichter Gesteinsarten, etwa mit den Werten 2,0 bis 3,5 kcal/m h °C einzuschätzen. Ein guter Mittelwert ist 2,8, wie er bei Marmor zutrifft. Die äquivalente Wärmeleitfähigkeit der Luft in den Poren dagegen kann bis auf den hundertsten Teil, nämlich bis auf 0,02 bis 0,03 kcal/m h °C herabsinken. Für organische Stoffe liegen die Verhältnisse ähnlich. Je größer also der Luftgehalt eines Körpers ist, um so niedriger ist seine Wärmeleitfähigkeit, woraus sich die bekannte Abhängigkeit der Wärmeleitzahl vom Porenvolumen bzw., da das Raumgewicht eines Körpers bis zu einem gewissen Grade ein direktes Maß des Porenvolumens darstellt, die Abhängigkeit vom Raumgewicht ergibt. Diese Gesetzmäßigkeit läßt sich durch das ganze Gebiet der Bau- und Isolierstoffe deutlich verfolgen, wenn sie auch naturgemäß noch von anderen Einflüssen überlagert wird, so daß die wirklichen Werte zum Teil streuen. Abb. 35 gibt

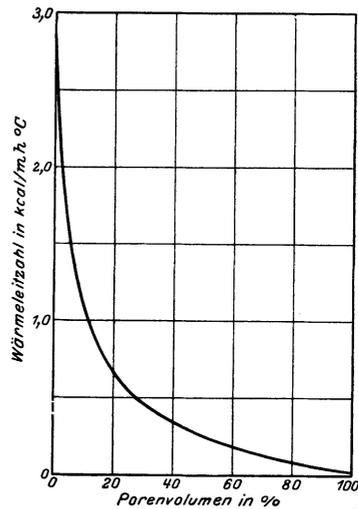


Abb. 35. Abhängigkeit der Wärmeleitzahl anorganischer Bau- und Isolierstoffe vom Porenvolumen.

diese allgemeine Abhängigkeit in einem Diagramm für eine Temperatur von 20° C bei anorganischen Materialien. In dem Bereich von 30 und 80% Porenvolumen gibt diese Kurve für Baustoffe recht gute Schätzwerte. Diesem Bereich entsprechen die Angaben der Zahlentafel 75A 3 S. 268. Für Porenvolumen unter 30% hat Abb. 35 im wesentlichen nur schematische Bedeutung, teils mangels eines einwandfreien Untersuchungsmaterials — die Versuche in diesem Bereich sind durchweg an Materialien mit einem gewissen Feuchtigkeitsgehalt ausgeführt —, teils weil hier natürlich die möglichen Unterschiede der Wärmeleitzahl der festen Bestandteile in den Vordergrund rücken. Für Isolierstoffe, deren Porengehalt etwa zwischen 70 und 96% liegt, sind in Abb. 36 vier Sonderkurven eingezeichnet, entsprechend den Abb. 83—93 im Anhang.

Zur Aufstellung der Abhängigkeit der Wärmeleitzahl vom Porenvolumen mußte das spezifische Gewicht von Bau- und Isolierstoffen mit einem Durchschnittswert von 2600 kg/m^3 eingesetzt werden, da in den Versuchen fast stets nur das Raumgewicht angegeben ist. In Wirklichkeit können die Werte etwa zwischen 2400 und 2800 kg/m^3 schwanken, doch wird dadurch die Kurve nur im geringen Maße beeinflusst.

Die Beziehung zwischen Porenvolumen p in Volumenprozent, dem Raumgewicht R und dem spezifischen Gewicht s in kg/m^3 lautet:

$$p = 100 \cdot \frac{s - R}{s} \quad (80)$$

Die Kurven der Raumgewichtsabhängigkeit für die verschiedenen Isolierstoffe im Anhang sind, da ja die Temperatur von Einfluß auf die

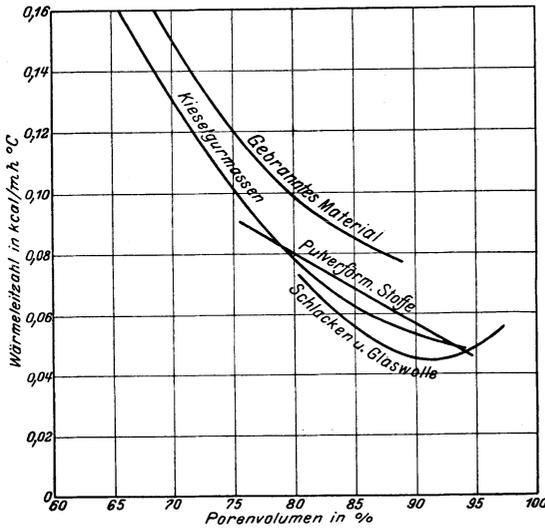


Abb. 36. Abhängigkeit der Wärmeleitzahl verschiedener Isoliermaterialien vom Porenvolumen.

Wärmeleitfähigkeit ist, zunächst jeweils für die Temperaturen aufgestellt, die etwa den häufigsten Bereich der praktischen Verwendung kennzeichnen. Dabei ergibt sich, daß die Wärmeleitfähigkeit bei einem bestimmten Porenvolumen ein Minimum besitzen kann (bei Schlackenwolle und Glaswolle etwa bei 220 kg/m^3 , bei organischen Faserstoffen etwa bei 75 kg/m^3), so daß also eine weitere Steigerung des Poren-

volumens die Wärmeleitzahl erhöht. Der Grund hierfür liegt in der Vergrößerung der Luftporen bei allzu loser Stopfung. Damit kommen wir zur zweiten bedeutungsvollen Abhängigkeit der Wärmeleitzahl: Die Abhängigkeit der Wärmeleitzahl von der mittleren Porengröße.

Berechnet man die äquivalente Wärmeleitzahl der Luft für die Ausmaße von Poren nach Gleichung (79) auf S. 76, was natürlich nur angenähert und unter gewissen Annahmen möglich ist, so kommt man etwa zu folgenden Werten, die zwar keine absolute Genauigkeit beanspruchen, aber einen guten Überblick geben können:

Zahlentafel 20.

Mittlere Temperatur in °C	Äquivalente Wärmeleitzahl der Luft in kcal/m h °C bei einem Porendurchmesser von			
	0	0,5	1,0	5,0 mm
0	0,020	0,022	0,024	0,038
300	0,037	0,053	0,069	0,198
500	0,046	0,086	0,126	0,444

Ihrer Porengröße nach lassen sich nun die wichtigsten Isoliermaterialien für Wärme- und Kälteschutz in 4 Gruppen, beginnend mit dem größten Gefüge, einteilen:

gebrannte Isoliersteine,
 faserförmige Stoffe,
 pulverförmige Stoffe,
 Wärmeschutzmassen.

Wie Abb. 36 zeigt, nimmt in der Tat die Wärmeleitzahl bei gleichem Porenvolumen im allgemeinen in dieser Reihenfolge ab. Nur die Kurve von Schlacken- und Glaswolle steht mit dem Augenschein in Widerspruch. Man muß eben berücksichtigen, daß stets mit Nebeneinflüssen zu rechnen ist (Form der Hohlräume, Strahlungskonstante der Wänden usw.), die sich heute noch einer genaueren Beurteilung entziehen. Außerdem spielt infolge der Temperaturabhängigkeit auch die Bezugstemperatur eine Rolle. In Wirklichkeit ist naturgemäß auch zwischen den einzelnen Materialien keine scharfe Trennung vorhanden, sondern die Streufelder greifen ineinander über.

Aus der Abhängigkeit der Wärmeleitzahl von der Porengröße folgt die Abhängigkeit des Einflusses des Raumgewichtes von der Größe der Poren; denn ein gewisses Mehr oder Weniger an Lufteinschlüssen muß bei feiner Porenverteilung wirksamer als bei grober sein.

Auf die gleichen Ursachen wie der Einfluß des Raumgewichtes bzw. des Porenvolumens ist der Einfluß des Wasserzusatzes beim Anrühren von Wärmeschutzmassen auf ihre Wärmeleitfähigkeit zurückzuführen, da bei diesen Isolierstoffen das Wasser nicht nur zur Formgebung, sondern gleichzeitig auch als Porenbildner dient. Dieser Einfluß ist noch wenig erforscht und je nach den Rohstoffen, aus denen die Massen hergestellt werden, ziemlich verschieden. Es sind nach den bisherigen Erfahrungen innerhalb der Grenzen, die dem Wasserzusatz durch den praktischen Gesichtspunkt gezogen sind, daß die Masse für den Monteur auch noch auftragbar sein muß, immerhin Änderungen der Wärmeleitfähigkeit ein und derselben Masse bis etwa

10% möglich, die bei den scharfen Garantien, die heute gefordert werden, wohl berücksichtigt werden müssen. Natürlich liegt die Schlußfolgerung nahe, daß der Wasserzusatz einen gewissen charakteristischen Wert für das Raumgewicht der fertigen Massen überhaupt darstellt. In der Tat ist die Grenze des möglichen Wasserzusatzes etwa durch die Werte 0,75 kg Wasser pro 1 kg Masse bei manchen Vollkornmassen¹ und 6 kg Wasser bei den besten Magnesiamassen gekennzeichnet, die gleichzeitig als Typen schwerer bzw. leichter Massen gelten können. Wenn damit auch wieder die Wärmeleitfähigkeit in Zusammenhang steht, so ist dadurch natürlich nicht etwa ein grundsätzliches Urteil über die Qualität dieser Massesorten, ganz zu schweigen von ihrer Wirtschaftlichkeit, ausgesprochen.

Zu beachten ist natürlich, daß die Lagerung der festen Teilchen in der getrockneten Masse meist etwas dichter ist als bei der feucht angerührten Masse: Schwund der Masse beim Trocknen. Nicht das ganze Wasservolumen wird also zu Porenvolumen. Manchmal läßt sich auch das Umgekehrte beobachten: Treiben der Masse. Für diesbezügliche Untersuchungen ist es deshalb von Nutzen, das theoretische Raumgewicht aus dem Wasserzusatz ohne diese Einflüsse zu errechnen. Hierfür gilt die Gleichung:

$$R = \frac{1}{\frac{1}{s} + \frac{1}{R_w} \cdot H} \quad (81)$$

Darin ist:

- R = das Raumgewicht der fertig getrockneten Masse in kg/m^3 ,
- s = das spezifische Gewicht der festen Bestandteile in kg/m^3 ,
- $R_w = 1000$ = das spezifische Gewicht des Wassers in kg/m^3 ,
- H = der Zusatz an Wasser in kg pro 1 kg Masse.

Die Abweichungen des tatsächlichen Raumgewichtes von dem nach dieser Formel berechneten, geben das gesuchte Maß für den Schwund bzw. das Treiben der Masse beim Trocknen.

Noch komplizierter werden in der Praxis die Verhältnisse bei Wärmeschutzmassen dadurch, daß offenkundig auch die Art des Aufbringens, die Größe des Probekörpers und die Trocknungsgeschwindigkeit von Einfluß sind. Ein extremes Beispiel gibt Abb. 37, in der die Wärmeleitfähigkeit von drei Wärmeschutzmassen in Abhängigkeit vom Raumgewicht wiedergegeben sind, so wie sie vom Forschungsheim für Wärmeschutz und vom Verfasser an verschiedenartigen Probekörpern der betreffenden Massen festgestellt wurden. Vom Forschungsheim in München

¹ Unter Vollkornmassen sind im Gegensatz zu Kieselgurmassen solche Stoffe verstanden, deren Einzelkörner keinen Hohlraum enthalten, wie z. B. Massen aus Gichtstaub, aus sogenanntem Si-Stoff (entfetteter Ton) usw.

wurden die Massen in der in der Praxis üblichen Weise auf ein elektrisch geheiztes Rohr schichtweise aufgetragen. Die Versuchswerte vom Verfasser wurden in der Weise gewonnen, daß sie in Formen gegossen und im elektrischen Ofen getrocknet wurden. Die Raumgewichte ergeben sich im letzteren Falle ganz erheblich niedriger¹. Die Wärmeleitzahlen stehen jedoch untereinander in sinngemäßer Übereinstimmung, indem sie sich zu einer Kurve der Raumgewichtsabhängigkeit zusammenfassen lassen. Auffällig ist, daß Masse II bei den Untersuchungen des Forschungsheims ein höheres Raumgewicht als Masse III erhielt, obwohl der Wasserzusatz bei ersterer größer war, während

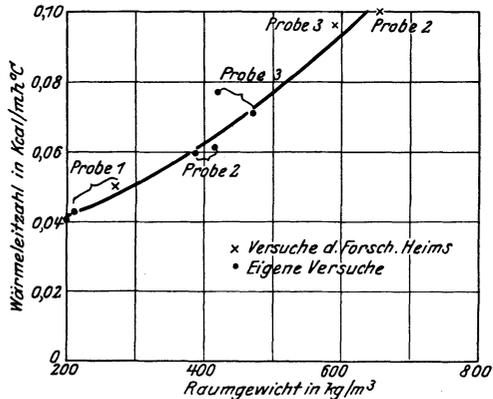


Abb. 37. Einfluß der Herstellungsart von Probekörpern aus Wärmeschutzmasse auf Wärmeleitzahl und Raumgewicht.

sich bei den Versuchen des Verfassers ein niedrigerer Wert ergab, wie es naheliegender ist. Bei Massen sind also noch wesentliche Punkte ungeklärt. Untersuchungen an der fertigen Anlage bekommen hierdurch bei Massen eine besondere Wichtigkeit.

Nach den bisherigen Überlegungen muß endlich noch bei Stoffen, bei denen die Poren je nach der Richtung verschieden ausgebildet sind, also bei faserigen Stoffen eine Abhängigkeit der Wärmeleitzahl von der Richtung des Wärmestromes vorhanden sein. Fließt nämlich die Wärme parallel zur Faser, so sind die verhältnismäßig gut leitenden Fasern gewissermaßen eben so viele „Wärmebrücken“, die durch keine oder nur wenige isolierende Poren unterbrochen sind. Senkrecht zu den Fasern dagegen hat die Wärme überall einen mehrfach hohen Widerstand zu überwinden. So ist nach Poensgen bei Hölzern die Wärmeleitzahl parallel zur Faser rund das Doppelte der Wärmeleitzahl senkrecht zur Faser. Ähnliches zeigt umstehende Zahlentafel 21 für Glasgespinnst und Seidenzopf.

b) Die Temperaturabhängigkeit der Wärmeleitzahl. In der vorstehenden kleinen Zahlentafel 20, sowie im Abschnitt 14 über den

¹ Die Versuche wurden vom Verfasser im Zusammenhang mit der Erprobung eines kleinen Laboratoriumsapparates ausgeführt, der zur schnellen Fabrikationskontrolle und Erprobung von Rezepten in kleinen Mengen dienen sollte. Vgl. Lit.-Nachw. 26.

Zahlentafel 21.

Lage der Faser	Raumgewicht in kg/m^3	Wärmeleitzahl in $\text{kcal/m h } ^\circ\text{C}$
Glasgespinnst (100°C)		
Senkrecht zum Wärmestrom	186	0,047
„ „ „ „	219	0,043
Regellos gestopft	307	0,108 ¹
„ „ „ „	420	0,064
Seidenzopf (20°C)		
Senkrecht zum Wärmestrom	127	0,036
Regellos gestopft	127	0,048

Wärmeaustausch durch Luftschichten fällt neben der Abhängigkeit der äquivalenten Wärmeleitzahl der Luft von der Stärke des Luftraumes besonders auch jene von der Temperatur ins Auge. Es muß daher auch die Wärmeleitzahl eines Körpers mit Lufteinschlüssen in sinn- gemäßer Weise von der Temperatur beeinflußt werden. In der Tat ist die Zunahme der Wärmeleitzahl mit der Temperatur neben der Abhängigkeit vom Raumgewicht eine der zuerst beobach- teten Gesetzmäßigkeiten. Der Grund liegt in erster Linie in dem

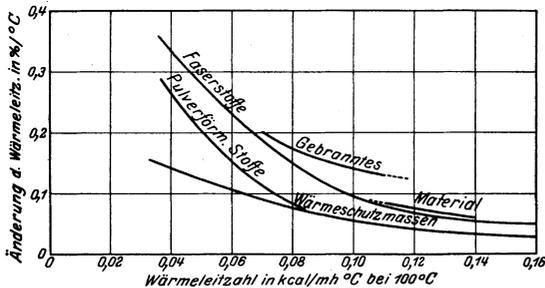


Abb. 38. Einfluß der Temperatur auf die Wärmeleitzahl.

der Luft und noch mehr der der Konvektionszahl tritt demgegen- über in den Hintergrund.

In Abb. 38 sind für die wichtigsten anorganischen Isoliermittel die Temperaturabhängigkeitskurven aus den Diagrammen des Anhangs zusammengestellt. Es ist daselbst die prozentuale Zunahme der Wärmeleitzahl in Prozenten des Ausgangswertes (hier für 100°C) in Abhängig- keit von der Wärmeleitzahl gezeichnet. Pro 100°C Temperaturzunahme steigt die Wärmeleitzahl etwa zwischen 2 und 35%.

Aus der Zahlentafel 20 ist auch ersichtlich, daß der Einfluß der Temperatur um so wirksamer wird, je größer die Pore ist. Bei einer

¹ Mit äußerem Schutzmantel.

Pore von 1 mm Durchmesser beispielsweise verhält sich die äquivalente Wärmeleitzahl bei 0 und 500° wie 1:5,3, bei einer Pore von 5 mm Durchmesser jedoch wie 1:11,7. Es muß deshalb ein Zusammenhang zwischen dem Grade der Temperaturabhängigkeit und der Porengröße bestehen. Sie drückt sich in der Abb. 38 ganz in Übereinstimmung mit dem Augenschein dadurch aus, daß die grob porösen Materialien, wie gebranntes Material und Faserstoffe, mit ihrer Temperaturabhängigkeitskurve über den pulverförmigen und jene wieder über den Wärmeschutzmassen liegen. Bei einer Wärmeleitzahl von 0,06 beispielsweise ist die Temperaturabhängigkeit von Pulvern um 50%, jene von Faserstoffen und porösem Kieselgurmaterial um 130% größer als von Massen¹.

Wenn endlich die Temperaturabhängigkeit der Wärmeleitzahl eines porösen Körpers in erster Linie von der Temperaturabhängigkeit des Wärmeleitvermögens der Luft in den Poren herrührt, so muß ein Zusammenhang zwischen dem Grad der Temperaturabhängigkeit und dem Porenvolumen bestehen. Dies zeigt sich ebenfalls in Abb. 38 in der für sämtliche Materialien übereinstimmenden Zunahme des Temperatureinflusses mit Abnahme der Wärmeleitzahl; letztere ist ja identisch mit einer Zunahme des Porengehaltes. Der Grenzwert, dem die Kurven bei hohem Raumgewicht zustreben, ist die Temperaturabhängigkeit der festen Bestandteile selbst, die bei amorphen Körpern ebenfalls eine positive ist.

c) Der Einfluß der chemischen Zusammensetzung und des molekularen Aufbaues auf die Wärmeleitzahl. Bei den bisherigen Betrachtungen war der Einfluß von Verschiedenheiten der Wärmeleitahlen der festen Bestandteile bewußt vernachlässigt worden, was um so eher zulässig ist, je höher der Luftgehalt des betrachteten porösen Stoffes, d. h. je niedriger das Raumgewicht ist. Der Sinn dieser Verallgemeinerung war ein allgemeiner Einblick in die Gesetzmäßigkeiten. Erfahrungsgemäß muß man jedoch den Einfluß der Wärmeleitfähigkeit der festen Bestandteile eines Isolierstoffes praktisch doch zuweilen in Betracht ziehen.

Wenn beispielsweise in Abb. 83 des Anhangs die Kurven der Kieselgur-, der Vollkorn- und der Gesteinstaubmassen bei höheren Raumgewichten erheblich auseinanderfallen, während sie in ihrem unteren Verlauf einer gewissen Vereinigung zustreben, so wird man zur Erklärung die chemische Zusammensetzung ebenso mit heranziehen müssen, wie zu der Tatsache, daß die mittleren Durchschnittswerte gewisser Fabrikate grundsätzlich über oder unter den mittleren Normalkurven

¹ In Heft 4 des Forschungsheims ist der Einfluß der Porengröße an Hand von Abbildungen auch bei gebrannten Steinen allein nachgewiesen.

liegen¹. Es genügt offenkundig nicht, die Unterschiede zwischen Kieselgurmassen und Vollkornmassen allein auf die räumliche Anordnung der festen Bestandteile im einzelnen Korn zurückführen zu wollen, wengleich die in sich poröse Struktur der Diatomeen der Kieselgurmassen ebenfalls von Einfluß sein kann.

Von wesentlicher Bedeutung für die Wärmeleitzahl ist neben der chemischen Zusammensetzung auch der kristallinische oder amorphe Aufbau der festen Bestandteile. So hat z. B. M. Jakob festgestellt, daß die außerordentlich großen Unterschiede der Versuchsergebnisse der verschiedenen Forscher an feuerfesten Steinen größtenteils darauf zurückgeführt werden müssen, daß der Anteil der amorphen und der kristallinischen Bestandteile bei gleicher chemischer Analyse ein verschiedener sein kann². Bei Magnesitsteinen beispielsweise werden Unterschiede in der Wärmeleitzahl bei 20° zwischen 0,4 und 8,0 kcal/m h °C festgestellt. Es kann als ausgeschlossen betrachtet werden, daß dies allein auf mögliche Fehler der verwendeten Meßverfahren und evtl. Unterschiede in der Zusammensetzung der Versuchsproben zurückzuführen ist. Die Hauptursache liegt vielmehr darin, daß die Wärmeleitfähigkeit aller kristallinischen Stoffe höher als im amorphen Zustande ist und mit der Temperatur abnimmt. Vgl. nachfolgende Gegenüberstellung:

Zahrentafel 22.

Material	Wärmeleitzahl in kcal/m h °C bei			
	- 200	- 100	0	+ 100° C
Kristallinisch (nach Eucken)				
Quarkristall senkrecht zur Achse	23	10	6,2	4,8
Quarkristall parallel zur Achse..	46	19	11,7	7,7
Kalkspat senkrecht zur Achse...	15	5,8	3,7	3,1
Steinsalz (Kristall).....	25	10,6	6,0	4,2
Schwefel, rhombisch kristallin...	0,558		0,252	
Amorph				
Quarzglas (amorph)	0,55	1,1	1,2	1,6
Gewöhnliche Steine der verschiedensten Art			2,0—3,5	
Schwefel, gegossen, größtenteils amorph	0,137		0,169	

d) Der Einfluß der Größe und der Verkittung des Kornes auf die Wärmeleitzahl. Auch diese Einflüsse sind bislang noch wenig untersucht. Man wird allgemein sagen können, daß die Korngröße bei den

¹ Ein weiteres Beispiel ist in Heft 4 der Forschungsheim-Mitteilungen gegeben, wo durch Beimischung von Gips zu Vollkornmassen nicht nur deren Raumgewicht, sondern auch die Raumgewichtsabhängigkeit der Wärmeleitzahl sehr stark verändert wird.

² Jakob, M.: Lit.-Nachw. 37.

Dimensionen, wie sie für pulverförmige, masseartige oder gebrannte Materialien in Betracht kommen, ohne merklichen Einfluß auf die Wärmeleitfähigkeit ist, solange die Körner untereinander annähernd gleiche Größen haben. Denn nach einer bekannten Gesetzmäßigkeit ist die Raumerfüllung kugelförmiger Körper gleicher Größe konstant. Ist allerdings die Korngröße ungleich, so kann unter Umständen eine etwas dichtere Raumauffüllung und damit eine gewisse Vergrößerung des Raumgewichts und der Wärmeleitfähigkeit erfolgen, weil sich kleinere Körner zwischen die von den größeren Körnern gebildeten Lücken einschieben können. Wichtiger werden diese Gesichtspunkte aber erst bei lose geschütteten Materialien verhältnismäßig groben Kornes, wie Isolierbims, Kesselschlacke usw. mit einer Korngröße von 5 bis 10 mm und mehr. Hier werden auch bei gleicher Korngröße die kleineren Zwischenräume feinerer Körner eine Verbesserung der Wärmeleitfähigkeit erzielen, da dadurch die Luftkonvektion zwischen den einzelnen Hohlräumen und die Strahlungsübertragung merklich unterbunden ist.

Was den Einfluß der Verkittung der Körner eines Materials betrifft, so ist festzustellen, daß die Wärmeleitfähigkeit von pulverförmigen Massen unterhalb eines Raumgewichts von etwa 500 kg/m^3 (ca. 80 % Porenvolumen) fast gerade so hoch wie bei Kieselgur-Wärmeschutzmassen liegt. Gleiches Raumgewicht vorausgesetzt würde also die festere Verkittung der Körner bei Massen in diesem Bereich keine merkliche Wirkung hervorbringen. Erst darüber hinaus zeigt sich ein erheblicher Unterschied zugunsten der lose geschütteten Stoffe, der aber mehr durch die Beimischungen bindender und gut leitender Zusätze (Ton) bei den Massen hervorgerufen werden dürfte, als durch die Verbindung der Körner.

Ein starker Unterschied ist zwischen einem Isolierstein, der durch Verschweißung einzelner Körner an den Berührungspunkten geschaffen wurde (gebranntes Kieselgurmaterial) und einem Stein, der aus einem kompakten Gerippe besteht, in das Lufträume eingelagert sind. Nach einer Arbeit von Frisack über „Schaumsteine“¹ besitzen die aus glutflüssiger Schlacke durch Zusammenbringen mit Wasser und durch Aufblähen mit Dampf entstehenden Steine Wärmeleitfähigkeiten, die bei gleichen Temperaturen etwa doppelt so hoch als bei gebrannten Kieselgursteinen liegen. Die Wärme findet in den kleinen Berührungsfächen der Körner von Kieselgursteinen eine viel schlechtere Fortleitungsmöglichkeit als bei Steinen mit blasigen Einschlüssen, bei denen die Zellwände ein unterbrochenes Skelett darstellen. Umgekehrt ist natürlich die Festigkeit bei letzteren Steinen wesentlich größer als bei körnigen Grundstoffen. Im übrigen gelten für beide die oben dar-

¹ Frisack, A.: Schaumsteine, neues Verfahren zur Herstellung von Leichtsteinen aus Hochofen- oder anderen Schlacken. Stahleisen 1923, S. 1219.

gelegten Abhängigkeiten vom Porengehalt bzw. Raumgewicht usw. sinngemäß.

e) **Der Einfluß der Feuchtigkeit auf die Wärmeleitzahl.** Der Einfluß der Feuchtigkeit auf die Wärmeleitzahl von porösen Körpern ist für den Wärmeschutz in der Industrie nur insofern von Bedeutung, als mit Rücksicht auf ihn die Montage so erfolgen muß, daß die Isolierstoffe etwa bei der Montage aufgenommene Feuchtigkeit bei Inbetriebnahme abgeben können und dauernd trocken bleiben (daher Lackieren, Aufbringen eines Blechmantels oder von Dachpappe erst nach vollständiger Austrocknung!). Von größter Bedeutung ist der Feuchtigkeitseinfluß jedoch im Bauwesen¹, da die Wände von Gebäuden immer eine gewisse natürliche Feuchtigkeit besitzen.

Nachstehende Ausführungen können sich hier auf die Darlegung der Größenordnung des Feuchtigkeitseinflusses beschränken, sowie auf den Hinweis der Wichtigkeit aller Maßnahmen zur dauernden Trockenhaltung von Isolierungen. Zu beachten ist auch, daß bei etwaigen Abnahmeversuchen im Freien, bei denen der Witterungsschutz fortzunehmen ist, peinliche Trockenhaltung vorgesehen werden muß. Ausführlichere Darlegungen über den Einfluß der Feuchtigkeit bei Baustoffen vgl. die Forschungsheim-Mitteilungen².

Die physikalische Erklärung des Feuchtigkeitseinflusses findet sich in der Überlegung, daß jedes Volumenprozent Feuchtigkeit einen gleichen Betrag von Luft aus dem Körper verdrängt. Die Wärmeleitzahl des Wassers ist jedoch nach M. Jakob bei 20 °C 0,506 kcal/m h °C, also etwa das 25fache der reinen Wärmeleitfähigkeit der Luft. Der Einfluß der Feuchtigkeit ist daher so groß, daß schon ein merklicher Unterschied in der Wärmeleitfähigkeit zwischen vollkommen trockenen Stoffen und lediglich lufttrockenen Stoffen besteht.

Überraschend ist jedoch, daß auf Grund der bisherigen Messungen festzustellen ist, daß der Einfluß eines gewissen Volumengehaltes Feuchtigkeit noch größer als eine gleich große Dichtigkeitssteigerung des Materials ist. Man würde eigentlich das Gegenteil erwarten, da durch eine Dichtigkeitssteigerung ein Volumenprozent Luft durch feste Bestandteile ersetzt wird, deren Wärmeleitzahl die des Wassers um das 5- bis 6fache übertrifft. Wie Abb. 39, die aus Heft 4 des Forschungsheims entnommen ist, zeigt, liegt aber das Streufeld der Versuchspunkte des Feuchtigkeitseinflusses trotz gewisser Unsicherheiten deutlich oberhalb der Kurve des Einflusses einer Dichtigkeitsänderung.

¹ Demgemäß müssen auch die Apparate zur Bestimmung der Wärmeleitfähigkeit von Baustoffen anders durchgebildet werden, als die von Isoliermaterialien.

² Cammerer, I. S.: Lit.-Nachw. 10; Schmidt, E., u. A. Großmann: Lit.-Nachw. 10.

Der Grund dieser auffallenden Erscheinung ist noch ungeklärt. E. Schmidt weist darauf hin, daß die Feuchtigkeit nicht nur immer die feinsten und damit isoliertechnisch wirksamsten Poren ausfüllt, sondern auch nach den Gesetzen der Kapillarität sich an den Berührungspunkten der festen Bestandteile ansetzt, also ausgesprochene Wärmebrücken schafft.

Aus der Abbildung geht schließlich noch hervor, daß die prozentuale Erhöhung der Wärmeleitfähigkeit ebenso wie für die Dichtigkeitsänderung bei etwa 45% Porenvolumen ein Minimum besitzt.

18. Das Raumgewicht von Bau- und Isolierstoffen.

Unter Raumgewicht eines Isoliermaterials ist das Gewicht der Volumeneinheit verstanden, also mit Einrechnung der Lufteinschlüsse der Poren in das Volumen. Es ist daher von dem spezifischen Gewicht der festen Bestandteile allein wohl zu unterscheiden. Das Raumgewicht wird meist in kg/m^3 angegeben, im englischen Maßsystem in englischen Pfund pro Kubikfuß. Zur Umrechnung dient

$$1 \text{ lbs/Kubikfuß} = 16,02 \text{ kg/m}^3.$$

Man hat also die englische Angabe mit 16,02 zu multiplizieren, um den entsprechenden deutschen Wert zu erhalten.

Das Raumgewicht schwankt etwa zwischen den Werten:

- bei Isoliermaterialien 80—1000 kg/m^3 ,
- bei Baustoffen 600—2400 „

Das spezifische Gewicht bei allen anorganischen Isolierstoffen liegt ungefähr zwischen 2400 bis 2800 kg/m^3 .

Die genaueren Grenzen des Raumgewichts bei den einzelnen Isolierstoffen sind aus den Diagrammen und Zahlentafeln über die Wärmeleitfähigkeit im Anhang zu ersehen. Allgemein ist zu bemerken, daß man natürlich mit ein und demselben Rohstoff sehr verschiedene Raumgewichte erzeugen kann, je nach der Art der chemischen und physikalischen Aufbereitung. Bei den geringen Unterschieden des spezifischen Gewichts der festen Bestandteile ist, wie schon erwähnt wurde, das Raumgewicht ein bequemes Maß der Lufteinschlüsse und man wird daher in der Fabrikation von einer Maßnahme, die das Raumgewicht herabsetzt, im allgemeinen auch eine Verbesserung der Isolier-

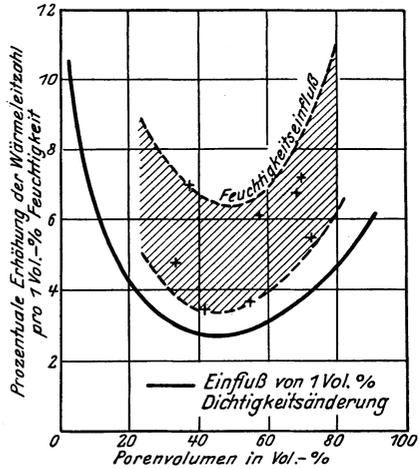


Abb. 39. Einfluß der Feuchtigkeit auf die Wärmeleitfähigkeit.

wirkung erwarten dürfen. Dabei ist allerdings wohl zu beachten, daß einerseits ein bestimmtes Luftvolumen um so wirksamer ist, in je feineren Zellen es eingeschlossen ist, während andererseits gleichzeitig die Festigkeit um so geringer ist, je feiner die Zellen sind; denn die Oberfläche einer Luftpore wächst pro Volumeneinheit mit abnehmendem Durchmesser sehr stark, so daß das Material bei feinen Poren nurmehr zu sehr dünnen Wandungen ausreicht. Es gibt daher bei jedem Material eine gewisse untere Grenze, bei der mit Rücksicht auf die notwendige Festigkeit eine Raumgewichtsverminderung nurmehr auf Kosten der Feinheit der Poren möglich ist, so daß man bei allzu geringem Raumgewicht wieder zu einer Verschlechterung der Isolierwirkung durch Porenvergrößerung kommt.

Da somit Festigkeit und Porosität entgegengesetzte Anforderungen an das Gefüge eines Körpers stellen, darf man mit den Forderungen an die Festigkeit von Isoliermaterialien nicht über das aus praktischen Gründen unbedingt nötige Maß hinausgehen, wenn man einen hochwertigen Wärmeschutz erhalten will.

Im übrigen ist das Raumgewicht nicht nur ein Maß der Isolierwirkung, sondern selbst eine wichtige wärmeschutztechnische Eigenschaft, da die in einer Isolierung gespeicherte Wärme, welche für die Auskühlungsverluste in den Betriebspausen maßgebend ist, dem Raumgewicht proportional ist (vgl. S. 42). Endlich ist das Raumgewicht auch noch ausschlaggebend für die Rohrbelastung und Frachtkosten.

Zieht man wieder wie in Zahlentafel 19 einen Vergleich zwischen verschiedenen Materialien auf der Basis der gleichwertigen Stärke, so zeigt sich hinsichtlich des Gewichtes noch eine gesteigerte Überlegenheit des hochwertigen Materials infolge des mit der Wärmeleitzahl gleichzeitig herabgehenden Raumgewichts. Unter Zugrundelegung einer mittleren Raumgewichtsabhängigkeit wird etwa nach K. Hencky:

Zahlentafel 23. Gewicht von Isoliermaterialien gleichwertiger Stärke.

Wärmeleitzahl in vH der Wärmeleitzahl des Vergleichsmaterials ($\lambda = 0,12$)	Gewicht gleichwertiger Isoliertärken in vH des Gewichts des Ausgangsmaterials		
	Ebene Wand	Rohr 200 mm Durchmesser	Rohr 50 mm Durchmesser
75	60	58	30
50	25	15	8

19. Die spezifische Wärme von Bau- und Isolierstoffen.

Auch die spezifische Wärme eines Materials ist für die im Betrieb in ihm aufgespeicherte Wärmemenge wichtig. Trotzdem spielt sie bei der Materialauswahl auch bei unterbrochenem Betrieb nur eine nebensächliche Rolle, weil sie sich bei den für einen bestimmten Zweck in

Frage kommenden Isoliermaterialien nicht wesentlich zu unterscheiden pfllegt.

Als gute Durchschnittswerte der in Zahlentafel 73 im Anhang zusammengestellten Literaturangaben kann man setzen:

Zahlentafel 24. Mittlere Werte der spezifischen Wärme.

Material	Spezifische Wärme
Anorganische Stoffe.....	0,22 kcal/kg °C,
Organische Stoffe.....	0,45 " "
Organische Stoffe mit Bindemitteln.....	0,34 " "

Diese Werte vergrößern sich mit dem Feuchtigkeitsgehalt und vermindern sich bei organischen Isoliermitteln durch Bindemittel aus Pech, Teer, Ton usw.

Über die Temperaturabhängigkeit der spezifischen Wärme von Isoliermaterialien sind kaum Werte bekannt geworden. In den Prospekten von Lieferfirmen finden sich folgende Angaben:

Zahlentafel 25. Temperaturabhängigkeit der spezifischen Wärme einiger Isolierstoffe.

Material	Spezifische Wärme in kcal/kg °C zwischen 0° und			
	100	200	300	400° C
Gebranntes Kieselgurmaterial.....	0,199	0,203	0,210	0,219
Wärmeschutzmasse (für Hochdruck).....	0,247	0,248	0,250	—
Wärmeschutzmasse (für Niederdruck).....	0,248	0,249	—	—
Lambdamaterial.....	0,194	0,199	0,202	0,211

20. Die Temperaturleitfähigkeit von Bau- und Isolierstoffen.

In der allgemeinen Differentialgleichung der Wärmeleitung (2) auf S. 7 fand sich der Quotient:

$$a = \frac{\lambda}{R \cdot c} \tag{3}$$

der in der Literatur als

Temperaturleitfähigkeit

bezeichnet zu werden pfllegt. Die Temperaturleitfähigkeit ist also für den Anwärme- und Auskühlvorgang maßgebend.

Eine Beurteilung der Isoliermittel nach ihrer Temperaturleitfähigkeit hat jedoch für die Praxis noch kaum irgendwelche Bedeutung erlangt, weil es bislang fast völlig an den notwendigen brauchbaren theoretischen Berechnungsunterlagen fehlt und weil auch anzunehmen ist, daß man den wirtschaftlichen Auswirkungen durchaus gerecht wird, wenn man sie nur wie bisher in Form der Wärmeleitzahl und des Raumgewichts berücksichtigt.

Immerhin erscheint es angebracht, einen kleinen Überblick über die Größe der Temperaturleitfähigkeit bei den verschiedenen Materialien zu geben. Setzt man die spezifische Wärme mit den Mittelwerten

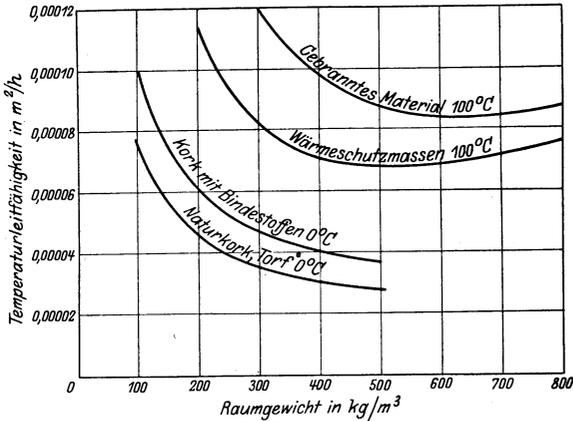


Abb. 40. Abhängigkeit der Temperaturleitfähigkeit vom Raumgewicht.

von S. 95 an, so kann man aus den im Anhang wiedergegebenen Diagrammen des Zusammenhanges zwischen Raumgewicht und Wärmeleitfähigkeit entsprechende Diagramme der Temperaturleitfähigkeit bilden.

In der nachstehenden Abb. 40 ist dies für die wichtigsten Gruppen von Isoliermaterialien bei den

jeweiligen Verwendungstemperaturen durchgeführt, und zwar ist die Abhängigkeit vom Raumgewicht angegeben, da diese für die Praxis den besseren Überblick gibt.

Die Abbildungen zeigen, daß die Temperaturleitfähigkeit der verschiedenen Materialien mit dem Raumgewicht anfangs stark abnimmt, um ganz allgemein etwa zwischen 400 bis 700 kg/m³ einen Mindestwert zu besitzen. Bei großen Raumgewichten ist nurmehr ein schwacher Anstieg zu verzeichnen.

D. Meßtechnik.

21. Die neuzeitlichen Laboratoriumsmethoden zur Ermittlung der Wärmeleitzahl von Isolierstoffen.

Die Messung der Wärmeleitfähigkeit¹ wird heute fast ausschließlich im Dauerzustand der Wärmeströmung und nur an den einfachsten geometrischen Körperformen vorgenommen, da es anderenfalls außerordentlich schwierig ist, eine genügende Übersicht über die meßtech-

¹ Es war naheliegend, in den ersten Zeiten des Prüfungswesens von Isolierungen sogenannte Vergleichsverfahren zu benutzen, bei denen irgendwelche charakteristische Temperaturen im Vergleich zu einem Normalstoff gemessen und zur Kennzeichnung des Isolierwertes benutzt werden. Alle derartigen Verfahren müssen heute als veraltet bezeichnet werden, da sie, abgesehen von zahlreichen physikalischen Irrtümern, nicht die für Berechnungen allein brauchbaren absoluten Materialwerte ergeben. Zwar ist auch die Hilfswandmethode von K. Hencky (S. 102) eine Art Vergleichsverfahren, doch ermöglicht sie die Feststellung der Wärmeleitfähigkeit.

nischen Verhältnisse zu erreichen, die allein eine befriedigende Versuchsgenauigkeit verbürgt. Als Meßkörper kommen in Frage:

ebene Platte,
Hohlzylinder,
Hohlkugel.

Die Meßgenauigkeit der nachstehend beschriebenen Apparate ist vom praktischen Standpunkt aus gleich vorzüglich und in diesem Sinne unabhängig von der gewählten Form des Probekörpers. Welcher Methode man daher in einem bestimmten Fall den Vorzug gibt, wird durch den Verwendungszweck des zu untersuchenden Materials bedingt; denn bei dem großen Einfluß der Struktur auf die Wärmeleitzahl hat man grundsätzlich darauf zu halten, jedes Material möglichst in der Form zu untersuchen, in der es später zur Verwendung gelangen soll, damit nicht durch eine abweichende Behandlung Strukturunterschiede geschaffen werden.

Allen heute gebräuchlichen Laboratoriumsapparaten ist das Prinzip gemeinsam, den durch den Versuchskörper fließenden Wärmestrom elektrisch zu erzeugen, um aus der bequem zu messenden zugeführten elektrischen Energie die entwickelten Wärmemengen berechnen zu können¹. Für Gleichstrom gilt bekanntlich die Formel:

$$Q = 0,86 \cdot E \cdot I. \quad (82)$$

Darin bedeutet:

Q = die entwickelte Wärmemenge in kcal/h,

E = die elektrische Spannung an den Klemmen des Heizwiderstandes in Volt,

I = die Stromstärke des Heizstromes in Ampere.

Da es einerseits kein absolutes Wärmeisoliermittel gibt, andererseits aus naheliegenden Gründen die Probekörper für Laboratoriumsapparate in ihren Abmessungen beschränkt sind, so müssen die Wärmeverluste durch die Seitenflächen eines plattenförmigen Körpers, bzw. durch die Stirnflächen eines Hohlzylinders entsprechend berücksichtigt werden. Ideal ist deshalb an sich der kugelförmige Probekörper, bei welchem ohne weiteres die ganze elektrisch erzeugte Wärme gleichmäßig und in genau berechenbarer Strömung durch den Versuchs-

¹ Wichtig ist hierbei, um zu einem befriedigenden Dauerzustand der Wärmeströmung zu gelangen, daß die elektrische Spannung genügend konstant ist. Strom aus dem normalen Leitungsnetz erfüllt meist diese Bedingung nicht. Es war deshalb früher entweder Akkumulatorenstrom notwendig oder es mußten mechanische Spannungsregler vor das Netz geschaltet werden. Neuerdings besitzt man Eisenwiderstände in Wasserstoffatmosphäre (Fabrikat der Osram Kommanditgesellschaft Berlin), die in Lampenform geliefert werden und die ein bequemes Mittel zur Konstanthaltung des Stromes darstellen. Diese Widerstände müssen allerdings jeweils genau dem Nutzwiderstand angepaßt sein, so daß nur bestimmte Einstellungen von Heizenergien möglich sind.

körper fließt. Allein diese Körperform kommt mit Rücksicht auf den oben dargelegten Gesichtspunkt der Verwendung entsprechend der Praxis nur für lose Stoffe in Frage.

Selbstverständlich wird man bei allen Untersuchungsmethoden, auch dort, wo der Probekörper an die freie Luft grenzt, nicht von den Temperaturen dieser ausgehen, sondern durch Messung der Oberflächentemperatur sich von vornherein lediglich auf die Untersuchung des eigentlichen Wärmefortleitungsvorganges beschränken, um die immer schwerer zu ermittelnde Wärmeübergangszahl zwischen Probekörper und Luft meßtechnisch auszuscheiden.

Die Temperaturabhängigkeit der Wärmeleitzahl ist bei elektrischer Beheizung sehr einfach dadurch zu untersuchen, daß man durch verschieden starke Beheizung die jeweils gewünschte Temperatur im Probekörper einstellt. Dort wo höhere bzw. tiefere Temperaturen gewünscht werden, als auf diese Weise möglich ist, wird die Außenseite des Probekörpers elektrisch hoch geheizt oder mit einem Kühlmittel gekühlt. Die Messung der maßgebenden Temperaturen geschieht ausschließlich mit Thermoelementen (für die meisten Zwecke solche aus Kupfer-Konstantan). Zur Charakterisierung des Dauerzustandes genügt meist Konstanz der Temperaturdifferenzen auf den beiden Oberflächen des Probekörpers, die sich leichter einstellen läßt als vollkommene Konstanz der Temperaturen selbst.

Nachstehend seien nun die wichtigsten Laboratoriumsapparate für die verschiedenen Versuchskörper beschrieben. Die Meßmethoden wurden sämtlich im Laboratorium für technische Physik an der Technischen Hochschule in München entwickelt und dienten auch dem Ausland zum Vorbild.

a) **Die Kugel von W. Nusselt.** Für pulverförmige oder feinkörnige Materialien, bei denen der Einfluß einer Luftkonvektion zwischen den Poren keine wesentliche Rolle spielt, wird mit Nutzen die Nusselt'sche Kugel verwendet¹, wenngleich man dazu auch die Apparatur unter b) benutzen kann. Die Versuchseinrichtung besteht aus einer Heizkugel, die zum besseren Temperatenausgleich aus Kupfer besteht, und in ihrem Innern einen elektrischen Heizwiderstand (Widerstandsband auf einem Glimmerkreuz) enthält. Die Heizkugel ist mit Asbestfäden in einer äußeren Schutzkugel konzentrisch angeordnet. Der Zwischenraum zwischen den beiden Kugeln wird durch das zu untersuchende Isoliermaterial ausgefüllt. Zur Erleichterung des Einbringens des Versuchsmaterials in die Schutzkugel besteht letztere aus zwei verschraubbaren Hälften, wobei die obere Hälfte nochmals einen kleinen abnehmbaren Deckel besitzt, um ein vollständiges Ausfüllen des Hohlraumes zu ermöglichen.

¹ Nusselt, W.: Lit.-Nachw. 1.

Die Messung der zugeführten Energie geschieht mittels eines Amperemeters, das durch einen doppelpoligen Umschalter in den Stromkreis gelegt werden kann, und durch ein Voltmeter. Die Temperatur der Heizkugel und der Schutzkugel wird mit Thermoelementen, die auf eine Länge von etwa 10 cm an den Kugelflächen entlang laufen, unter Benutzung der Ausschlagmethode und einer Eisstelle durchgeführt (vgl. Abschnitt 23). Die verschiedenen Thermoelemente werden mit einem Umschalter an ein Millivoltmeter gelegt. Die Wärmeleitzahl des untersuchten Isoliermaterials berechnet sich dann aus der Gleichung (36) auf S. 27.

Zuweilen wird die Nusseltsche Kugel zur Erzielung einer gleichmäßigen Oberflächentemperatur in ein Wasserbad gestellt, bzw., um hohe Mitteltemperaturen erreichen zu können, in einer beheizten Luftkammer untergebracht¹.

b) Der Plattenapparat von R. Poensgen. In seiner Verwendung universeller als die Nusseltsche Kugel ist der Plattenapparat von R. Poensgen². Er findet vor allem für ebenflächige Materialien (Platten oder Steine) Verwendung, kann aber, wie erwähnt, auch für die Untersuchung loser Stoffe irgendwelcher Art (pulverförmig, körnig, faserig) benutzt werden.

Wie Abb. 41 zeigt, besteht die Apparatur aus einer quadratischen elektrischen Heizplatte P von meist ca. 50 cm Seitenlänge, zu deren beiden Seiten zwei Proben des Versuchsmaterials V symmetrisch liegen. Die Versuchskörper grenzen ihrerseits wieder an von Wasser durchflossene Kühlplatten K . Die Forderung, seitliche Wärmeverluste der Heizplatte und der Versuchskörper zu verhindern, wird hier durch einen meßtechnischen Kunstgriff erfüllt, indem um die Heizplatte herum ein Heizring R angeordnet ist. Der Zwischenraum zwischen Heizring und den Kühlplatten wird mit einem beliebigen Isolierstoff J (Korkschatot, pulverförmige Kieselgur, Glasgespinst usw.) ausgefüllt.

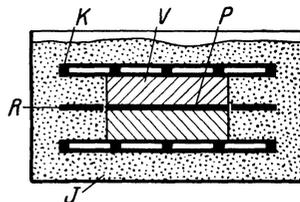


Abb. 41. Plattenapparat von R. Poensgen.

Die elektrische Heizung des Ringes R wird nun so eingestellt, daß jedem Punkt der seitlichen Fläche der Heizplatte und der Versuchskörper ein Punkt gleicher Temperatur am Heizring bzw. am Isoliering

¹ Bei Verwendung größerer Kugeln kann man durch Einlegen von Thermoelementen in verschiedenem Abstand vom Kugelmittelpunkt gleichzeitig die Wärmeleitzahl bei verschiedenen Temperaturen messen, jedoch bietet die einwandfreie Ermittlung der Lage der Thermoelemente innerhalb des Probekörpers gewisse Schwierigkeiten.

² Poensgen, R.: Lit.-Nachw. 4.

gegenübersteht. Entsprechend eingebaute Thermoelemente geben die nötigen Unterlagen für die Regulierung der Heizung. Ein seitlicher Wärmeverlust kann dann nicht erfolgen und die im Heizkörper erzeugte Wärme geht ohne Verlust zu gleichen Teilen durch die beiderseitigen Versuchskörper. Die Berechnung der Wärmeleitzahl erfolgt nach Gleichung (8), S. 12.

Der schmale Spalt zwischen Heizplatte und Heizring muß möglichst gering gehalten werden. Im allgemeinen kann man mit 5 bis 8 mm auskommen.

c) **Das Versuchsrohr von W. van Rinsum.** Für die Verwendung von Isoliermaterialien für Rohrleitungen, wie z. B. von gebrannten Schalen, Wärmeschutzmassen

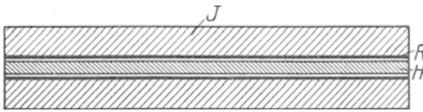


Abb. 42. Versuchsrohr von van Rinsum.

und Isolierschnüren, dient die Versuchsanordnung von van Rinsum¹. Die Konstruktion besteht gemäß Abb. 42 aus einem Eisenrohr R von 2 bis 3 m

Länge, in welchem sich ein mit elektrischem Widerstandsmaterial bewickeltes Heizrohr H befindet. Auf das Rohr wird die zu prüfende Isolierung J in derselben Weise wie in der Praxis aufgebracht. Bei der verhältnismäßig geringen Länge der Rohre muß der an den Stirnflächen entstehende Wärmeverlust des Heiz- und Schutzrohres berücksichtigt werden, der auch durch eine sorgfältige Isolierung nicht genügend vermindert werden kann. Der Verlust durch die Stirnflächen der Isolierung kann für die Messung vernachlässigt werden.

Van Rinsum hat deshalb eine Korrekturrechnung angegeben, bei der in die Gleichung (9) auf S. 12 nicht die tatsächlich gemessene Temperatur in der Mitte des Heizrohres in die Berechnung eingeführt wird, sondern jene durch eine Hilfsrechnung ermittelte höhere Temperatur, die dann vorhanden wäre, wenn man den Wärmeverlust durch die Stirnflächen vermeiden könnte.

Diese Berichtigungsgröße der Temperatur, die also zu der tatsächlich gemessenen Temperatur zu addieren ist und die mit Δt_{im} bezeichnet sei, ermittelt sich aus der Gleichung:

$$\Delta t_{im} = \frac{t_{im} - t_{ix}}{\text{Kof } x \cdot \gamma c}. \quad (83)$$

Darin ist:

t_{im} = die gemessene Temperatur in der Mitte des Rohres in $^{\circ}\text{C}$,

t_{ix} = die Temperatur des Rohres im Abstand x von der Rohrmitte,

Kof = der hyperbolische Kosinus.

¹ Rinsum, W. van: vgl. Lit.-Nachw. 5.

Die Konstante c ermittelt sich aus der Gleichung:

$$c = \frac{2 \pi \lambda}{\ln \frac{d_a}{d_i} \cdot (f_1 \lambda_1 + f_2 \lambda_2)}. \quad (84)$$

Darin ist:

- λ = die Wärmeleitzahl des Isoliermaterials in kcal/m h °C,
- d_a = der äußere Durchmesser der Isolierung,
- d_i = der innere Durchmesser der Isolierung,
- f_1 = der Querschnitt des Versuchsrohres R in m²,
- f_2 = der Querschnitt des Heizrohres H in m²,
- λ_1 = die Wärmeleitzahl des Versuchsrohres in kcal/m h °C,
- λ_2 = die Wärmeleitzahl des Heizrohres in kcal/m h °C.

Die Auswertung dieser Gleichung setzt also bereits die Kenntnis der Größe der Wärmeleitzahl der Isolierung voraus, die ja erst ermittelt werden soll. Man muß also λ zunächst auf einem Näherungsweg berechnen, indem man in Gleichung (9) auf S. 12 setzt:

$$t_i = t_{im}$$

Mit dem auf diese Weise ermittelten angenäherten Wert λ' der Wärmeleitzahl der Isolierung, der nicht stark vom tatsächlich richtigen Wert λ abweicht, berechnet man die Konstante c und hieraus die Berichtigungsgröße Δt_{im} . Mit deren Hilfe kann man dann nach Gleichung (9) die tatsächliche Größe von λ errechnen.

Statt dieser rechnerischen Korrektur werden von mancher Seite auch Schutzheizungen ähnlich wie bei dem Apparat von Poensgen verwendet. Die rechnerische Korrektur ist aber einfacher, als die ziemlich zeitraubende Einstellung von Schutzheizungen.

22. Die Messung von Wärmeleitzahlen an fertigen Anlagen.

Die Hauptschwierigkeiten einer Messung von Wärmeleitzahlen an fertigen Anlagen lagen bis vor wenigen Jahren darin begründet, daß man keine Möglichkeit einer genügend genauen Ermittlung der pro Flächeneinheit durch die Isolierung hindurchgehenden Wärmemenge hatte. Indirekte Messungen etwa mit Hilfe des Kondensatanfalls oder des Temperaturabfalls liefern nur ungenaue und angenäherte Werte unter Einschluß aller zusätzlichen Wärmeverluste von Formstücken, Flanschen usw. (vgl. Abschnitt 26, S. 145).

Eine grundsätzliche Änderung dieser Verhältnisse wurde erst durch die Anwendung des Hilfswandprinzips geschaffen, mit dessen Hilfe K. Hencky die Bestrebungen, Abnahmeversuche am fertigen Objekt vorzunehmen, zunächst insbesondere bei Gebäudewänden zum Erfolg geführt hat. Ihren weiteren Ausbau zu der heutigen handlichen Form erfuhr diese Methode durch E. Schmidt, dessen „Wärmeflußmesser“

für die industrielle Entwicklung der Isoliertechnik eine außerordentliche Förderung bewirkte, durch Schaffung der Möglichkeit, einwandfreie Garantien zu leisten und zu fordern.

Die Bedeutung des Hilfswandprinzips läßt es angezeigt erscheinen, etwas eingehender auch auf die ursprüngliche Form zurückzugreifen.

a) Die Hilfswandmethode von K. Hencky. Der Meßgedanke¹ ist theoretisch ungemein einfach und läßt eine Anwendung an beliebiger, meßtechnisch nicht zu ungünstiger Stelle zu:

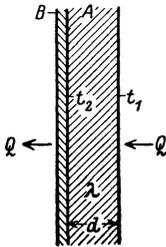


Abb. 43. Messung einer Wärmeleitfähigkeit mittels der Hilfswandmethode.

Auf die zu untersuchende Wand *A* wird nach Abb. 43 eine Hilfswand *B* bekannter Wärmeleitfähigkeit aufgebracht, etwa eine Korkplatte, deren Wärmeleitfähigkeit durch eine der üblichen Laboratoriumsmeßmethoden untersucht wurde. Denkt man sich zunächst die seitliche Ausdehnung der beiden Wände unendlich groß, so fließt die durch die Wand *A* strömende Wärme vollständig verlustlos auch durch die Hilfswand *B*. Es gilt dann sowohl für den Wärmeaustausch durch die Wand *A* wie durch die Wand *B* die Gleichung (8):

$$Q = \frac{t_1 - t_a}{s} \cdot \lambda \quad (8)$$

Wendet man diese Gleichung zunächst auf die Hilfswand an, so kann man, da die Stärke der Hilfswand und die Temperaturen in bekannter Weise leicht zu messen sind, aus obiger Gleichung die durch die Hilfswand strömende Wärmemenge berechnen, da ja ihre Wärmeleitfähigkeit ebenfalls bekannt ist. Hat man auf diese Weise die Wärmemenge ermittelt, die durch die Hilfswand fließt und die ja identisch mit der Wärmemenge ist, die durch die zu untersuchende Wand hindurchgegangen ist, so kann man unter sinngemäßer Anwendung vorstehender Gleichung nunmehr die gesuchte Wärmeleitfähigkeit der Versuchswand bestimmen.

K. Hencky verwandte eine Hilfswand, deren „Wärmedurchlässigkeit“ $\frac{\lambda}{s}$ „etwa gleich der der zu untersuchenden Wand ist, um die Temperaturdifferenzen in den beiden Wänden *A* und *B* ohne besondere Vorkehrung mit gleicher Genauigkeit messen zu können. Selbstverständlich wird durch die Aufbringung einer derartigen Hilfswand der ursprüngliche Wärmedurchgang stark verändert, weil der Wärmeaustauschwiderstand durch die Wandkonstruktion nunmehr rund doppelt so groß ist. Der Wärmestrom entspricht also nach Aufbringung der Apparatur nicht mehr dem Zustand vorher. Für die Ermittlung der Wärmeleitfähigkeit ist dies aber, abgesehen von der notwendigen Zeit,

¹ Hencky, K.: Lit.-Nachw. 32.

die zur Einstellung des neuen Gleichgewichtszustandes erforderlich ist, bedeutungslos, da sich demgemäß auch die Temperaturdifferenzen in entsprechender Weise einstellen¹. Dies kann ja auch bei einer Materialkonstanten, wie dies die Wärmeleitfähigkeit ist, nicht anders sein, weil eine solche nicht von Vorgängen außerhalb des Körpers beeinflußt werden kann, wenn diese nicht am Körper selbst etwas ändern.

Zweckmäßig beschränkt man die Größe der Hilfswand auf ein Mindestmaß. Eine Grenze ist aber dadurch bedingt, daß die Temperaturstörungen am Rande der Hilfswand, die davon kommen, daß außerhalb der Hilfswand ja die ursprünglichen Temperaturen herrschen, sich nicht merklich bis auf die Mitte der Hilfswand auswirken dürfen. Denn man mißt die für die Auswertung maßgebende Temperaturdifferenz in diesem mittleren Teil und nimmt an, daß hier der Wärmestrom so vor sich geht, wie dies bei unendlicher Ausdehnung der beiden Wände der Fall ist².

Bei praktischen Versuchen von K. Hencky und I. S. Cammerer mit dieser Hilfswandmethode³ zeigte sich, daß außerordentlich unliebsame Störungen des Gleichgewichtszustandes der Temperaturverteilung dadurch eintreten, daß die Lufttemperatur oder die Luftbewegung während der Versuche schwankt oder daß die Wand tagsüber von der Sonne bestrahlt wird; denn durch diese Änderungen der Wärmeübergangsverhältnisse erfahren die Temperaturen an den Oberflächen Änderungen, die sich erst nach verhältnismäßig langer Zeit, während welcher aber sich die äußeren Verhältnisse schon wieder geändert haben können, auch auf die übrigen Temperaturen in der Versuchs- und Hilfswand entsprechend auswirken infolge der Speicherwirkung der Wandmaterialien. Um diese unliebsamen Einflüsse, welche die Ausbildung eines für die Berechnung der Wärmeleitfähigkeit brauchbaren Gleichgewichtszustandes dauernd stören, abzuschwächen, wurden daher Dämpfungsschichten gegen die Störungen in Form von zusätzlichen Isolierschichten aufgebracht bzw. Schirme zur Abhaltung der Sonnenstrahlen aufgestellt. Im Durchschnitt hat man bei dieser Methode mit Versuchszeiten von etwa 3 bis 4 Tagen zu rechnen, um einen genügend genauen Mittelwert, der dem Dauerzustand der Wärmeströmung entspricht, zu erhalten⁴.

¹ Die Wärmeleitfähigkeit wird lediglich infolge der geänderten Temperaturen bei einer etwas anderen Mitteltemperatur als im Betriebszustand bestimmt. Es ist natürlich unschwer, nach Erfahrungswerten der Temperaturabhängigkeit auf letzteren zu reduzieren.

² Genauere Betrachtungen über diesen Punkt finden sich in der oben zitierten Arbeit von K. Hencky.

³ Hencky, K.: Z. f. d. Wohnungswesen in Bayern 1920, S. 524.

⁴ Sehr wichtig ist die dauernde Lufttrockenheit der Hilfswand auch während des Versuchs, damit sich ihre Wärmeleitfähigkeit durch Feuchtigkeitsaufnahme

b) **Der Wärmeflußmesser nach E. Schmidt.** Die Hilfswandmethode von K. Hencky verlangt aber nicht nur lange Versuchszeiten, sondern setzt auch eine ziemlich umständliche Montage und erhebliche Meßerfahrungen voraus und kann für die Prüfung von Rohrleitungsisolierungen nicht ohne weiteres direkt angewendet werden. Es wurde deshalb im Forschungsheim für Wärmeschutz E. V., München, an der Fortbildung dieses Verfahrens gearbeitet. Unabhängig davon suchte E. Schmidt das Hilfswandprinzip dadurch für wissenschaftliche Untersuchungen besonders geeignet zu machen, daß er eine nahezu trägheitslose Apparatur ausbildete, die es gestatten sollte, auch zeitlich veränderliche Wärmeflüsse zu verfolgen und nicht nur die Mittelwerte für eine längere Versuchszeit festzustellen, wie es an sich für die Messungen von Wärmeleitzahlen genügen würde. Seine Apparatur, die heute laufend vom Forschungsheim für Wärmeschutz E. V., München, hergestellt wird, erhielt zur Kennzeichnung dieses Zieles den Namen „Wärmeflußmesser“.

Die Hilfswand besteht hier aus einem 60 cm langen, 6 cm breiten und ca. 3 mm starken Gummistreifen, der zur Bestimmung der Temperaturdifferenz auf seinen beiden Oberflächen unter einer dünnen Außenschicht etwa 200 Thermolemente enthält. Dadurch, daß man diese Thermolemente hintereinanderschaltet, läßt sich die an sich sehr geringe Temperaturdifferenz mit genügend robusten Meßinstrumenten ermitteln, so wie dies der Betrieb verlangt. Als solches wird vom Forschungsheim regulär ein einfaches, spitzengelagertes Millivoltmeter mit Spiegelskala verwendet.

Bei der Anwendung des Wärmeflußmessers greift man nicht mehr auf die Gleichung des vorigen Abschnittes zurück, sondern man eicht die Meßanordnung derart, daß man unmittelbar aus der aus den Thermolementen hervorgerufenen elektrischen Spannung mit Hilfe einer Konstanten die Größe des Wärmestromes pro Zeit- und Flächeneinheit entnehmen kann; denn die Wärmeleitfähigkeit des Gummibandes und seine Stärke ist ja ein für allemal konstant, so daß Proportionalität zwischen Wärmestrom und Temperaturdifferenz bzw. der elektrischen Spannung besteht¹. Die vom Forschungsheim normal gelieferten nicht ändert. Man hat daher, wenn irgend möglich, die Hilfswand auf die innere Seite der Versuchsmauer zu legen, da die Mauerfeuchtigkeit stets im Sinne des Wärmestromes wandert, anderenfalls hat man durch Zwischenlage einer absolut feuchtigkeitsdichten Schicht eine Feuchtigkeitsaufnahme der Hilfswand zu verhindern. Im letzteren Falle ändert man jedoch die natürliche Feuchtigkeitsverteilung der Mauer und es ist noch unbekannt, inwieweit sich dies auf die Wärmeleitzahl auswirkt.

¹ An sich herrscht natürlich keine genaue Proportionalität, da die Wärmeleitzahl des Gummis sich mit der Temperatur verändert. Die neueren Modelle des Schmidtschen Wärmeflußmessers sind jedoch durch Anwendung besonderer Thermolemente in ihrer Temperaturabhängigkeit kompensiert.

Ableseinstrumente erhalten deshalb gleich neben der Teilung in Millivolt eine Teilung in $\text{kcal/m}^2 \text{h}$. Dies erscheint jedoch unzweckmäßig, weil zuweilen ein Wärmeflußmesser unbrauchbar wird und es nicht möglich ist, Wärmeflußmesser von genau gleicher Eichkonstante herzustellen. Besser begnügt man sich daher lediglich mit der Millivoltskala und multipliziert mit dem Eichfaktor des verwendeten Wärmeflußmessers. Es ist dann auch die Möglichkeit eines Irrtums bei Verwendung mehrerer Wärmeflußmesser zu einem Instrument ausgeschlossen. Auf die außerordentlichen Vorteile, die für praktische Betriebsmessungen ein registrierendes Millivoltmeter mit sich bringt, muß noch unten eingegangen werden.

Zu beiden Seiten des Wärmeflußmessers werden zwei gleichgroße Blindstreifen aus Gummi aufgelegt, um besonders bei Isolierungen mit einer härteren Oberflächenschicht ein teilweises Ausweichen des Wärmestromes um die Ränder des Meßstreifens herum zu verhindern¹; denn eine, wenn auch geringe zusätzliche Isolierwirkung bringt auch der Schmidtsche Wärmeflußmesser hervor. Die Abweichung zwischen dem Wärmestrom vor oder nach Aufbringung des Wärmeflußmessers ist allerdings so gering, daß das Meßergebnis ohne weiteres auch als tatsächlicher Betriebswert gelten kann. Unzulässig ist natürlich die Anwendung des Wärmeflußmessers auf nackten Rohren, da in diesem Falle die zusätzliche Isolierwirkung des Wärmeflußmessers auf den Gesamtwärmeaustauschwiderrstand zwischen Rohr und Luft von größtem Einfluß wird. Abb. 44 zeigt die Aufbringung des Wärmeflußmessers.

Bei der geringen Stärke des Schmidtschen Wärmeflußmessers ist irgendeine Korrektur bei Anwendung auf Rohren von kleinem Durchmesser nicht notwendig, um die Unterschiede zwischen dem Wärmestrom durch den ebenen und durch den gekrümmten Wärmeflußmesser

¹ Anfänglich wurde von E. Schmidt der Vorsicht halber gefordert, bei Isolierungen mit Blechmänteln die letzteren vor der Messung zu entfernen. Dies ist bei manchen Isolierverfahren, die mit losen, pulverförmigen Stoffen arbeiten, jedoch nicht möglich. Man hat dann aber nach neueren Versuchen zu beiden Seiten des Wärmeflußmessers eine größere Anzahl, etwa 5, Blindstreifen aufzulegen. Der Meßfehler auf Blechen kann übrigens nicht nur, wie man ursprünglich annahm, durch die seitliche Wärmeabwanderung in Blech in einer zu geringen Angabe liegen, sondern sehr wohl auch in einer zu großen, da bei Blechen mit niedriger Strahlungskonstante (z. B. verzinktem Eisenblech) durch die höhere Strahlungskonstante des Gummis sogar eine erhöhte Wärmeabgabe durch den Meßstreifen hindurch hervorgerufen werden kann. Es ist daher bei blanken Blechen (auch verbleit, verzinkt usw.) zu empfehlen, außerhalb der Gummistreifen beiderseitig noch ca. $\frac{1}{2}$ m mit dünnem Papier abzudecken, um die gleiche Strahlungskonstante wie bei Gummi zu erhalten.

Dort, wo es möglich ist, wird man aber unbedingt daran festhalten, den Blechmantel vor der Messung zu entfernen, schon allein deswegen, weil die Nähe von heißen Gegenständen (nackte bzw. schlecht isolierte Flanschen, Ventile usw.) sehr leicht unkontrollierbare Wärmeströmungen im Blechmantel hervorrufen kann.

zu berücksichtigen. Bei der Anwendung des Schmidtschen Wärmeflußmessers muß man die oben erwähnte Absicht von Schmidt im Auge behalten, daß die Apparatur möglichst trägheitslos sein sollte, um auch als Hilfsmittel für die wissenschaftliche Erforschung zeitlich

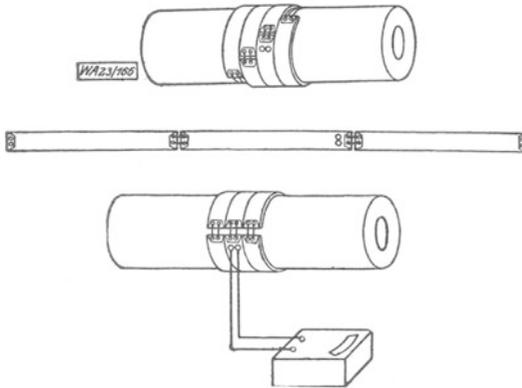


Abb. 44. Wärmeflußmesser nach E. Schmidt.

veränderlicher Wärmeflüsse benutzt werden können. Bei der Untersuchung der Wärmeleitfähigkeit bzw. des Wärmeverlustes im Betrieb interessiert jedoch nur die mittlere, während einer gewissen Zeit verlorene Wärmemenge. Es führt dann das Anzeigen von kurzzeitigen Schwankungen der Wärmeabgabe der Oberfläche der Isolierung durch den Wärmeflußmesser leicht zu einer falschen Ermittlung des durchschnittlichen Wärmeverlustes¹.

Es ist deshalb zu beachten:

1. Die Versuchszeit muß sich nicht nur über die selbstverständliche Anwärmeperiode des Instrumentes hinaus erstrecken, sondern die Einstellung des Instrumentes ist durch eine Reihe von Stunden zu verfolgen (unter ungünstigen Umständen bis zu 8 Stunden und darüber).

2. Selbstverständlich muß auch das isolierte Objekt selbst genügend lange im Betrieb sein, um den Dauerzustand der Temperaturverteilung erreicht zu haben. Bei Sattdampf und Heißwasser genügen hierzu etwa 2 bis 4 Stunden, bei überhitztem Dampf je nach den Verhältnissen bis zur doppelten Zeitdauer.

¹ Auch in der Literatur finden sich entsprechende Irrtümer. Vgl. z. B. A. Körting: Der Wärmeflußmesser und seine Verwendung zur Feststellung von Wärmeverlusten in Dampfleitungen. Gas Wasserfach 1925, S. 715. In dieser Arbeit wurde die Änderung des Momentanwertes der Anzeigen des Wärmeflußmessers durch einen geringen Luftzug im Betrage von 20–30% als tatsächliche Steigerung des Wärmeverlustes der Leitung betrachtet. Erwiderungen von A. Schack, I. S. Cammerer und E. Schmidt in derselben Zeitschrift 1926, S. 221. Ein anderer Irrtum, der auch mehrfach in der Praxis begangen wird, ist, daß durch den Druck der Hand infolge besseren Anliegens des Meßstreifens auf der Isolierung erhebliche Änderungen der Ausschläge eintreten. Tatsächlich ist natürlich der Druck der Hand vollkommen gleichgültig. Die Änderung des Ausschlages kommt vielmehr von der Handwärme, die zunächst nur die äußeren Thermolemente des Wärmeflußmessers beeinflusst, nicht aber die inneren, so daß die Temperaturdifferenzen im Meßstreifen eine entsprechende Änderung erfahren.

3. Bei besonders ungünstigen äußeren Verhältnissen (starke Luftbewegung bei Freileitungen usw.) muß man analog den Erfahrungen bei der Hilfswandmethode durch K. Hencky dem Instrument die allzu geringe Trägheit durch Auflegen einer dämpfenden Gummischicht (von normal etwa 2 mm) nehmen¹.

4. Die Anwendung eines registrierenden Instrumentes an Stelle des normalerweise vom Forschungsheim gelieferten Ableseinstrumentes ist für die dauernde Verfolgung der Ausschläge fast unentbehrlich. Derart aufgezeichnete Kurven sind nicht nur für die Bildung guter Mittelwerte des Wärmeverlustes, sondern auch mit Rücksicht auf die unbedingt notwendige Versuchskritik äußerst wertvoll, da man nur so die ungestörtesten Versuchsstrecken herausgreifen kann.

Nachfolgend seien einige typische Beispiele von Betriebsmessungen mit dem Schmidtschen Wärmeflußmesser besprochen, die am besten die Anwendung dieser so wichtigen Meßmethode illustrieren:

1. der Anwärmevergang beim Wärmeflußmesser,
2. der Einfluß von Luftbewegung in Innenräumen und im Freien,
3. der Einfluß von Schwankungen der Dampftemperatur,
4. Störungen durch Personen,
5. Störungen durch schwankende Lufttemperatur,
6. der Einfluß von Sonnenbestrahlung.

Abb. 45 zeigt zunächst den Anwärmevergang eines Wärmeflußmessers in verhältnismäßig ruhiger Luft, wenn er auf eine schon im Dauerzustand des Wärmeaustausches befindliche Isolierung aufgelegt wird. Im allerersten Moment des Auflegens tritt ein Ausschlag ein, der ein Mehrfaches des sich endgültig einstellenden Meßwertes ist, weil zunächst nur die Thermoelementengruppen auf der Innenseite des Wärmeflußmessers erwärmt werden. Infolge der geringen Trägheit sinkt der Ausschlag aber sehr rasch, und zwar unter die endgültige Einstellung, die erst im Verlauf von etwa 2 Stunden erreicht wird.

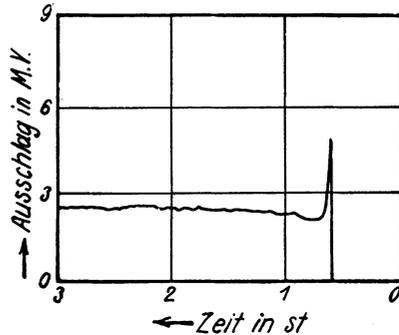


Abb. 45. Anwärmevergang beim Wärmeflußmesser.

Wesentlich länger wird die Einstellzeit selbstverständlich bei Auflegung einer äußeren Dämpfung. Bei 2 mm Gummidämpfung wird

¹ Durch die erwähnte Dämpfung mit Hilfe einer besonderen Gummischicht wird zwar der zusätzliche Isoliereffekt der Apparatur merklich erhöht. Bei Ermittlung der Wärmeleitfähigkeit spielt dies jedoch nach den Ausführungen unter 22a) keine Rolle.

die Einstelldauer etwa verdoppelt. Wird die Rohrleitung erst mit dem Wärmeflußmesser in Betrieb genommen, so können je nach der Isolierstärke bis 8 h und mehr bis zur Erreichung des vollständigen Dauerzustandes vergehen. Starke Luftbewegung beschleunigt stets die Einstellung des Wärmeflußmessers. Trotzdem ist gerade in derartigen Fällen eine längere Versuchszeit nötig, um aus den stärker streuenden Angaben einen genauen Mittelwert zu erhalten. Dies zeigen die folgenden Beispiele.

In Abb. 46 ist ein Versuch an einer Leitung in einem Kesselhaus mit ungedämpftem Wärmeflußmesser dargestellt. Man sieht, daß man sehr oft auch in Innenräumen mit einer erheblichen Beeinflussung des Wärmeflußmessers durch Luftbewegung rechnen muß, so daß nicht etwa nur bei Freileitungen ein Registrierinstrument oder sogar die

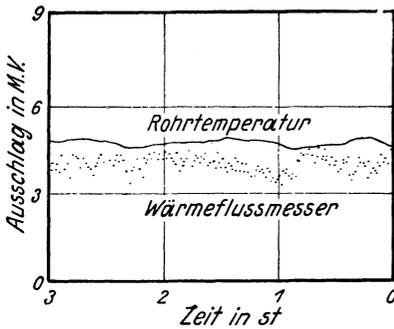


Abb. 46. Einfluß von Luftzug in Innenräumen.

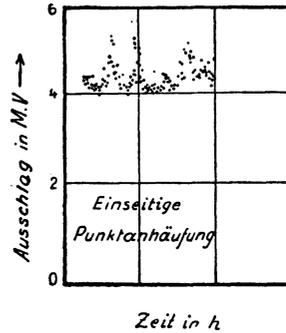


Abb. 47. Einseitige Punktstreuung durch Windanfall.

Anwendung einer Dämpfungsschicht große Vorteile bietet. Die Punktstreuung des Wärmeflußmessers ist hier etwa $\pm 15\%$. In dem linken Teil der Abbildung sieht man auch, daß die Abweichungen einzelner Ausschläge nach einer Seite besonders ausgeprägt sein können, so daß man bei Verwendung eines einfachen Ableseinstrumentes, das bestenfalls die ungefähren Grenzwerte verfolgen läßt, außerordentlich leicht zu einer falschen Mittelwertbildung kommt.

Noch größer ist die Möglichkeit einer einseitigen Streuung nach Abb. 47 an Freileitungen, wo stoßweiser Wind zu sehr unregelmäßigen Störungen der Ausschläge führen kann.

Während man hier jedoch durch genügend starke Dämpfung allein, also auch bei Verwendung eines Ableseinstrumentes zum Ziele kommen könnte, ist bei Leitungen mit überhitztem Dampf eine laufende Registrierung der Versuchswerte kaum entbehrlich, weil auch die Rohrtemperatur im praktischen Betriebe fortgesetzt schwankt und daher ebenfalls mit einem sorgfältig ausgewählten Mittelwert in die Berechnung ein-

geführt werden muß. Abb. 48 gibt einen typischen Versuch aus einem Kesselhaus mit Zugluft.

Schwanken die Dampftemperaturen nicht nur kurzzeitig um einen annähernd konstanten Wert, sondern ändern sie sich längere Zeit in einer Richtung, so können große Abschnitte des Versuches ganz unbrauchbar für eine Auswertung sein; denn durch die Speicherwirkung der Isolierung erhalten die Angaben des Wärmeflußmessers eine gewisse Phasenverschiebung gegenüber den Änderungen der Rohrtemperatur. In Abb. 49

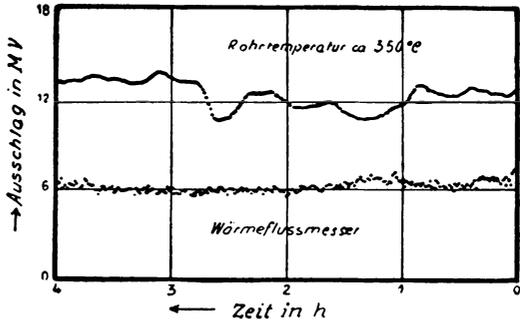


Abb. 48. Schwankungen der Rohrtemperatur bei überhitztem Dampf.

beträgt diese Verschiebung etwa $1\frac{1}{2}$ Stunden. Manchmal wird man durch eine Berücksichtigung dieser Phasenverschiebung zu richtigeren Ergebnissen gelangen, als wenn man die zeitlich zusammenfallenden Werte von Rohrtemperatur und Wärmefluß in die Berechnung der Wärmeleitzahl einsetzt. Im vorliegenden Fall ist angesichts der so lange Zeit in einer Richtung zielenden Änderung der Rohrtemperatur

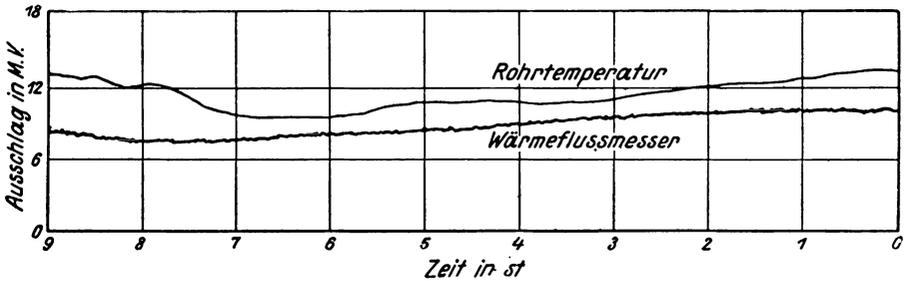


Abb. 49. Langdauernde Änderung der Dampftemperatur.

und des Mangels auch nur kurzzeitiger Konstanz der Verhältnisse auch dies nicht möglich. Überdies muß beachtet werden, ob sich nicht die äußeren Wärmeübergangsverhältnisse in der dazwischenliegenden Zeit geändert haben.

Unter günstigen Verhältnissen und bei genügender Meßerfahrung bietet selbstverständlich das Arbeiten ohne Dämpfungsschicht immer den Vorteil einer schnelleren Versuchsdurchführung. Man muß dann aber selbst kurze Störungen der normalen Luftbewegung durch in die Nähe der Meßstelle befindliche Personen vermeiden, da für ihr Abklin-

gen immer einige Zeit notwendig ist. Wie Abb. 50 zeigt, können die Störungen je nach der Stärke der ursprünglich vorhandenen Luftbewegung die Ausschläge des Wärmeflußmessers sowohl vergrößern wie verkleinern. Der Versuch wurde in einem Maschinenkeller vor-

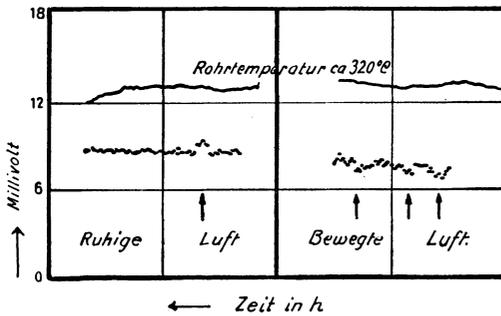


Abb. 50. Störungen durch Personen.

genommen, doch befand sich die Meßstelle beim Versuch a) an einer vor Luftbewegung gut geschützten Stelle, während beim Versuch b) der Wärmeflußmesser von einem starken Luftzug durch eine Treppeluke bestrichen war.

Besonders unangenehm sind Änderungen der äußeren

Wärmeübergangsverhältnisse durch Schwankungen der Lufttemperatur, wie sie sowohl im Freien, als auch in Innenräumen während eines Versuches auftreten können. Bei Innenräumen sollte man lieber eine stärkere Streuung des Wärmeflußmessers durch Zugluft in den Kauf nehmen als etwa durch Schließen von Fenstern usw. eine Änderung der Raumtemperatur bewirken; denn schon einige Grad genügen für eine empfindliche Beeinflussung, weil die äußeren Thermoelemente des Wärmeflußmessers viel schneller als die inneren darauf reagieren (vgl. Abb. 51).

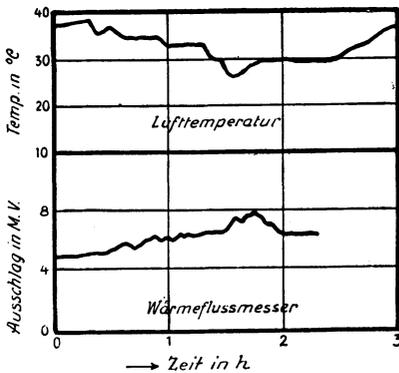


Abb. 51. Einfluß von Änderungen der Lufttemperatur.

Im übrigen ist nicht etwa mit dem Aufhören der Ursache auch die Störung beseitigt, wie das langsame Abklingen des Einflusses einer Sonnenbestrahlung in Abb. 52 deutlich zeigt. Der Ausschlag des Wärmeflußmessers liegt hier zunächst (im rechten Teile¹ der Kurve) recht regelmäßig. Durch kurzdauernde Sonnenbestrahlung und die damit verbundene Anwärmung der Oberflächenelemente ist der Ausschlag dann plötzlich sehr stark verringert, um nach Aufhören der Störung sich zunächst über den Mittelwert hinaus zu vergrößern, weil inzwischen die Störung bis zu einem gewissen Grade auch auf die

¹ Die Kurven derartiger Registrierstreifen sind von rechts nach links zu lesen. Abb. 51 ist des besseren Verständnisses halber umgezeichnet worden.

inneren Elemente durchgedrungen ist, die äußeren Elemente sich aber ebenfalls wieder schneller der Lufttemperatur anpassen können. Während die eigentliche Störung nur etwa $\frac{1}{2}$ Stunde dauerte, sind auf diese Weise die Meßwerte von fast 2 Stunden für eine Auswertung unbrauchbar.

Abb. 52a bezog sich auf eine Messung in Innenräumen. Sehr unangenehm ist aber Sonnenschein, wie Abb. 52b zeigt, auch im Freien. Herrscht auch nur mäßiger Wind, so wird durch Sonnenbestrahlung ein derartiges Schwanken der Meßwerte hervorgerufen, daß eine Auswertung unmöglich erfolgen kann. Bei der vorliegenden Messung war sogar die normalerweise ausreichende Dämpfung von 2 mm Gummi

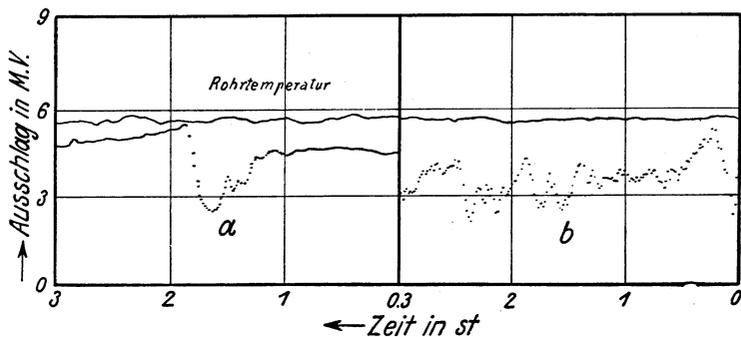


Abb. 52. Einfluß von Sonnenbestrahlung.

aufgebracht. Systematische Versuche ergaben, daß man unter diesen extrem ungünstigen Verhältnissen bis zu einer Dämpfung von 5 mm Stärke gehen muß, um ein brauchbares Resultat zu erhalten. Zweckmäßiger als das Aufbringen einer derartig starken Dämpfung ist aber das Abhalten der Sonnenbestrahlung durch eine einfache Abschirmung aus Dachpappe, Blech, Bretter, Papier usw.

Endlich muß man noch darauf achten, daß während des Versuches nicht aus undichten Ventilen, Flanschen oder aus Sicherheitsventilen usw. Dampfschwaden an den Wärmeflußmesser gelangen können. Hierdurch werden, wie leicht einzusehen, stets außerordentlich starke Störungen hervorgerufen.

Vielfache Vergleichsversuche mit verschiedenen Wärmeflußmessern und Instrumenten zeigten, daß bei Beachtung vorstehender Gesichtspunkte auch unter schwierigen Betriebsverhältnissen mit einer Meßgenauigkeit von ± 3 bis $\pm 5\%$ gerechnet werden kann. Dies genügt allen Bedürfnissen der Praxis vollauf, ist aber natürlich bei Garantieabmachungen in Rechnung zu setzen. Vgl. Abschnitt 48, S. 245. Ein Parallelversuch einer Lieferfirma und eines Elektrizitätswerkes mit

zwei verschiedenen Apparaturen ergab beispielsweise folgende gute Übereinstimmung:

beim Wärmefluß	1,8%
bei der Temperaturdifferenz	2,4%
bei der Wärmeleitzahl	0,7%

Schließlich sei noch auf einige praktische Gesichtspunkte bei Betriebsmessungen hingewiesen: Das Thermoelement für die äußere Oberflächentemperatur legt man zweckmäßig unter einen der beiden Seitenstreifen, um das Aufliegen des eigentlichen Wärmeflußmessers auf die Isolierung nicht zu stören. Der Lötkopf ist dabei an die Stelle des Seitenstreifens zu legen, an der man den mittleren Wert der Oberflächentemperatur erwarten darf, also beispielsweise, wenn das Meßband an einer horizontalen Rohrleitung von oben Mitte bis unten Mitte oder um die ganze Leitung herumgelegt ist, seitlich, da die Temperatur oben und unten infolge der Luftströmungen ein wenig vom mittleren Wert abweicht. Bei Isolierungen, die aus Schalen bestehen und daher Fugen aus anders leitendem Material aufweisen, muß man darauf achten, daß das Oberflächenthermoelement nicht gerade auf eine Fuge kommt. Man wird stets gut tun, das Element während des Versuchs an verschiedenen Stellen einige Zeit zu belassen. Auch der Wärmeflußmesser darf natürlich nicht etwa in seiner ganzen Ausdehnung gerade auf einer Fuge liegen. Er soll diese vielmehr so kreuzen, daß der Anteil der Fuge dem wirklichen Verhältnis entspricht.

Bei Aufstrichmasse ist ein derartiger Fehler zwar nicht zu befürchten, aber hier kann die Isolierstärke oft ungleichmäßig sein. Der Wärmeflußmesser selbst bildet dann zwar von sich aus einen mittleren Wert, aber das Thermoelement kann an einer besonders dicken oder besonders dünnen Stelle liegen, wodurch vor allem bei Leitungen mit geringem Rohrdurchmesser Meßfehler bis zu 10% möglich sind.

Läßt das Registrierinstrument nur die gleichzeitige Feststellung zweier Größen zu, so sind für die dauernde Aufzeichnung Wärmeflußmesser und Rohrtemperatur zu wählen; die Oberflächentemperatur unter dem Seitenstreifen erfährt zeitlich nur so geringe Änderungen, daß es genügt, sie kurzzeitig an Stelle des Wärmeflußmessers oder der Rohrtemperatur aufzunehmen. In Zahlentafel 26 ist ein Vordruck für Versuche mit dem Wärmeflußmesser gegeben.

c) Der „Wärmeschutzprüfer Bayer“ nach K. Hencky. Die erwähnten Schwierigkeiten, die beim Gebrauch des Schmidtschen Wärmeflußmessers eine gewisse Meßerfahrung und Sorgfalt voraussetzen, sind bei einem Verfahren, das für interne Zwecke der I. G. Farbenindustrie A.-G. angewandt wird, weitgehend verringert, allerdings unter bewußter Inkaufnahme anderer Eigenschaften. K. Hencky¹ hat mit diesem

¹ Hencky, K.: Lit.-Nachw. 33.

„Wärmeschutzprüfer Bayer“ eine Weiterbildung seiner ursprünglichen Hilfswandmethode vorgenommen, die grundsätzlich im Gegensatz zu Schmidt den ursprünglichen Wärmestrom ändert¹ und von vornherein

Zahlentafel 26.

Formular für Messungen der Wärmeleitzahl.

Messungen mit dem Wärmeflußmesser des Forschungsheims.									
Isoliermaterial: <i>Kieselgur-Masse</i> . Werk: <i>Elektrizitätswerk A</i> . Datum: <i>28.V. 1926</i> .									
Art der Thermoelemente und Drahtvorrat: <i>Kupfer-Konst. l = 16,5 m. Vorr. 1925</i> .									
Wärmeflußmesser Nr. <i>F. 127</i> . Beobachter: <i>Cammerer/Luke</i> .									
Galvanometer <u>registrierend: <i>Hartmann & Braun Nr. 790819</i></u> . Nebenlötestelle: <i>Eis</i> .									
Ableseinstrument:									
I. Ablesungen.									
Zeit	Wärmefluß Q			Temperaturen					
	Meßbereich 18 M. V.			Innenwandung t_i		Oberfläche d. Isolierung t_a		Nebenlötstelle	Luft
	M. V.	kcal/m ² h	Eichfaktor	Meßbereich 9 M. V.		Meßbereich 9 M. V.			
			M. V.	°C	M. V.	°C	°C	°C	
<i>Mittelwerte der Registrierkurven von 11¹⁵ bis 15³⁰</i>	<i>5,8</i>	<i>169,5</i>	<i>29,3</i>	<i>6,9</i>	<i>193</i>	<i>1,6</i>	<i>51</i>	<i>0</i>	<i>23</i>
II. Maße.									
Äuß. Rohrdurchm. d_i in m: <i>0,108</i>					Äuß. Durchm. der Isol. d_a in m: <i>0,228</i>				
Äuß. Umfang d. Isol. u in m: <i>0,716</i>					Isolierstärke in mm: <i>60</i>				
III. Berechnung.									
Durchmesserverhältnis $\frac{d_a}{d_i} = 2,11$		Wärmeleitzahl der Isol. $\lambda = \frac{Q \cdot d_a \cdot \ln d_a/d_i}{2 \cdot (t_i - t_a)}$							
$\ln \frac{d_a}{d_i} = 0,747$		$\lambda = \frac{169,5 \cdot 0,228 \cdot 0,747}{2 \cdot 142}$							
Wärmeverlust pro 1 lfd. m = $Q \cdot u = 121,5$ kcal/m h,									
Mittl. Temperatur i. d. Isol. = $\frac{t_i + t_a}{2} = \frac{244}{2} = 122$ °C.									
$\lambda = 0,101$ kcal/m h °C bei einer Temperatur i. d. Isol. von 122 °C.									

das (hier etwa 4 m lange) Meßband mit einer genügend starken Dämpfung versieht, die Störungen durch Einflüsse der Umgebung so gut wie unmöglich macht. Die Handhabung ist also einfacher und sicherer. Dieses Moment ist für große Werke, in denen man Versuche von oft

¹ Interessiert in einem besonderen Falle der normale Betriebsverlust, so kann der Einfluß der Meßapparatur unschwer rechnerisch Berücksichtigung finden, wobei man für die Wärmeleitzahl des Gummis etwa 0,15 kcal/m h °C setzen kann.

erheblicher Wichtigkeit (Konventionalstrafen) durch untergeordnetes Personal und in großer Anzahl durchführen lassen muß, von großer Bedeutung.

Durch die Dämpfung werden andererseits Eigenschaften bedingt, die überall da ins Gewicht fallen können, wo es sich um viele Versuche in verschiedenen Werken handelt:

Lange Versuchszeit (normal 24 Stunden).

Abhängigkeit der Eichkonstanten von der Krümmung des zu messenden Objekts.

Großes Gewicht.

23. Technik der Temperaturmessung.

Für die Messung von Temperaturen stehen heute Meßgeräte von hoher Vollkommenheit zur Verfügung, welche sich der verschiedensten physikalischen Gesetzmäßigkeiten bedienen. Die Richtigkeit einer Temperaturmessung hängt jedoch nicht nur von der Genauigkeit des eigentlichen Meßgerätes ab, sondern ist in sehr vielen technischen Fällen zu einem überwiegenden Teil vom Einbau des Meßgerätes bedingt. Jedes Temperaturmeßgerät, das Wärme zur Meßstelle heranzuführt oder ableitet, stört damit die Temperaturverteilung und mißt — um Worte von K. Hencky zu gebrauchen — nicht die ursprünglich vorhandene, also die gewünschte „richtige Temperatur“, sondern die „gestörte Temperatur“, diese allerdings richtig. Der sachgemäßen Anwendung bzw. dem fehlerlosen Einbau der Meßgeräte ist daher die größte Aufmerksamkeit zu widmen. Alle notwendigen Maßnahmen lassen sich auf die zwei Grundregeln zurückführen:

1. Die Wärmezufuhr oder -abfuhr durch das Instrument oder dessen Armatur zur bzw. von der Meßstelle muß verhindert oder wenigstens soweit als irgendmöglich eingeschränkt werden.

2. Der Wärmeaustausch zwischen Instrument und Meßstelle ist mit allen Mittel zu begünstigen.

Besonders bei Gasen und überhitzten Dämpfen bestehen in letzterer Hinsicht oft große Schwierigkeiten.

Im Zusammenhang dieses Buches kann nur ein Überblick über die Technik der Temperaturmessung gegeben werden, insoweit sie für die praktische Wärmeschutztechnik in Betracht kommt. Zum genaueren Studium der Theorie und Praxis sei auf das grundlegende Buch von Osc. Knoblauch und K. Hencky: „Anleitung zu genauen technischen Temperaturmessungen“¹ verwiesen. Das Buch ist für alle Ingenieure unentbehrlich, die Gelegenheit nehmen wollen, wissenschaftlich einwandfreie Messungen in der Praxis vorzunehmen.

¹ Verlag Oldenbourg, München und Berlin 1926.

Allgemein kommen für technische Messungen drei Arten von Temperaturmeßgeräten in Frage¹:

1. Flüssigkeitsthermometer, bei denen die relativ größere Ausdehnung einer Flüssigkeit (z. B. von Quecksilber) gegenüber festen Körpern (z. B. Glas) mit zunehmender Temperatur zu deren Messung benutzt wird.

2. Elektrische Temperaturmeßgeräte, und zwar

a) Thermoelemente, deren Meßprinzip auf der Tatsache beruht, daß an der Berührungsstelle zweier Metalle eine elektromotorische, von der Temperatur abhängige Kraft entsteht. Je nach der Kombination der beiden Metalle kann diese elektromotorische Kraft sehr verschieden sein.

b) Widerstandsthermometer. Sie zeigen die Temperatur durch die Änderung des elektrischen Widerstandes von Metallen mit der Temperatur an.

3. Strahlungspyrometer. Sie kommen nur für hohe Temperaturen (über 600° C) in Betracht und ermitteln die Temperatur durch Messung der von heißen Körpern ausgehenden Strahlung. Man unterscheidet dabei:

a) Optische Pyrometer (Teilstrahlungspyrometer), bei denen die sichtbare Strahlung durch Helligkeitsvergleich gemessen wird (Holborn-Kurlbaum, Wanne).

b) Gesamtstrahlungspyrometer, bei denen die Gesamtstrahlung des heißen Körpers, d. h. die Strahlen der verschiedensten Wellenlängen zur Erwärmung des temperaturempfindlichen Teiles eines Instrumentes benutzt wird (z. B. Ardrometer von Siemens & Halske, „Pyro“ von Dr. R. Hase, Hannover, „Pyropto“ von Hartmann & Braun usw.).

Für die Praxis der Wärmeschutztechnik kommen fast ausschließlich Flüssigkeitsthermometer und Thermoelemente in Frage. Besonders letztere sind es, die die moderne Entwicklung auf diesem Gebiet überhaupt erst ermöglicht haben. Sie seien daher nachfolgend eingehender besprochen. Nur für wenige Ausnahmefälle kann es vorteilhaft oder notwendig sein, die anderen Meßmethoden mit heranzuziehen. So haben Widerstandsthermometer, für welche Platin am gebräuchlichsten ist, gegenüber Thermoelementen den Vorzug, äußerst empfindliche Meßmethoden zuzulassen und besonders bequem für die Messung mittlerer Temperaturen von Flächen oder Räumen (z. B. der Lufttemperatur in Gaskanälen) zu sein. Gleich den Thermoelementen ermöglichen sie auch in einfachster Weise eine Fernübertragung der Anzeigen.

¹ Ausführlicher vgl. u. a. das Merkblatt für Temperaturmessungen mit Flüssigkeits- und elektrischen Thermometern von Osc. Knoblauch, herausgegeben von der Hauptstelle für Wärmewirtschaft. Arch. f. Wärmewirtschaft. 1923, S. 15.

Strahlungspyrometer müssen nicht wie die anderen Temperaturmeßgeräte mit der zu untersuchenden Stelle in direkte Berührung gebracht werden und können daher durch hohe Temperaturen nicht zerstört werden. Grundsätzlich ist zu bemerken, daß sie nur dann genaue Temperaturen angeben, wenn der untersuchte Körper „absolut schwarz strahlt“, d. h. alle auf ihn treffenden Strahlen vollkommen absorbiert. Im anderen Falle wird die Temperatur zu niedrig gemessen und die Ergebnisse sind nur als Vergleichswerte verwendbar. Da jeder Körper in einem Hohlraum von überall gleicher Temperatur wie ein absolut schwarzer Körper strahlt, wenn nur die Beobachtungsöffnung im Hohlraum klein genug ist, so kann man die Temperatur von derartigen Körpern, die beispielsweise in einem Ofen geglüht werden, auf diese Weise auch genau messen¹.

a) Flüssigkeitsthermometer. Für die Wärmeschutztechnik kommen nur Quecksilberthermometer in Frage, die normal für Temperaturen von $-38,9$ bis $+300^{\circ}\text{C}$ gebaut werden. Durch Einfüllen von indifferenten Gasen unter Druck und Anwendung von Spezialgläsern oder Quarzglas können Quecksilberthermometer bis zu 750° hergestellt werden.

Eine meßtechnische Voraussetzung bei Verwendung dieser Thermometer ist streng genommen, daß die Flüssigkeit, deren Ausdehnung zur Temperaturmessung herangezogen wird, sich vollständig im Raum der zu messenden Temperatur befindet, also nicht nur das Flüssigkeitsgefäß, sondern auch der Faden in der Kapillare bis zur Kuppe. Vielfach ragt aber bei praktischen Messungen der Faden aus der zu messenden Temperatur heraus, z. B. in die Luft. Zur Angabe des Thermometers muß dann eine Korrektur des herausragenden Fadens f addiert werden, die sich näherungsweise berechnet aus:

$$f = a \cdot n \cdot (t - t_0). \quad (85)$$

Darin ist:

a = ein Koeffizient, der je nach der Glassorte des Thermometers etwas verschieden ist ($= \frac{1}{6370}$ bei Jenaer Glas 16 III),

n = die Länge des herausragenden Fadens in Thermometergraden,

t = die am Thermometer abgelesene Temperatur,

t_0 = die mittlere Temperatur des herausragenden Fadens.

t_0 wird gemessen mit einem Hilfsthermometer, am besten mit dem Fadenthermometer von Mahlke, das als Quecksilbergefäß ein enges

¹ Eine Zusammenstellung der bei Messungen sehr hoher Temperaturen zu beobachtenden Gesichtspunkte bei Verwendung von Thermoelementen und Strahlungspyrometern ist im „Merkblatt zur Messung hoher Temperaturen“, aufgestellt vom Stahlwerksausschuß, Werkstoffausschuß und von der Wärmestelle des Vereins Deutscher Eisenhüttenleute in „Stahleisen“ 1925, S. 1850, gegeben. Die Vor- und Nachteile der einzelnen Meßmethoden sind dort eingehend aufgeführt und die großen Schwierigkeiten bei absoluten Messungen dargelegt.

und langes Rohr besitzt und so direkt die mittlere Temperatur dieser Strecke messen läßt. Näheres vergleiche das oben zitierte Buch von Osc. Knoblauch und K. Hencky.

Bei normalen Garantieversuchen in der Wärmeschutztechnik kommen Flüssigkeitsthermometer fast nur für zwei Zwecke in Frage: zur Messung der Temperatur des Bades für die Nebenlötstelle der verwendeten Thermolemente und zur Messung der Lufttemperatur. Die letztere mißt man deshalb zweckmäßig mit gewöhnlichen Thermometern, weil meist einige wenige Ablesungen während der Versuche genügen, so daß man neben der Annehmlichkeit der direkten Ablesung dadurch den Vorteil hat, eine thermoelektrische Meßstelle weniger bedienen zu müssen.

Vielfach müssen Lufttemperaturen in der Nähe von Heiz- oder Kühlkörpern oder im Sonnenschein gemessen werden¹. Hier wird durch Strahlungsübertragung bei gewöhnlichen Thermometern eine abweichende Angabe hervorgerufen².

Zur Vermeidung dieser Einflüsse dient als einfachstes das „Schleudermometer“ und das „Aspirationsthermometer“. Bei beiden ist das Quecksilbergefäß durch ein vernickeltes Metallgehäuse vor der direkten Einwirkung der Strahlung geschützt und es wird durch künstliche Luftbewegung — durch Schwingen an einer Schnur bzw. durch ein Uhrwerk mit Ventilator — der geringe Rest von Strahlung abgeführt, den der Strahlungsschutz noch aufnimmt.

Wesentlich angenehmer in der Handhabung und überall da unentbehrlich, wo die genannten Thermometer das Temperaturfeld in der Luft in einer für den Meßzweck unzulässigen Weise verändern würden, wie z. B. in der Nähe von Heizkörpern, ist das Doppelthermometer von H. Hausen³. Die Meßeinrichtung vergleicht die Angabe eines gewöhnlichen Thermometers mit der eines Thermometers mit vergoldetem Quecksilbergefäß, das also einen anderen und zwar geringeren Strahlungsfehler besitzt. Die wahre Lufttemperatur errechnet sich aus der Formel

$$t_L = t_g - a \cdot (t_{gl} - t_g). \quad (86)$$

Darin bedeutet:

- t_L = die wahre Lufttemperatur in °C,
- t_g = die Anzeigen des Goldthermometers in °C,
- t_{gl} = die Anzeigen des Glasthermometers in °C,
- a = die Eichkonstante der verwendeten Apparatur.

¹ Z. B. in Kesselhäusern, bei denen sich sehr oft heiße Rohrleitungsteile, wie nackte Flanschen, Ventile usw., in der Nähe befinden, oder bei Kälteanlagen.

² Auch der Beobachter darf sich nur möglichst kurz in der Nähe des Thermometer aufhalten.

³ Hausen, H.: Zur Messung von Lufttemperaturen in geschlossenen Räumen. Ges. Ing. 1921, Festnummer z. Kongreß f. Heizung u. Lüftung, S. 43.

Von ausschlaggebender Wichtigkeit sind derartige einwandfreie Messungen von Lufttemperaturen bei der Bestimmung von Wärmeübergangszahlen. Beispielsweise wurden in einem Kesselhaus gefunden

$$t_{\text{Gold}} = 39,8^{\circ} \text{C},$$

$$t_{\text{Glas}} = 44,2^{\circ} \text{C}.$$

Da die Eichkonstante der Apparatur 0,3 war, so errechnet sich hieraus die wahre Lufttemperatur zu

$$t_{\text{Luft}} = 38,5^{\circ} \text{C}.$$

Aus dieser Messung sollte die Wärmeübergangszahl von der Oberfläche zweier Rohrleitungsisolierungen an die Luft errechnet werden. Unter Verwendung des normalen Glasthermometers allein hätten sich folgende Fehler ergeben:

Temperaturmeßfehler	15%
Fehler an der Wärmeübergangszahl bei Isolierung I. . .	23,5%
Fehler an der Wärmeübergangszahl bei Isolierung II . .	19%

Man sieht aus dem vorstehenden Beispiel auch, wie falsch die so vielfach von reinen Praktikern geäußerte Meinung ist, daß bei ungenauen Temperaturmessungen wenigstens der prozentuale Fehler jeweils gleich ist, das Ergebnis derartiger Versuche also vergleichsweise Schlußfolgerungen zulasse. Dies gilt nicht zum wenigsten auch für Messungen des Temperaturabfalls eines Wärmeträgers in Rohrleitungen, die heute wärmeschutztechnisch zwar unnötig geworden sind, aber rein betriebstechnisch oft interessieren. Es müssen gerade dort durch Beobachtung der in dem erwähnten Buch von Knoblauch und Hencky dargelegten Vorschriften alle Einbaufehler aufs sorgfältigste vermieden werden; denn diese können sich an den beiden Enden der Leitung in durchaus verschiedenem Maße geltend machen. Ist beispielsweise die wahre Temperatur am Beginn der Leitung 355°C , am Ende der Leitung 345°C und ist der Meßfehler am ersten Wert -4°C , am zweiten -2°C , so sind sie, auf die Temperaturen selbst bezogen, 1,1 bzw. 0,6%, also scheinbar praktisch bedeutungslos. Sie wirken sich aber auf die Temperaturdifferenz von 10°C mit 20% aus, geben also den gesuchten Wärmeverlust der Leitung um diesen außerordentlich hohen Betrag falsch an.

b) Thermoelemente. Thermoelemente haben den großen Vorzug kleinster Dimensionen und gestatten daher Messungen in einem „Punkt“. Außerdem ist eine fortlaufende Registrierung und eine Fernübertragung unschwer durchführbar. Durch Verwendung geringster Drahtstärken kann erreicht werden, daß die Thermoelemente auch zeitlich veränderlichen Temperaturen sehr schnell folgen.

Die von den Thermoelementen hervorgerufene elektromotorische Kraft kann nach zwei Methoden gemessen werden: nach der Ausschlag-

methode, d. h. durch Messung der Stromstärke im Thermoelement mittels eines Zeigergalvanometers¹ und nach der „Kompensationsmethode“, bei welcher die elektromotorische Kraft im stromlosen Zustande des Elementes gemessen wird. Letztere Methode ermöglicht besonders genaue Messungen, ist jedoch für betriebsmäßige Messungen zu kompliziert.

Abb. 53 gibt das Schaltungsschema einer normalen Temperaturmessung. Hierbei ist eine sog. Nebenlötstelle mit benutzt. Thermoelemente zeigen ja nur Temperaturdifferenzen an, so daß man in die Messung eine Bezugstemperatur aufnehmen muß, auf welche man die festgestellte Temperaturdifferenz bezieht. Würde man, wie dies bei Messungen hoher Temperaturen in der Technik üblich ist, die Thermoelemente mit den Schenkeln direkt an das Galvanometer anschließen, so würde es die Temperaturdifferenz zwischen Instrument und Meßstelle anzeigen. Das Instrument besitzt aber vielfach nicht die Lufttemperatur, wenn es nicht dauernd an Ort und Stelle eingebaut ist. Auch ist die Lufttemperatur nicht immer leicht einwandfrei zu messen und schwankt meist zeitlich so stark, daß man beispielsweise aus einer Registrierkurve nachträglich nicht mit genügender Genauigkeit die absoluten Temperaturen ablesen kann, wenn es sich um kleine und mittlere Temperaturdifferenzen handelt, wie vielfach in der Wärmeschutztechnik.

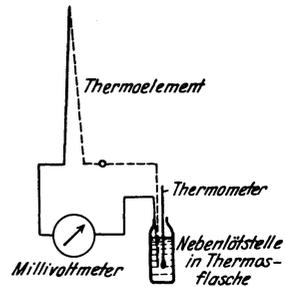


Abb. 53. Schaltschema eines Thermoelements.

Diese Ungenauigkeit läßt sich durch Verwendung einer Nebenlötstelle, deren Temperatur bekannt ist, leicht vermeiden. Bei sorgfältigen Messungen taucht man die Nebenlötstelle in schmelzendes Eis², hält sie also auf einer Bezugstemperatur von 0°. In dieser Weise sollte

¹ Für genaue Laboratoriumsmessungen benutzt man am besten Instrumente mit Bändchenaufhängung des beweglichen Systems, für Betriebsmessungen meist solche mit Spitzenlagerung. Erstere verlangen sorgfältige Aufstellung auf einem ruhig stehenden Tisch unter Einstellung einer eingebauten Libelle. Für empfindliche Registrierinstrumente wird auch Einspannung der Drehspule zwischen zwei dünnen Metallbändchen ausgeführt (Siemens & Halske) oder Spannfadenaufhängung mit Führungsspitze (Hartmann & Braun), bei denen keine ganz genaue Senkrechtstellung des Instrumentes notwendig ist. Für sehr rasche Temperaturänderungen, denen diese Meßinstrumente nicht schnell genug folgen können, müssen Seitengalvanometer evtl. mit photographischer Aufzeichnung verwendet werden.

² Im Winter ist das Eis zur Vermeidung einer etwaigen Unterkühlung mit Wasser anzufeuchten. Hat man im Freien bei Frost zu messen, muß statt Eis ein Ölbad genommen werden, dessen Temperatur mit einem Quecksilberthermometer gemessen wird.

man jedenfalls die Eichung der Thermoelemente vornehmen lassen. Für praktische Messungen ist es meist bequemer, die Nebenlötstelle in Wasser oder Öl zu bringen, dessen Temperatur mit einem Quecksilberthermometer gemessen und durch Verwendung einer Thermosflasche vor starken Schwankungen bewahrt wird¹. Hält man die Temperatur der Flüssigkeit von vornherein in ungefährender Höhe der Lufttemperatur, so läßt sich die Bezugstemperatur sehr leicht auf $\pm 1/2^{\circ}$ konstant halten, auch wenn die Lufttemperatur wie in Kesselhäusern z. B. ziemlich schwankt.

Die meist gebräuchlichen Metallkombinationen² von Thermoelementen sind:

Art des Elementes	Verwendbar bis zu Temperaturen von $^{\circ}\text{C}$	Thermokraft in Millivolt pro 100°C Temperaturdifferenz
Kupfer-Konstantan.....	500 ³	ca. 4,0
Silber-Konstantan.....	600	" 4,0
Eisen-Konstantan.....	800	" 5,0
Nickel-Nickelchrom.....	1100	" 3,5
Platin-Platinrhodium.....	1600	" 1,0

Bei Elementen für sehr hohe Temperaturen müssen je nach den Betriebsumständen sorgfältig ausgewählte Schutzrohre gegen den Einfluß von Gasen und Dämpfen angewendet werden.

Für Abnahmeversuche an Isolierungen sind meist Kupfer-Konstantan-Elemente vollkommen ausreichend. Bei Eisenelementen muß besonderer Wert auf Ausglühen nach dem Ziehen des Drahtes und auf Homogenität gelegt werden.

Hat man öfters Messungen vorzunehmen, so besorgt man sich von einem Drahtwerk einen Vorrat von vielleicht 1000 m, normal in einer Stärke von 0,5 mm, wobei jeder Draht für sich emailliert und umspinnen und dann beide Drähte nochmals zusammen umspinnen sein sollen. Die Umspinnung kann mit Seide oder Baumwolle vorgenommen werden. Die gemeinschaftliche Umspinnung der zusammen-

¹ Die Nebenlötstelle muß elektrisch isoliert sein, also entweder in nicht leitendes Öl getaucht werden oder bei Verwendung von Wasser und Eis durch ein enges Glasröhrchen, das in seinem oberen Teil zur Vermeidung des Herausgleitens des Elementes einen schwach S-förmigen Knick erhält, geschützt sein. Allerdings darf der Thermokreis an einer Stelle mit der Umgebung Schluß haben. Man wird davon Gebrauch machen, wenn man die Temperatur von metallischen Objekten, Rohrleitungen usw. messen muß, um eine recht gute Übertragung der Wärme auf das Element zu erreichen, und den Lötkepf der warmen Stelle direkt auflegen.

² Sorgfältige Untersuchungen der verschiedensten Metallkombinationen sind von W. Rohn in der Z. Metallkunde 1924, S. 297, veröffentlicht: Thermoelektrische Untersuchungen an Nickellegierungen.

³ Schon bei etwa 350°C beginnt Kupfer zu oxydieren, so daß man bei höheren Temperaturen die Elemente von Zeit zu Zeit erneuern muß.

gehörigen Drähte erleichtert die Übersicht und Handhabung bei mehreren Meßstellen. Für Messungen über 150°C muß die Umspinnung in dem Bereich der hohen Temperaturen selbstverständlich durch Asbest oder kleine Glasperlen ersetzt und oberhalb 250° das Element hart gelötet werden¹. Besitzt man einen derartigen größeren Drahtvorrat, den man in einem wissenschaftlichen Institut eichen läßt², so kann man jederzeit unbrauchbar gewordene Elemente (Bruch, Oxydation usw.) in einfacher Weise durch neue ersetzen, wobei nur jeweils die bei der Eichung verwendete Länge eingehalten werden muß, wenn man nach der Ausschlagmethode mißt.

Empfehlenswert ist, die Eichung gleich mit zwei oder drei Längen vornehmen zu lassen, etwa 3 oder 5 m für günstige Meßstellen und 15 m für schwierigere Fälle. Über 25 m Länge hinauszugehen hat den Nachteil einer zu großen Verringerung des Ausschlages des Galvanometers und damit der Ablesegenauigkeit. Meist wird dies auch unnötig sein, da man gegebenenfalls die Elementenenden mit Kupferleitungen mit dem Instrument bzw. der Nebenlötstelle verbinden kann, wobei jedoch Voraussetzung ist, daß die sämtlichen vier Anschlußstellen gleiche Temperaturen aufweisen, um zusätzliche Thermokräfte zu vermeiden. Die Nebenlötstelle pflegt man 1,5 m lang zu wählen. Messungen durch Kompensation der Thermokraft sind von der Länge der Elemente unabhängig, jedoch für Betriebsmessungen viel zu kompliziert.

Die Einhaltung der bei der Eichung verwendeten Elementenlänge (inklusive Nebenlötstelle) ist deshalb notwendig, weil die Stromstärke, also die Angaben des Millivoltmeters außer von der Thermokraft auch von dem Widerstand des Stromkreises abhängig sind, d. h. von dem Widerstand des Elementes und dem inneren Widerstand des Instrumentes. An sich könnte man durch Verwendung eines kleinen verstellbaren Widerstandes mit einer in Ohm geteilten Skala abweichende Längen entsprechend kompensieren. Einfacher erscheint für die Praxis jedoch die Einhaltung der Eichlänge. Kleinere Kürzungen der Elemente durch Reparaturen infolge Betriebsschädigungen können, wenn sie so groß sind, daß sie ins Gewicht fallen, durch entsprechende Verlängerung der Nebenlötstelle ausgeglichen werden, für die man nur geringe Drahtmengen aufwenden muß.

Instrumente mit möglichst hohem inneren Widerstand sind deshalb empfehlenswert, weil dann die Abweichungen von der normalen Elementenlänge um so größer sein dürfen, bevor sie von Bedeutung werden.

¹ Die Art des Lötmittels ist für Thermoelemente gleichgültig. An sich würde schon ein einfaches Zusammendrehen der Drahtenden genügen.

² Z. B. Technisch-Physikalische Reichsanstalt, Charlottenburg; Forschungsheim für Wärmeschutz E. V., München; Laboratorium für technische Physik an der Technischen Hochschule in München.

Außerdem können derartige Instrumente in ihren Angaben um so unabhängiger von der Temperatur sein¹.

Außer der einfachen Schaltung nach Abb. 53, die, wie bereits erwähnt, bei besonders großen Entfernungen dadurch geändert werden kann, daß man zwischen Thermoelement und Nebenlötstelle einerseits und Instrument andererseits je eine Verbindungsleitung aus Kupfer legt, ist es für Versuche, bei denen eine größere Anzahl von Meßstellen beobachtet werden muß, notwendig, einpolige oder besser zweipolige Umschalter zu verwenden. Schaltungsschema für letztere

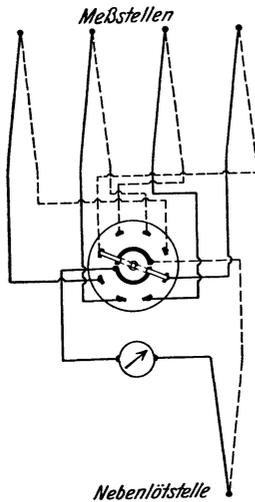


Abb. 54. Schaltung für mehrere Meßstellen unter Verwendung eines zweipoligen Umschalters.

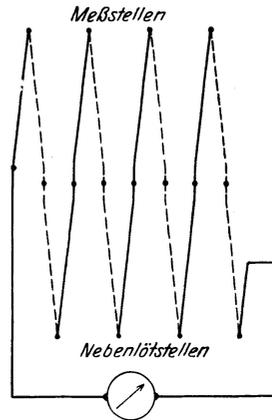


Abb. 55. Hintereinanderschaltung mehrerer Elemente.

Anordnung vgl. Abb. 54. Auch hier ist darauf zu achten, daß die sämtlichen Klemmen am Umschalter und am Instrument gleiche Temperatur besitzen, d. h. also, nicht etwa von einem heißen Körper (Vorsicht bei Messung in Kesselhäusern!) oder einer Lichtquelle ungleichmäßig bestrahlt werden. Gegebenenfalls ist ein einfacher Strahlungsschutz vorzubauen. Aus diesem Grunde legt man das Instrument, wo angängig, stets in den Kupferzweig bei Kupfer-Konstantanelementen, weil die Instrumentenklemmen aus Messing sind und daher schlimmstenfalls nur geringe zusätzliche Thermokräfte auftreten.

Zur Erzielung größerer Ausschläge bei geringen Temperaturdifferenzen kann man nach Abb. 55 mehrere Elemente mit je einer Nebenlötstelle hintereinanderschalten. Die Ablesegenauigkeit steigt dann proportional der Anzahl der Meßelemente. Die Elemente der beiden Gruppen müssen aber so vereinigt sein, daß sie sämtlich die entsprechende

¹ Selbst registrierende Instrumente können heute mit einem inneren Widerstand bis etwa 40 bis 50 Ohm pro 1 Millivolt Meßbereich ausgestattet werden.

Temperatur annehmen und überall, auch an den Lötköpfen, sorgfältig elektrisch isoliert sind. Knoblauch und Hencky empfehlen diese Schaltung auch für die unmittelbare Messung des Mittelwertes verschiedener Temperaturen, wenn die Meßelemente an die fraglichen Stellen verteilt werden.

Für letzteren Zweck kann auch eine Parallelschaltung nach Abb. 56 benutzt werden, wobei nur eine Nebenlötstelle notwendig ist. Man hat den Ausschlag des Millivoltmeters jedoch mit einem Korrektionsfaktor a zu multiplizieren, um die Verringerung des elektrischen Ausgleichswiderstandes durch die Parallelschaltung zu berücksichtigen. Der Korrektionsfaktor berechnet sich nach der Formel:

$$a = \frac{R + n \cdot R_0}{n \cdot (R + R_0)}. \quad (87)$$

Darin bedeutet:

- R = den Widerstand eines Elementes in Ohm,
- R_0 = den Widerstand der Nebenlötstelle und des Millivoltmeters inkl. der Verbindungsleitung zwischen einem evtl. benützten Schalter und Millivoltmeter in Ohm,
- n = die Anzahl der zusammengeschalteten Elemente.

Zu beachten ist, besonders bei den letztgenannten Schaltungen, daß stets durch Stichproben kontrolliert werden muß, ob nicht Übergangswiderstände an den Umschaltern vorhanden sind oder einzelne Elemente irgendwie gestört werden. Vor allem können galvanische Wirkungen auftreten, wenn es sich um Messungen an Materialien handelt, die nicht vollständig trocken sind¹ (Baustoffe). Kontrollen sind auf mannigfache Weise möglich, sei es durch probeweises direktes Anschalten eines Elementes an das Instrument, durch kritischen Vergleich der Angaben der verschiedenen Elemente oder durch probeweises Zuschalten eines Zusatzwiderstandes, wobei dann das Verhältnis der geänderten Ausschläge das gleiche wie das Verhältnis der geänderten elektrischen Widerstände sein muß².

Selbstverständlich sind auch beim Einbau von Thermoelementen die oben erwähnten grundsätzlichen Regeln für Temperaturmessungen

¹ Derartige Einflüsse sind oft nicht leicht zu erkennen und zuweilen nur sehr schwer auszuschneiden. Besonders unangenehm können auch vagabundierende Ströme werden, mit denen man bei Laboratoriumsmessungen an Apparaten, die durch Wasserkühlung mit der Erde in Verbindung stehen, in großen Städten vielfach rechnen muß. Hier hilft nur sorgfältigste Isolation des ganzen Thermoelementes.

² Vgl. auch W. Redenbacher: Über den Gebrauch von Thermoelementen. Arch. Wärmewirtsch. 1924, S. 209. Die Widerstände der Elemente kann man bei ihrer Eichung mitbestimmen lassen.

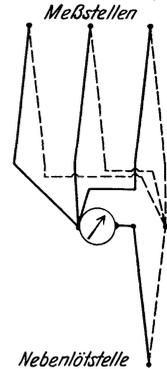


Abb. 56. Messung einer mittleren Temperatur durch Parallelschaltung mehrerer Elemente.

sorgfältig zu beachten. Man hat also einerseits für eine bestmögliche Wärmezufuhr von der Meßstelle zum Element zu sorgen, andererseits die Wärmeableitung durch das Element von der Meßstelle auf ein Mindestmaß herabzudrücken.

Bei Messungen in festen Körpern oder an ihren Oberflächen muß z. B. das Thermoelement von seiner Lötstelle ab etwa 10 cm in einer Zone der gleichen Temperatur wie der der Meßstelle fortgeführt werden, weil sonst der in den Drähten des Elementes unvermeidliche Wärmestrom (die Drähte müssen ja stets durch ein oft sehr starkes Temperaturgefälle geführt werden) sich in seiner Kühlwirkung bis auf die Lötstelle auswirken würde. W. Nusselt¹ erhielt z. B. bei den Messungen an Isolierstoffen, die in einem Laboratoriumsapparat eingebaut waren, bei einer Meßtemperatur von $116,3^{\circ}\text{C}$ einen um $41,4^{\circ}\text{C}$ zu geringen Wert bei direkter Abführung des Elementes.

Diese Führung eines Elementes auf Flächen gleicher Temperatur ist meist unschwer vorzunehmen, da man das Element ja gegebenenfalls spiralg anordnen kann. Mißt man z. B. die Temperatur eines Rohres unter einer Isolierung, so hat man das Element nur auf die fragliche Länge auf dem Rohr entlang zu führen. Der Forderung eines möglichst guten Wärmeüberganges auf das Element wird man hierbei dadurch nachkommen, daß man den Lötkepf des Elementes mit Bindedraht fest auf das gereinigte Rohr aufbindet und so für eine innige Berührung sorgt.

Ähnlich, aber noch sorgfältiger hat man bei der Messung der Temperatur von Oberflächen fester Körper zu verfahren. Hier besteht ja stets eine sehr plötzliche Temperaturänderung zwischen Oberfläche und dem angrenzenden Gas oder Dampf, so daß für ein völlig flaches Anliegen des Elementes auf der Länge von etwa 10 cm unbedingt Sorge getragen werden muß. Zur Verbesserung des Wärmeüberganges pflegt man eine künstliche Vergrößerung der Berührungsoberfläche des Lötkepfes zu schaffen, indem man ihn auf ein dünnes Metallplättchen (etwa Kupfer 2×2 cm) lötet und innige Berührung sicherstellt². Die Oberflächenbeschaffenheit dieses Metallplättchens darf sich hinsichtlich seiner Strahlungskonstante nicht wesentlich von der zu messenden Oberfläche unterscheiden, damit es wirklich die gleiche Temperatur annimmt, die die Oberfläche vor seiner Aufbringung besaß. Für die Messung auf Isolierungen ist dies hinreichend bei Verwendung oxydierten Kupferbleches erreicht.

¹ Nusselt, W.: Lit.-Nachw. 1.

² Z. B. bei ebenen Wänden durch Aufkitten oder durch Anpressen mittels eines dünnen Holzstäbchens, das sich gegen eine Federung stützt, die in einiger Entfernung von der Meßstelle befestigt ist. Bei stark gekrümmten Körpern wird man das Element aufbinden, auf metallischen Flächen kann es evtl. auch mit einem kleinen Schraubchen befestigt werden. Vgl. auch hier das Buch von Knoblauch und Hencky.

II. Die Berechnung und Anwendung des Wärme- und Kälteschutzes in der Industrie.

A. Die Wärmeverluste während des Betriebes.

24. Wärmeverlust bei nichtisolierter Anlage.

Die Berechnung des Wärmeverlustes nichtisolierter Körper, die früher in den Betrachtungen der Wärmeschutztechnik einen weiten Raum eingenommen hat, spielt heute eine wesentlich geringere Rolle; denn die wirtschaftliche Notwendigkeit einer Isolierung kann allgemein als selbstverständlich betrachtet werden.

Der Wärmeverlust nichtisolierter Körper ist daher nur dort von Interesse, wo

1. sehr geringe Temperaturen des Körpers die Wirtschaftlichkeit eines Wärmeschutzes tatsächlich noch fraglich erscheinen lassen (etwa unter 50° Übertemperatur, besonders bei geringen Benutzungszeiten),
2. ein Wärmeschutz aus besonderen Gründen nicht ausführbar ist (z. B. bei Ventilspindeln, Rohraufhängungen, mechanisch oder thermisch sehr stark beanspruchten Objekten usw.),
3. ein Überblick über die „Wärmeersparniszahl“ einer Isolierung gewünscht wird (vgl. S. 152).

Betrachtet man zunächst die Temperatur t_w des nichtisolierten Körpers selbst als gegeben, also beispielsweise bei Leitungen die Rohrtemperatur, so berechnet sich der Wärmeverlust nach Gleichung (6) und (7), S. 12, wenn man dort $t_a = t_w$ setzt. Für eine Rohrleitung also z. B.:

$$q = \alpha_2 \cdot \pi \cdot d_i \cdot (t_w - t_2) \quad (7)$$

Die Wärmeübergangszahl α_2 setzt sich für eine Leitung durch Luft aus dem Wärmeübergang durch Leitung und Konvektion und aus dem Wärmeübergang durch Strahlung zusammen, d. h. die Wärmeübergangszahl ist

$$\alpha_2 = \alpha_0 + \alpha_s \quad (56)$$

Die Werte von α_0 sind für ruhende Luft aus Zahlentafel 12 und 13 S. 63 u. 64 zu entnehmen, für Windanfall aus Zahlentafel 10 u. 11 S. 61 u. 62.

Weiter ist nach Teil I

$$\alpha_s = a \cdot C^1 \quad (72)$$

worin im allgemeinen die Konstante des Strahlungsaustausches C^1 durch die Strahlungszahl C_1 des Wärme abgebenden Körpers selbst

ersetzt werden kann, da sein Flächenverhältnis zu den umgebenden Wandungen in Gleichung (67) (S. 67) sehr klein ist. Die Werte von a

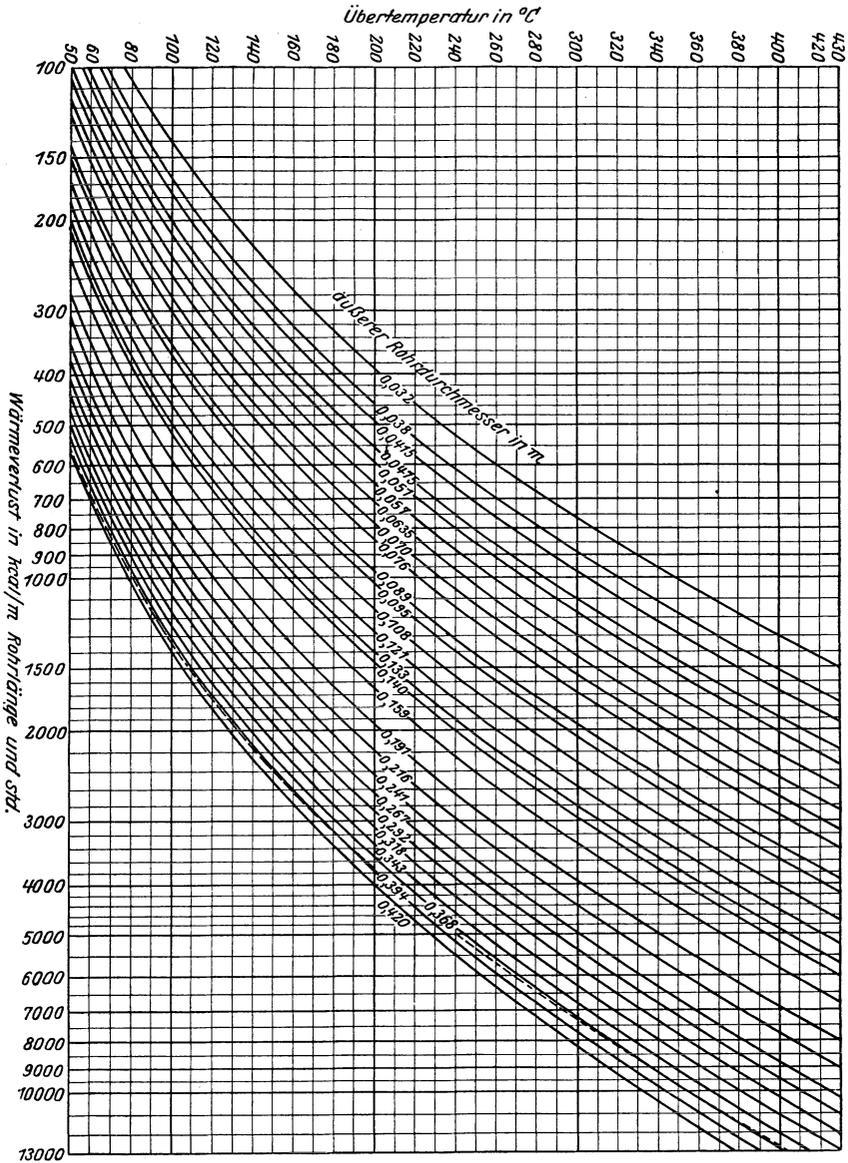


Abb. 57. Wärmeverluste nackter Objekte bei 20°C Lufttemperatur.

bzw. α_s (letztere für $C_1 = 4,0$ und $4,6$) sind in Zahlentafel 15—17 S. 69 u. f. zusammengestellt.

Zahlenbeispiel: Wie groß ist der Wärmeverlust einer Sattldampfleitung von 159 mm Außendurchmesser bei 200° C Rohrtemperatur, wenn die Leitung durch das Freie führt, die mittlere jährliche Lufttemperatur 10° C beträgt und ein Windanfall von 5 m/sec anzusetzen ist?

Es ist:

$$\begin{aligned} \text{nach Zahlentafel 10 } \alpha_0 &= 21,7 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C} \\ \text{nach Zahlentafel 16 } \alpha_s &= 9,2 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C} \quad (C_1 = 4,0) \\ \alpha_2 &= 30,9 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Damit wird:

$$q = 30,9 \cdot \pi \cdot 0,159 \cdot 190 = 2940 \text{ kcal/m h.}$$

In einer ausführlichen Arbeit über „die Wärmeersparniszahl und den Wärmeverlust nichtisolierter Anlagen“ gibt K. Wrede das sehr übersichtliche Diagramm, Abb. 57, welches für den häufigsten Fall eine Lufttemperatur von 20° C für beliebige Übertemperaturen und Durchmesser die Wärmeverluste entnehmen läßt¹. Das Diagramm gilt für $C^1 = 4,0$ und läßt sich auf andere Lufttemperaturen durch einen Multiplikationsfaktor laut nachstehender Zahlentafel 27 umrechnen bzw. auf eine Strahlungskonstante $C^1 = 4,6$ laut Zahlentafel 28. Die gestrichelte Kurve bezieht sich auf die ebene Wand und kann auch auf schwach gekrümmte Objekte (Kessel, Behälter usw.) angewendet werden.

Zahlentafel 27. Multiplikationsfaktor des Wärmeverlustes bei verschiedenen Lufttemperaturen zu Abb. 57.

Lufttemperatur in °C	Übertemperatur des Rohres über Luft			
	50	100	200	400 °C
- 10	0,87	0,87	0,88	0,89
0	0,91	0,91	0,91	0,92
+ 10	0,95	0,95	0,96	0,97
+ 30	1,05	1,05	1,05	1,04
+ 40	1,10	1,10	1,09	1,08

Zahlentafel 28. Multiplikationsfaktor des Wärmeverlustes bei $C^1 = 4,6$ und 20° C Lufttemperatur zu Abb. 57.

Rohrdurchmesser in m	Übertemperatur des Rohres über Luft				
	50	100	200	300	400 °C
0,032	1,07	1,07	1,08	1,10	1,11
0,108	1,08	1,08	1,09	1,11	1,12
0,420	1,09	1,09	1,10	1,12	1,13

Bisher wurde die Temperatur der Rohr- bzw. Behälterwandung als bekannt vorausgesetzt. Nachdem meist jedoch die Temperatur des Wärmeträgers gegeben ist, so muß überall da die Wandtemperatur erst ermittelt werden, wo sie sich von ersterer infolge geringerer Wärmeübergangszahl zwischen Wärmeträger und Wand erheblich unterscheidet,

¹ Aus H. 6 der Mitt. d. Forschungsheims f. Wärmeschutz mit freundlicher Genehmigung des Verfassers und des Institutes entnommen.

das ist etwa unterhalb $\alpha_1 = 1000 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}^\circ\text{C}$. In dieser Beziehung muß bei nichtisolierten Objekten eine Berücksichtigung der inneren Wärmeübergangszahl häufiger stattfinden als bei isolierten, wo nach S. 28 der Grenzwert der Wärmerübergangszahl α_1 etwa 200 beträgt.

K. Wrede hat deshalb für überhitzten Wasserdampf eine weitere Korrekturabelle aufgestellt, welche die Wandtemperatur nackter Anlagen als Bruchteil der Dampftemperatur für die verschiedensten Verhältnisse angibt. Die Tafel ist für eine Lufttemperatur von 20°C aufgestellt.

Zahlentafel 29. Multiplikationsfaktor der Dampftemperatur zur Ermittlung der Wandtemperatur.

Dampfdruck in ata	Dampftempe- ratur in $^\circ\text{C}$	Dampfgeschwindigkeit in m/sec			
		10	20	40	60
2	150	0,81	0,88	0,92	0,95
	200	0,76	0,84	0,90	0,92
	250	0,73	0,81	0,87	0,90
5	200	0,88	0,93	0,96	0,97
	250	0,85	0,90	0,94	0,96
	300	0,81	0,87	0,92	0,94
10	250	0,91	0,95	0,97	0,98
	300	0,88	0,93	0,96	0,97
	350	0,85	0,91	0,95	0,96
20	300	0,93	0,97	0,98	0,99
	350	0,91	0,95	0,97	0,98
	400	0,90	0,94	0,96	0,97

Vorstehende Angaben genügen für die häufigsten Berechnungen der Wärmeersparniszahl. In Sonderfällen ist eine Berechnung unter Berücksichtigung der genauen Wärmeübergangszahlen, sowie des Wärmeleitwiderstandes in der Rohrwandung nach den Gleichungen in Teil I unschwer möglich. Vgl. auch vorstehendes Zahlenbeispiel. Die Genauigkeit der Berechnungen ist jedoch immer nur beschränkt, weil:

1. die Strahlungskonstante der Wandung mindestens um etwa $\pm 5\%$ unsicher ist,
2. der Wärmeübergang durch Luftbewegung im wirklichen Betriebe um etwa $\pm 20\%$ zweifelhaft ist,
3. der Ansatz der Lufttemperatur bzw. der Temperatur der Raumwandung, sowie der Abstrahlungsverhältnisse oft weitere Unsicherheiten in die Berechnung hereinbringt¹.

Die Verhältnisse sind hier also viel ungünstiger als bei isolierten Anlagen, da dort die Wärmeübergangszahlen an die Luft nicht im

¹ Die Wärmeverluste werden z. B. verringert durch in der Nähe befindliche warme Teile, wie Kesselmauerwerk usw. Der Einfluß von naheliegender ungeheizten Mauerwerk dagegen, das sich durch die vom Rohr selbst ausgestrahlte Wärme über Lufttemperatur erhitzt, beträgt nach Wrede meist nicht über 2%.

gleichen Ausmaß unsicher sind und, wie mehrfach erwähnt, meist nur mit weniger als 10% am Gesamtwärmeaustauschwiderstand beteiligt sind.

25. Der Wärmeverlust isolierter Körper.

Da das Hauptproblem der Wärmeschutztechnik die Wirtschaftlichkeit ist, so ist die Ermittlung der Aufwendungen für die Wärmeverluste isolierter Anlagen die wichtigste Berechnung der Wärmeschutztechnik überhaupt. Darüber hinaus stellt der Wärmeverlust außerdem in der überwiegenden Mehrzahl der Fälle den Ausgangspunkt für betriebstechnische Berechnungen dar.

Es sind daher in den letzten Jahren eine Reihe verschiedenartiger Rechentafeln aufgestellt worden, um diese Berechnung, die nach den Formeln des ersten Teils zwar keinerlei mathematische Schwierigkeiten bietet, aber umständlicher ist als auf den ersten Blick in Erscheinung tritt¹, einfach und schnell ausführen zu lassen. Ein derartiger Rechnungsgang ist z. B. seinerzeit vom Verfasser in Heft 2 der Mitteilungen des Forschungsheims aufgestellt worden, auf dessen Formeln auch die untenstehenden Berechnungstabellen aufgebaut sind. Während dabei die Darstellung in Nomogrammen benutzt wurde, hat K. Wrede in Heft 5 der Mitteilungen des Forschungsheims unter Verwendung der gleichen Formeln die Darstellungsweise in Netzdiagrammen gewählt. Auch von anderer Seite wurden ähnliche graphische Tafeln aufgestellt.

Die Erfahrung hat jedoch gezeigt, daß die Rechenvereinfachung durch graphische Darstellungen bei der großen Zahl der beeinflussenden Größen noch nicht den Bedürfnissen der Praxis in vollem Umfange genügt. Hierfür verdient vielmehr die Darstellungsweise in Zahlentafeln unbedingt den Vorzug. Sie läßt sich auch, ohne allzu viele Interpolationen nötig zu machen, auf einen mäßigen Umfang beschränken, wenn man die einfache Multiplikation einiger weniger Werte in den Kauf nimmt, was bei Benutzung eines Rechenschiebers schneller und sicherer geschieht, als die Ablesung unvermeidlicherweise komplizierter Diagramme. Aus diesen Erwägungen heraus entstanden die Zahlentafeln 3I bis 3ID².

¹ Da die Wärmeübergangszahl an der Oberfläche der Isolierung von deren Temperatur abhängig ist, diese aber erst nach Berechnung des Wärmeverlustes ermittelt werden kann, war früher z. B. ein probeweises Lösen mit späterer Kontrollrechnung unvermeidlich.

² Die Zahlentafeln wurden erstmals veröffentlicht in den wärmeschutzwissenschaftlichen Mitteilungen der Firma Rheinhold & Co., H. 5 u. 6, 1925. Ein erweiterter Neudruck erschien als H. 4, 1926. Sie gelangten ferner in der ersten Fassung zum Abdruck in dem Buch von de Grahl: Verwertung von Abfall und Überschußenergie, Verlag des V. d. I. 1927.

Freilich darf über dem vereinfachten Rechnungsgang nicht versäumt werden, sich mit den tatsächlichen physikalischen Zusammenhängen in genügendem Maße vertraut zu machen, um die Gefahren einer schematischen Handhabung zu vermeiden: falsche Bearbeitung von Sonderfällen. In diesem Sinne sei auf Teil I verwiesen und das Studium der Originalarbeiten, insbesondere der Mitteilungen des Forschungsheims für Wärmeschutz, empfohlen.

Selbstverständliche Voraussetzung der Berechnung des Wärmeverlustes ist die Kenntnis der Wärmeleitfähigkeit des Isoliermaterials. Die Wärmeleitfähigkeit kann in allen Fällen als gegeben betrachtet werden, da heute jede Lieferfirma diesbezügliche Garantien eingeht. Über die hierbei freilich vielfach zu empfehlende Kritik vgl. Abschnitt 48 und 49. Sehr oft werden auch die Durchschnittswerte der Wärmeleitfähigkeit, wie sie für die verschiedensten Stoffe im Anhang zusammengestellt sind, mit Vorteil benutzt werden. Bei Isolierungen, welche eine Kombination aus verschiedenen Materialien darstellen, wie z. B. bei Korkschalen mit Unterstrich aus Masse oder Glasgespinnst mit einem Hartmantel aus Gips usw. muß natürlich die mittlere Wärmeleitfähigkeit der Gesamtsolierung in die Zahlentafeln eingeführt werden unter Berücksichtigung sämtlicher Konstruktionsteile (bei Stopfisolierung beispielsweise auch der Abstützungsbügel). Die Berechnung derartiger mittlerer Wärmeleitfähigkeiten vgl. Teil I, Abschnitt 4.

Für die Berechnung des Wärmeverlustes sind folgende drei Fälle zu unterscheiden:

- a) der Wärmeverlust in Innenräumen,
- b) der Wärmeverlust im Freien,
- c) der Wärmeverlust bei geringen Strömungsgeschwindigkeiten von Gasen und Dämpfen.

Gemäß den Ausführungen im Teil I betrachtet man als Normalfall, daß die Wärmeübergangszahl zwischen Wärmeträger und Wandung so groß ist, daß man mit genügender Genauigkeit, d. h. mit einem Fehler am Wärmeverlust, der kleiner als 2% ist, die Wandtemperatur gleich der Temperatur des Wärmeträgers setzen kann. Ziffer a und b setzen daher diesen Normalfall voraus. Einen Anhaltspunkt, wann dies nicht angingig ist, wann also nach Ziffer c zu verfahren ist, gibt Zahlentafel 30.

Allen drei Fällen ist beim Gebrauch der nachstehenden Zahlentafeln gemeinsam, daß zunächst aus der „Grundtafel“ der „Einheitswärmeverlust“ zu entnehmen ist, entsprechend dem Krümmungsradius des Objektes, sowie der Wärmeleitfähigkeit und der Stärke der Isolierschicht. Dieser Einheitswärmeverlust ist berechnet als der Wärmeverlust in Innenräumen bei einer Temperaturdifferenz zwischen Wärme-

träger und Luft von 100°C , bezogen auf 1°C ¹. Er ist zur Ermittlung des Wärmeverlustes jeweils mit der tatsächlichen Temperaturdifferenz zwischen Wärmeträger und Luft noch zu multiplizieren. Das Ergebnis ist nochmals mit Faktoren zu multiplizieren, die sich nach den gekennzeichneten drei Fällen unterscheiden.

Im einzelnen ist der Rechnungsgang folgender:

a) Wärmeverlust isolierter Anlagen in geschlossenen Räumen.

1. Aus der Grundtafel 31 ist der Einheitswärmeverlust zu entnehmen.

2. Dieser wird mit der vorliegenden Temperaturdifferenz zwischen Wärmeträger und Luft multipliziert.

3. Durch weitere Multiplikation mit dem Temperaturfaktor aus der Hilfstafel 31A ergibt sich der gesuchte Wärmeverlust.

Der letztgenannte Temperaturfaktor ist deswegen notwendig, weil die Wärmeverluste infolge der Abhängigkeit der Wärmeübergangszahl an der Oberfläche der Isolierung von der Oberflächentemperatur nicht genau proportional der Temperaturdifferenz zwischen Wärmeträger und Luft sind.

b) Der Wärmeverlust isolierter Anlagen im Freien.

1. Wie unter a) 1.

2. Wie unter a) 2.

3. Das Ergebnis unter b) 2. ist mit dem Faktor des Windeinflusses aus Hilfstafel 31B oder 31C zu multiplizieren und ergibt dann den gesuchten Wärmeverlust.

In Hilfstafel B und C sind zwei bestimmte Arten von Windanfall herausgegriffen, da im allgemeinen nur für diese die Berechnung des Wärmeverlustes praktisch von Bedeutung ist:

Die Berechnung des mittleren jährlichen Verlustes unter Zugrundelegung der mittleren jährlichen Windgeschwindigkeit von 5 m/sec.

Die Berechnung des maximalen Wärmeverlustes bei Sturm, wobei eine Windgeschwindigkeit von 25 m/sec etwa das Gegebene ist.

c) Der Wärmeverlust mit Berücksichtigung des Wärmeüberganges zwischen Wärmeträger und Wandung. Nachstehende Zahlentafel 30² gibt den Überblick, unter welchen Verhältnissen im allgemeinen eine Berücksichtigung der Wärmeübergangszahl zwischen Wärmeträger und Wandung bei Gasen und Dämpfen notwendig wird, wenn man die übliche Rechengenauigkeit von 2% einzuhalten wünscht. Bemerkt sei jedoch, daß diese Vernachlässigung stets die Wärmeverluste etwas zu

¹ Selbstverständlich ist dabei in die Zahlentafel mit der Wärmeleitzahl einzugehen, die bei der jeweiligen tatsächlichen vorhandenen Temperatur zutrifft, also nicht etwa allgemein mit der Wärmeleitzahl bei 100°C Rohrtemperatur.

² Entnommen aus H. 2 des Verf. der Mitt. d. Forschungsheims f. Wärmeschutz.

groß erscheinen läßt, also als Sicherheitszuschlag wirkt, so daß man überall dort auf den nachstehend beschriebenen Rechnungsgang ver-

Zahlentafel 30. Grenzverhältnisse für $\alpha_1 > 200$.

Temperatur der Rohr- wandung in °C	Überhitzter Wasserdampf		Luft, Rauch- und Abgase
	Geschwindigkeit in m/sec	Absoluter Druck at abs.	Geschwindigkeit \times Druck at abs. \times m/sec
< 100	—	—	> 100—150
	> 10	> 11	
< 200	> 20	> 6	> 200—230
	> 40	> 4	
	> 10	> 15	
< 300	> 20	> 9	> 250
	> 40	> 5	
	> 10	> 19	
< 400	> 20	> 12	> 300
	> 40	> 7	
	> 10	> 15	

zichten kann, wo mit Rücksicht auf andere größere Rechenunsicherheiten ohnehin ein gewisser Sicherheitszuschlag notwendig ist.

Der Rechnungsgang lautet:

1. Wie unter a) 1.
2. Wie unter a) 2.
3. Wie unter a) 3. oder b) 3.
4. Das Ergebnis unter c) 3., das ist der Wärmeverlust ohne Berücksichtigung der Wärmeübergangszahl, ist noch mit dem Verhältnis zu multiplizieren:

$$\frac{t_1 - t_2 - D}{t_1 - t_2}$$

Die Wahl der Korrekturgröße D aus Tafel 31 D erfolgt nach dem Ergebnis unter c) 3., dem unkorrigierten Wärmeverlust, und der Wärmeübergangszahl, die aus den Zahlentafeln des Teiles I zu entnehmen ist.

Allgemein ist noch zu bemerken:

Die Zahlentafeln gelten sowohl für wagerechte wie für senkrechte Rohrleitungen mit der für die Praxis in Frage kommenden Genauigkeit. In der Grundtafel ist der Einheitswärmeverlust in dem Bereiche 0,1 — 0,5 bzw. 0,5 — 1,0 und über 1,0 jeweils auf 1% des unteren Wertes abgerundet. Bei einer evtl. Interpolation nach dem Durchmesser ist stets der äußere Rohrdurchmesser zu nehmen, der in der Tafel deshalb auch fett gedruckt ist. Diese Interpolation kann auch einfach durch Multiplizieren mit dem Verhältnis des wirklichen Durchmessers zu dem betrachteten nächstliegenden Durchmesser der Zahlentafel erfolgen.

Zahlentafel 31.

Grundtafel der Einheits-Wärmeverluste.

Bezeichnung	Rohr Durchmesser in mm	Wärmeleitfähigkeit in kcal/m h °C	Einheits-Wärmeverlust in kcal/m h °C bei einer Isolierstärke in mm von																
			20	30	40	50	60	70	80	90	100	125	150	200					
25	26/32	0,04	0,250	0,208	0,182	0,165	0,152	0,143	0,135	0,128	0,123								
		0,05	0,300	0,253	0,222	0,202	0,187	0,175	0,167	0,159	0,153								
		0,06	0,349	0,297	0,262	0,239	0,221	0,206	0,198	0,189	0,182								
		0,07	0,392	0,336	0,299	0,274	0,255	0,239	0,228	0,219	0,211								
		0,08	0,434	0,374	0,335	0,309	0,288	0,272	0,258	0,248	0,239								
		0,09	0,472	0,411	0,371	0,343	0,320	0,302	0,288	0,276	0,267								
		0,10	0,510	0,447	0,406	0,376	0,352	0,332	0,318	0,304	0,294								
		0,11	0,545	0,481	0,437	0,407	0,383	0,362	0,347	0,332	0,321								
		0,12	0,580	0,515	0,468	0,437	0,413	0,391	0,375	0,360	0,348								
		0,13	0,610	0,545	0,499	0,467	0,442	0,420	0,403	0,388	0,375								
		0,14	0,640	0,575	0,530	0,497	0,470	0,448	0,430	0,415	0,402								
		0,15	0,670	0,605	0,560	0,526	0,498	0,474	0,457	0,442	0,427								
		0,16	0,700	0,635	0,590	0,555	0,525	0,500	0,483	0,468	0,452								
		30	32/38	0,04	0,281	0,232	0,203	0,182	0,165	0,154	0,146	0,139	0,132						
				0,05	0,336	0,279	0,245	0,221	0,203	0,189	0,180	0,172	0,164						
				0,06	0,390	0,326	0,286	0,259	0,240	0,224	0,213	0,204	0,195						
0,07	0,436			0,371	0,328	0,299	0,277	0,260	0,247	0,236	0,226								
0,08	0,482			0,415	0,370	0,338	0,314	0,295	0,280	0,268	0,257								
0,09	0,525			0,454	0,408	0,375	0,348	0,328	0,311	0,298	0,287								
0,10	0,570			0,493	0,446	0,412	0,382	0,360	0,342	0,328	0,317								
0,11	0,610			0,530	0,481	0,444	0,415	0,392	0,374	0,358	0,345								
0,12	0,645			0,570	0,515	0,475	0,448	0,423	0,405	0,388	0,373								
0,13	0,680			0,600	0,550	0,510	0,470	0,453	0,435	0,418	0,402								
0,14	0,710			0,635	0,580	0,540	0,505	0,482	0,464	0,447	0,430								
0,15	0,745			0,670	0,615	0,570	0,540	0,515	0,492	0,476	0,458								
0,16	0,775			0,700	0,645	0,600	0,570	0,545	0,520	0,505	0,485								
40	41,5/47,5			0,04	0,330	0,268	0,231	0,205	0,186	0,173	0,163	0,155	0,145						
				0,05	0,393	0,321	0,279	0,248	0,228	0,212	0,201	0,191	0,181						
				0,06	0,455	0,373	0,326	0,290	0,269	0,251	0,238	0,227	0,217						
		0,07	0,508	0,426	0,374	0,336	0,311	0,291	0,276	0,262	0,250								
		0,08	0,560	0,478	0,422	0,382	0,353	0,330	0,313	0,296	0,283								
		0,09	0,610	0,525	0,464	0,423	0,391	0,365	0,347	0,330	0,317								
		0,10	0,660	0,565	0,505	0,464	0,428	0,400	0,380	0,364	0,350								
		0,11	0,705	0,610	0,545	0,500	0,464	0,436	0,415	0,397	0,381								
		0,12	0,750	0,650	0,585	0,535	0,500	0,471	0,450	0,430	0,411								
		0,13	0,790	0,690	0,625	0,570	0,535	0,505	0,483	0,462	0,443								
		0,14	0,825	0,725	0,660	0,605	0,570	0,540	0,515	0,494	0,474								
		0,15	0,860	0,760	0,695	0,640	0,605	0,575	0,550	0,525	0,505								
		0,16	0,895	0,795	0,730	0,675	0,640	0,605	0,580	0,555	0,535								

Zahlentafel 31 (Fortsetzung).
 Grundtafel der Einheits-Wärmeverluste.

Rohr		Wärme- leitzahl in kcal/m h °C	Einheits-Wärmeverlust in kcal/m h °C bei einer Isolierstärke in mm von													
Be- zeich- nung	Durch- messer in mm		20	30	40	50	60	70	80	90	100	125	150	200		
50	51/57	0,04	0,377	0,305	0,258	0,228	0,207	0,190	0,179	0,170	0,161					
		0,05	0,449	0,364	0,313	0,277	0,253	0,233	0,221	0,210	0,199					
		0,06	0,520	0,423	0,367	0,325	0,299	0,278	0,262	0,250	0,236					
		0,07	0,580	0,479	0,420	0,374	0,345	0,320	0,302	0,288	0,273					
		0,08	0,640	0,535	0,472	0,422	0,390	0,362	0,342	0,326	0,310					
		0,09	0,695	0,585	0,520	0,469	0,432	0,402	0,380	0,363	0,346					
		0,10	0,750	0,635	0,565	0,515	0,473	0,442	0,418	0,400	0,382					
		0,11	0,800	0,685	0,610	0,555	0,510	0,481	0,457	0,436	0,416					
		0,12	0,850	0,730	0,650	0,595	0,550	0,520	0,495	0,471	0,450					
		0,13	0,895	0,775	0,695	0,635	0,590	0,555	0,530	0,505	0,485					
		0,14	0,935	0,815	0,735	0,670	0,625	0,590	0,565	0,540	0,520					
		0,15	0,980	0,860	0,775	0,710	0,665	0,630	0,600	0,575	0,555					
		0,16	1,02	0,900	0,810	0,745	0,700	0,665	0,630	0,610	0,585					
		60	57,5/63,5	0,04	0,410	0,327	0,276	0,245	0,221	0,203	0,190	0,180	0,170			
				0,05	0,488	0,392	0,336	0,295	0,270	0,250	0,234	0,223	0,210			
				0,06	0,565	0,456	0,394	0,345	0,318	0,296	0,278	0,265	0,250			
0,07	0,630			0,520	0,450	0,399	0,366	0,340	0,321	0,304	0,289					
0,08	0,690			0,580	0,505	0,452	0,413	0,383	0,363	0,343	0,327					
0,09	0,755			0,635	0,555	0,501	0,459	0,426	0,404	0,384	0,366					
0,10	0,815			0,685	0,605	0,550	0,505	0,471	0,444	0,424	0,405					
0,11	0,870			0,735	0,655	0,595	0,550	0,510	0,485	0,462	0,441					
0,12	0,920			0,785	0,700	0,640	0,590	0,550	0,525	0,500	0,476					
0,13	0,965			0,835	0,745	0,680	0,630	0,590	0,565	0,540	0,515					
0,14	1,01			0,880	0,790	0,720	0,670	0,625	0,600	0,575	0,550					
0,15	1,06			0,920	0,830	0,760	0,705	0,665	0,635	0,610	0,585					
0,16	1,10			0,960	0,870	0,800	0,740	0,705	0,670	0,645	0,620					
70	70/76			0,04	0,470	0,372	0,312	0,273	0,247	0,226	0,212	0,200	0,188			
				0,05	0,560	0,446	0,379	0,331	0,302	0,278	0,261	0,246	0,232			
				0,06	0,650	0,520	0,445	0,388	0,357	0,330	0,310	0,292	0,276			
		0,07	0,725	0,590	0,505	0,447	0,409	0,378	0,355	0,336	0,320					
		0,08	0,795	0,660	0,565	0,505	0,461	0,426	0,400	0,379	0,363					
		0,09	0,865	0,720	0,625	0,565	0,515	0,476	0,447	0,424	0,405					
		0,10	0,935	0,780	0,680	0,620	0,565	0,525	0,493	0,469	0,447					
		0,11	0,995	0,835	0,735	0,670	0,610	0,570	0,540	0,510	0,486					
		0,12	1,05	0,890	0,785	0,715	0,655	0,615	0,585	0,555	0,525					
		0,13	1,11	0,945	0,835	0,760	0,700	0,655	0,625	0,595	0,565					
		0,14	1,16	1,00	0,885	0,805	0,745	0,695	0,665	0,635	0,600					
		0,15	1,21	1,05	0,935	0,850	0,785	0,740	0,705	0,675	0,640					
		0,16	1,25	1,09	0,980	0,890	0,825	0,785	0,740	0,710	0,680					

Zahlentafel 31 (Fortsetzung).
 Grundtafel der Einheits-Wärmeverluste.

Rohr Be- zeich- nung	Durch- messer in mm	Wärme- leit- zahl in kcal/m h °C	Einheits-Wärmeverlust in kcal/m h °C bei einer Isolierstärke in mm von															
			20	30	40	50	60	70	80	90	100	125	150	200				
80	82,5/89	0,04	0,535	0,417	0,348	0,304	0,273	0,249	0,233	0,219	0,207							
		0,05	0,635	0,500	0,423	0,369	0,334	0,306	0,287	0,270	0,254							
		0,06	0,730	0,585	0,497	0,433	0,395	0,362	0,340	0,320	0,301							
		0,07	0,815	0,665	0,565	0,497	0,453	0,416	0,390	0,368	0,349							
		0,08	0,900	0,740	0,630	0,560	0,510	0,469	0,440	0,416	0,397							
		0,09	0,980	0,805	0,695	0,625	0,570	0,525	0,490	0,466	0,442							
		0,10	1,06	0,870	0,760	0,685	0,625	0,580	0,540	0,515	0,487							
		0,11	1,13	0,935	0,820	0,740	0,680	0,630	0,590	0,560	0,530							
		0,12	1,20	1,00	0,880	0,795	0,730	0,680	0,640	0,605	0,575							
		0,13	1,26	1,06	0,935	0,845	0,775	0,725	0,685	0,650	0,615							
		0,14	1,31	1,12	0,985	0,890	0,820	0,765	0,730	0,690	0,655							
		0,15	1,37	1,17	1,04	0,940	0,865	0,815	0,770	0,730	0,700							
		0,16	1,42	1,22	1,09	0,990	0,905	0,860	0,810	0,770	0,745							
		90	88,5/95	0,04	0,560	0,438	0,365	0,317	0,286	0,260	0,243	0,227	0,215					
				0,05	0,665	0,525	0,443	0,386	0,349	0,319	0,299	0,280	0,264					
				0,06	0,770	0,610	0,520	0,454	0,411	0,377	0,355	0,333	0,312					
0,07	0,860			0,695	0,590	0,525	0,471	0,434	0,407	0,383	0,362							
0,08	0,945			0,775	0,660	0,590	0,530	0,490	0,458	0,432	0,412							
0,09	1,03			0,845	0,725	0,655	0,590	0,545	0,510	0,481	0,459							
0,10	1,11			0,915	0,790	0,715	0,650	0,600	0,565	0,530	0,505							
0,11	1,18			0,980	0,850	0,770	0,705	0,655	0,615	0,580	0,550							
0,12	1,25			1,04	0,910	0,825	0,755	0,705	0,660	0,625	0,595							
0,13	1,32			1,11	0,970	0,880	0,805	0,750	0,710	0,670	0,640							
0,14	1,38			1,17	1,03	0,930	0,855	0,795	0,755	0,715	0,680							
0,15	1,44			1,23	1,09	0,980	0,900	0,845	0,800	0,760	0,725							
0,16	1,49			1,28	1,14	1,03	0,945	0,895	0,840	0,805	0,770							
100	100,5/108			0,04	0,620	0,480	0,401	0,346	0,310	0,282	0,261	0,246	0,231	0,203	0,182			
				0,05	0,735	0,580	0,486	0,422	0,380	0,346	0,322	0,303	0,284	0,251	0,227			
				0,06	0,850	0,675	0,570	0,498	0,449	0,409	0,383	0,359	0,336	0,297	0,271			
		0,07	0,950	0,765	0,650	0,570	0,515	0,470	0,439	0,414	0,389	0,345	0,315					
		0,08	1,05	0,850	0,725	0,640	0,580	0,530	0,494	0,468	0,442	0,392	0,359					
		0,09	1,14	0,925	0,795	0,705	0,645	0,590	0,550	0,520	0,491	0,438	0,401					
		0,10	1,23	1,00	0,860	0,770	0,705	0,650	0,605	0,570	0,540	0,482	0,442					
		0,11	1,31	1,07	0,930	0,835	0,760	0,710	0,660	0,625	0,590	0,525	0,484					
		0,12	1,38	1,14	0,995	0,895	0,815	0,766	0,710	0,675	0,635	0,570	0,525					
		0,13	1,46	1,21	1,06	0,955	0,870	0,815	0,760	0,725	0,685	0,615	0,565					
		0,14	1,53	1,28	1,12	1,01	0,925	0,860	0,810	0,770	0,730	0,655	0,605					
		0,15	1,59	1,34	1,18	1,07	0,980	0,910	0,860	0,820	0,775	0,700	0,645					
		0,16	1,65	1,40	1,24	1,12	1,03	0,960	0,905	0,865	0,820	0,740	0,685					

Zahlentafel 31 (Fortsetzung).
 Grundtafel der Einheits-Wärmeverluste.

Bezeichnung	Rohr Durchmesser in mm	Wärmeleitfähigkeit in kcal/m h °C	Einheits-Wärmeverlust in kcal/m h °C bei einer Isolierstärke in mm von												
			20	30	40	50	60	70	80	90	100	125	150	200	
120	119/127	0,04	0,710	0,545	0,456	0,392	0,347	0,315	0,291	0,274	0,257	0,224	0,202		
		0,05	0,840	0,660	0,550	0,476	0,426	0,388	0,359	0,337	0,315	0,276	0,250		
		0,06	0,970	0,770	0,645	0,560	0,505	0,460	0,427	0,399	0,372	0,327	0,297		
		0,07	1,09	0,870	0,735	0,640	0,580	0,530	0,489	0,460	0,431	0,381	0,345		
		0,08	1,20	0,970	0,820	0,720	0,650	0,595	0,550	0,520	0,490	0,434	0,393		
		0,09	1,30	1,06	0,900	0,795	0,720	0,660	0,615	0,580	0,545	0,485	0,440		
		0,10	1,40	1,14	0,980	0,870	0,790	0,725	0,675	0,635	0,600	0,535	0,486		
		0,11	1,49	1,22	1,06	0,935	0,850	0,785	0,735	0,690	0,655	0,586	0,530		
		0,12	1,58	1,30	1,13	1,00	0,910	0,845	0,790	0,745	0,705	0,630	0,575		
		0,13	1,66	1,38	1,21	1,07	0,970	0,900	0,845	0,795	0,760	0,675	0,620		
		0,14	1,73	1,45	1,27	1,13	1,03	0,955	0,900	0,850	0,810	0,720	0,665		
		0,15	1,80	1,52	1,34	1,19	1,09	1,01	0,950	0,905	0,860	0,770	0,710		
		0,16	1,87	1,59	1,40	1,25	1,15	1,07	1,00	0,955	0,905	0,820	0,750		
		125	125/133	0,04	0,745	0,570	0,475	0,407	0,360	0,326	0,300	0,282	0,265	0,230	0,208
				0,05	0,880	0,685	0,570	0,494	0,440	0,400	0,370	0,346	0,325	0,284	0,257
				0,06	1,01	0,795	0,665	0,580	0,520	0,474	0,440	0,410	0,384	0,337	0,306
0,07	1,13			0,905	0,760	0,665	0,600	0,545	0,505	0,473	0,445	0,393	0,355		
0,08	1,25			1,01	0,850	0,745	0,675	0,615	0,570	0,535	0,505	0,448	0,404		
0,09	1,35			1,10	0,935	0,825	0,745	0,680	0,635	0,596	0,560	0,499	0,452		
0,10	1,45			1,18	1,02	0,900	0,815	0,745	0,695	0,655	0,615	0,550	0,500		
0,11	1,55			1,27	1,10	0,970	0,880	0,810	0,755	0,710	0,670	0,600	0,545		
0,12	1,65			1,35	1,17	1,04	0,945	0,875	0,815	0,765	0,725	0,650	0,590		
0,13	1,73			1,43	1,25	1,11	1,01	0,930	0,870	0,820	0,780	0,695	0,635		
0,14	1,80			1,50	1,32	1,17	1,07	0,985	0,925	0,875	0,830	0,740	0,680		
0,15	1,87			1,58	1,39	1,24	1,13	1,05	0,980	0,930	0,880	0,790	0,725		
0,16	1,94			1,65	1,45	1,30	1,19	1,11	1,03	0,985	0,930	0,840	0,770		
130	131/140			0,04	0,595	0,494	0,422	0,373	0,337	0,310	0,290	0,272	0,237	0,214	
				0,05	0,715	0,595	0,515	0,457	0,415	0,384	0,358	0,335	0,294	0,265	
				0,06	0,830	0,695	0,605	0,540	0,493	0,457	0,425	0,397	0,350	0,316	
		0,07	0,940	0,790	0,690	0,620	0,565	0,520	0,490	0,459	0,406	0,367			
		0,08	1,05	0,885	0,775	0,700	0,640	0,590	0,555	0,520	0,462	0,417			
		0,09	1,14	0,975	0,855	0,770	0,710	0,655	0,615	0,580	0,515	0,466			
		0,10	1,23	1,06	0,935	0,840	0,775	0,720	0,675	0,635	0,565	0,515			
		0,11	1,32	1,14	1,00	0,910	0,840	0,780	0,735	0,690	0,620	0,560			
		0,12	1,40	1,21	1,07	0,975	0,905	0,840	0,790	0,745	0,670	0,605			
		0,13	1,49	1,29	1,15	1,04	0,970	0,900	0,845	0,805	0,720	0,655			
		0,14	1,57	1,37	1,22	1,11	1,03	0,955	0,905	0,860	0,765	0,700			
		0,15	1,65	1,44	1,29	1,18	1,09	1,01	0,965	0,910	0,815	0,745			
		0,16	1,72	1,51	1,35	1,24	1,15	1,07	1,02	0,955	0,865	0,790			

Zahlentafel 31 (Fortsetzung).
Grundtafel der Einheits-Wärmeverluste.

Rohr Be- zeich- nung	Durch- messer in mm	Wärme- leitzahl in kcal/m h °C	Einheits-Wärmeverlust in kcal/m h °C bei einer Isolierstärke in mm von												
			20	30	40	50	60	70	80	90	100	125	150	200	
150	150/159	0,04	0,655	0,545	0,463	0,409	0,368	0,338	0,316	0,293	0,257	0,231			
		0,05	0,790	0,660	0,565	0,505	0,454	0,417	0,394	0,362	0,318	0,286			
		0,06	0,920	0,770	0,665	0,595	0,540	0,496	0,461	0,430	0,379	0,340			
		0,07	1,04	0,875	0,755	0,680	0,620	0,565	0,530	0,495	0,438	0,394			
		0,08	1,15	0,975	0,845	0,760	0,700	0,635	0,600	0,560	0,497	0,447			
		0,09	1,26	1,07	0,935	0,840	0,770	0,710	0,670	0,625	0,554	0,501			
		0,10	1,36	1,16	1,02	0,915	0,840	0,780	0,735	0,690	0,610	0,555			
		0,11	1,46	1,25	1,10	0,995	0,915	0,845	0,800	0,750	0,665	0,605			
		0,12	1,55	1,34	1,18	1,07	0,985	0,910	0,860	0,810	0,720	0,650			
		0,13	1,64	1,42	1,26	1,14	1,05	0,975	0,920	0,870	0,775	0,705			
		0,14	1,72	1,50	1,33	1,21	1,12	1,04	0,980	0,930	0,825	0,755			
		0,15	1,81	1,58	1,40	1,28	1,19	1,10	1,04	0,985	0,880	0,805			
		0,16	1,89	1,66	1,47	1,35	1,25	1,16	1,10	1,04	0,930	0,850			
160	162/171	0,04	0,700	0,580	0,493	0,437	0,390	0,356	0,333	0,310	0,269	0,243			
		0,05	0,840	0,695	0,600	0,530	0,480	0,441	0,409	0,382	0,333	0,300			
		0,06	0,975	0,805	0,705	0,625	0,570	0,525	0,485	0,453	0,397	0,357			
		0,07	1,10	0,920	0,805	0,720	0,655	0,600	0,560	0,525	0,461	0,414			
		0,08	1,23	1,03	0,900	0,810	0,735	0,675	0,635	0,595	0,525	0,470			
		0,09	1,34	1,14	0,990	0,890	0,815	0,750	0,705	0,660	0,585	0,530			
		0,10	1,45	1,24	1,08	0,970	0,890	0,820	0,770	0,725	0,640	0,585			
		0,11	1,55	1,33	1,17	1,05	0,965	0,890	0,835	0,785	0,700	0,635			
		0,12	1,65	1,42	1,25	1,13	1,04	0,960	0,900	0,845	0,755	0,685			
		0,13	1,74	1,51	1,33	1,21	1,11	1,03	0,965	0,915	0,815	0,740			
		0,14	1,83	1,59	1,41	1,28	1,18	1,10	1,03	0,980	0,870	0,790			
		0,15	1,92	1,68	1,49	1,36	1,25	1,16	1,09	1,04	0,925	0,840			
		0,16	2,01	1,76	1,57	1,43	1,32	1,22	1,15	1,09	0,975	0,890			
180	180/191	0,04	0,770	0,630	0,535	0,476	0,423	0,386	0,360	0,335	0,288	0,261			
		0,05	0,920	0,760	0,655	0,580	0,525	0,476	0,443	0,413	0,358	0,322			
		0,06	1,07	0,885	0,770	0,680	0,620	0,565	0,525	0,490	0,427	0,383			
		0,07	1,21	1,01	0,875	0,780	0,710	0,650	0,605	0,565	0,495	0,444			
		0,08	1,34	1,13	0,980	0,880	0,800	0,730	0,685	0,640	0,565	0,505			
		0,09	1,47	1,24	1,08	0,965	0,880	0,810	0,760	0,710	0,625	0,565			
		0,10	1,60	1,35	1,17	1,05	0,960	0,885	0,830	0,780	0,685	0,620			
		0,11	1,71	1,45	1,27	1,14	1,04	0,965	0,900	0,850	0,750	0,680			
		0,12	1,81	1,55	1,37	1,23	1,12	1,04	0,970	0,915	0,810	0,735			
		0,13	1,91	1,65	1,46	1,31	1,20	1,12	1,04	0,990	0,875	0,790			
		0,14	2,01	1,74	1,54	1,39	1,27	1,19	1,11	1,06	0,935	0,845			
		0,15	2,11	1,83	1,63	1,47	1,35	1,26	1,18	1,12	0,995	0,900			
		0,16	2,20	1,92	1,71	1,55	1,43	1,32	1,24	1,17	1,05	0,950			

Zahlentafel 31 (Fortsetzung).
 Grundtafel der Einheits-Wärmeverluste.

Rohr		Wärmeleitfähigkeit in kcal/m h °C	Einheits-Wärmeverlust in kcal/m h °C bei einer Isolierstärke in mm von										
Bezeichnung	Durchmesser in mm		20	30	40	50	60	70	80	90	100	125	150
200	203/216	0,04	0,850	0,695	0,590	0,520	0,467	0,425	0,392	0,364	0,313	0,281	0,236
		0,05	1,02	0,835	0,720	0,635	0,570	0,520	0,484	0,447	0,387	0,348	0,292
		0,06	1,19	0,970	0,845	0,745	0,675	0,615	0,575	0,530	0,461	0,414	0,348
		0,07	1,34	1,11	0,965	0,855	0,775	0,710	0,660	0,615	0,535	0,477	0,403
		0,08	1,49	1,24	1,08	0,965	0,875	0,800	0,740	0,695	0,610	0,540	0,458
		0,09	1,63	1,37	1,19	1,06	0,970	0,885	0,820	0,770	0,680	0,605	0,510
		0,10	1,77	1,49	1,29	1,16	1,06	0,970	0,900	0,845	0,745	0,670	0,565
		0,11	1,89	1,60	1,40	1,26	1,15	1,05	0,980	0,920	0,810	0,730	0,620
		0,12	2,00	1,71	1,50	1,35	1,23	1,13	1,06	0,990	0,875	0,790	0,675
		0,13	2,11	1,82	1,60	1,44	1,32	1,22	1,14	1,07	0,945	0,855	0,725
		0,14	2,22	1,92	1,69	1,53	1,41	1,30	1,21	1,14	1,01	0,915	0,775
		0,15	2,32	2,01	1,78	1,62	1,49	1,37	1,28	1,21	1,07	0,975	0,825
		0,16	2,43	2,10	1,87	1,70	1,56	1,44	1,35	1,27	1,13	1,03	0,875
		225	228/241	0,04	0,760	0,650	0,570	0,505	0,462	0,426	0,395	0,339	0,303
0,05	0,915			0,790	0,695	0,620	0,569	0,525	0,488	0,420	0,375	0,314	
0,06	1,07			0,925	0,815	0,735	0,675	0,625	0,580	0,500	0,447	0,373	
0,07	1,22			1,05	0,935	0,843	0,775	0,720	0,670	0,580	0,515	0,432	
0,08	1,36			1,18	1,05	0,950	0,870	0,810	0,760	0,660	0,585	0,491	
0,09	1,50			1,30	1,16	1,05	0,965	0,900	0,840	0,735	0,655	0,550	
0,10	1,63			1,41	1,27	1,15	1,06	0,985	0,920	0,805	0,725	0,605	
0,11	1,75			1,53	1,37	1,25	1,15	1,07	1,00	0,880	0,790	0,665	
0,12	1,86			1,65	1,47	1,34	1,23	1,15	1,08	0,950	0,850	0,725	
0,13	1,98			1,75	1,57	1,43	1,32	1,24	1,16	1,02	0,920	0,780	
0,14	2,10			1,84	1,66	1,52	1,41	1,32	1,24	1,09	0,985	0,830	
0,15	2,21			1,94	1,76	1,62	1,49	1,39	1,31	1,16	1,05	0,885	
0,16	2,32			2,04	1,86	1,71	1,57	1,46	1,38	1,23	1,11	0,940	
250	253/267			0,04	0,830	0,710	0,620	0,550	0,500	0,462	0,426	0,365	0,325
		0,05	1,00	0,860	0,750	0,675	0,615	0,570	0,525	0,450	0,403	0,335	
		0,06	1,17	1,01	0,880	0,795	0,730	0,675	0,625	0,535	0,480	0,399	
		0,07	1,33	1,15	1,02	0,915	0,835	0,775	0,720	0,625	0,555	0,462	
		0,08	1,49	1,28	1,15	1,03	0,940	0,875	0,815	0,710	0,630	0,525	
		0,09	1,63	1,41	1,27	1,14	1,05	0,975	0,905	0,790	0,705	0,590	
		0,10	1,77	1,54	1,38	1,25	1,15	1,07	0,995	0,865	0,775	0,650	
		0,11	1,90	1,67	1,50	1,36	1,25	1,16	1,08	0,945	0,845	0,715	
		0,12	2,03	1,79	1,61	1,46	1,34	1,24	1,16	1,02	0,915	0,775	
		0,13	2,16	1,90	1,71	1,55	1,43	1,33	1,25	1,10	0,990	0,830	
		0,14	2,28	2,01	1,81	1,65	1,52	1,41	1,33	1,17	1,06	0,885	
		0,15	2,41	2,12	1,91	1,75	1,61	1,50	1,41	1,25	1,13	0,950	
		0,16	2,53	2,23	2,02	1,85	1,70	1,59	1,49	1,32	1,19	1,01	

Zahlentafel 31 (Fortsetzung).
 Grundtafel der Einheits-Wärmeverluste.

Rohr Be- reich- ung	Durch- messer in mm	Wärme- leitzahl in kcal/m h °C	Einheits-Wärmeverlust in kcal/m h °C bei einer Isolierstärke in mm von											
			20	30	40	50	60	70	80	90	100	125	150	200
275	277/292	0,04			0,900	0,765	0,670	0,595	0,540	0,495	0,458	0,390	0,346	0,287
		0,05			1,09	0,930	0,810	0,725	0,660	0,610	0,565	0,483	0,428	0,355
		0,06			1,27	1,09	0,950	0,855	0,780	0,725	0,670	0,575	0,510	0,423
		0,07			1,45	1,24	1,10	0,980	0,895	0,835	0,775	0,665	0,590	0,489
		0,08			1,62	1,38	1,24	1,11	1,01	0,940	0,875	0,755	0,670	0,555
		0,09			1,77	1,53	1,36	1,23	1,12	1,05	0,975	0,840	0,750	0,625
		0,10			1,92	1,67	1,48	1,35	1,23	1,15	1,07	0,925	0,830	0,690
		0,11			2,06	1,80	1,61	1,46	1,34	1,24	1,16	1,01	0,900	0,755
		0,12			2,20	1,93	1,73	1,57	1,44	1,33	1,25	1,09	0,970	0,820
		0,13			2,33	2,05	1,84	1,67	1,54	1,42	1,34	1,17	1,05	0,885
		0,14			2,46	2,16	1,95	1,77	1,63	1,51	1,43	1,25	1,12	0,945
		0,15			2,60	2,28	2,06	1,87	1,73	1,61	1,52	1,33	1,20	1,01
		0,16			2,73	2,40	2,17	1,98	1,82	1,70	1,61	1,41	1,27	1,07
300	303/318	0,04			0,965	0,820	0,715	0,635	0,575	0,525	0,485	0,415	0,365	0,303
		0,05			1,17	0,995	0,870	0,780	0,705	0,650	0,600	0,515	0,453	0,376
		0,06			1,37	1,17	1,02	0,920	0,835	0,770	0,715	0,610	0,540	0,448
		0,07			1,55	1,33	1,17	1,06	0,960	0,885	0,825	0,705	0,625	0,520
		0,08			1,73	1,49	1,32	1,19	1,08	1,00	0,930	0,800	0,705	0,590
		0,09			1,90	1,64	1,46	1,32	1,20	1,11	1,04	0,890	0,790	0,660
		0,10			2,06	1,79	1,59	1,44	1,31	1,22	1,14	0,980	0,875	0,730
		0,11			2,21	1,93	1,71	1,56	1,43	1,33	1,24	1,07	0,955	0,800
		0,12			2,35	2,07	1,85	1,68	1,54	1,43	1,33	1,16	1,03	0,865
		0,13			2,50	2,20	1,97	1,79	1,64	1,53	1,43	1,25	1,11	0,935
		0,14			2,65	2,33	2,08	1,89	1,74	1,62	1,52	1,33	1,19	1,00
		0,15			2,79	2,46	2,20	2,00	1,84	1,72	1,62	1,41	1,27	1,07
		0,16			2,93	2,58	2,31	2,11	1,94	1,81	1,71	1,49	1,34	1,13
325	327/343	0,04			1,03	0,875	0,765	0,675	0,610	0,560	0,520	0,439	0,387	0,318
		0,05			1,25	1,06	0,930	0,830	0,750	0,690	0,640	0,545	0,481	0,395
		0,06			1,47	1,25	1,09	0,980	0,890	0,820	0,760	0,650	0,575	0,472
		0,07			1,66	1,43	1,25	1,12	1,02	0,945	0,875	0,750	0,665	0,545
		0,08			1,85	1,60	1,41	1,26	1,15	1,07	0,990	0,850	0,750	0,620
		0,09			2,03	1,76	1,56	1,40	1,28	1,19	1,11	0,950	0,840	0,695
		0,10			2,21	1,92	1,70	1,54	1,40	1,30	1,22	1,05	0,930	0,770
		0,11			2,37	2,07	1,84	1,67	1,52	1,41	1,32	1,14	1,01	0,845
		0,12			2,53	2,21	1,97	1,79	1,64	1,52	1,41	1,23	1,09	0,915
		0,13			2,68	2,34	2,09	1,90	1,75	1,62	1,51	1,31	1,17	0,990
		0,14			2,82	2,47	2,21	2,01	1,85	1,72	1,61	1,39	1,25	1,06
		0,15			2,98	2,62	2,34	2,13	1,96	1,83	1,72	1,49	1,34	1,13
		0,16			3,13	2,76	2,47	2,25	2,07	1,94	1,82	1,58	1,42	1,19

Zahlentafel 31 (Fortsetzung).
Grundtafel der Einheits-Wärmeverluste.

Rohr		Wärmeleitfähigkeit in kcal/m h °C	Einheits-Wärmeverlust in kcal/m h °C bei einer Isolierstärke in mm von											
Bezeichnung	Durchmesser in mm		20	30	40	50	60	70	80	90	100	125	150	200
350	352/368	0,04			1,10	0,930	0,810	0,715	0,650	0,595	0,550	0,462	0,408	0,38
		0,05			1,33	1,13	0,985	0,880	0,795	0,730	0,675	0,570	0,505	0,41
		0,06			1,56	1,32	1,16	1,04	0,940	0,865	0,800	0,680	0,600	0,49
		0,07			1,77	1,51	1,33	1,19	1,08	0,995	0,920	0,785	0,695	0,57
		0,08			1,97	1,69	1,49	1,33	1,22	1,12	1,04	0,890	0,790	0,65
		0,09			2,16	1,86	1,64	1,48	1,35	1,25	1,16	0,990	0,880	0,73
		0,10			2,35	2,03	1,79	1,62	1,48	1,37	1,28	1,09	0,970	0,80
		0,11			2,52	2,18	1,94	1,76	1,61	1,49	1,39	1,19	1,06	0,88
		0,12			2,68	2,33	2,09	1,89	1,74	1,61	1,49	1,29	1,15	0,96
		0,13			2,84	2,48	2,23	2,01	1,85	1,72	1,59	1,38	1,24	1,03
		0,14			2,99	2,63	2,36	2,13	1,95	1,82	1,69	1,46	1,32	1,10
		0,15			3,16	2,78	2,49	2,25	2,07	1,93	1,81	1,56	1,41	1,18
		0,16			3,32	2,92	2,62	2,37	2,19	2,04	1,92	1,66	1,49	1,25
		375	377/394	0,04			1,17	0,990	0,855	0,755	0,685	0,625	0,580	0,485
0,05					1,42	1,20	1,05	0,930	0,845	0,775	0,715	0,605	0,529	0,43
0,06					1,67	1,41	1,23	1,10	1,00	0,920	0,845	0,720	0,630	0,51
0,07					1,89	1,61	1,41	1,26	1,15	1,06	0,890	0,830	0,730	0,60
0,08					2,11	1,80	1,58	1,41	1,29	1,19	1,11	0,940	0,830	0,68
0,09					2,30	1,98	1,74	1,57	1,43	1,32	1,23	1,05	0,930	0,76
0,10					2,49	2,16	1,90	1,72	1,57	1,45	1,35	1,16	1,03	0,84
0,11					2,67	2,32	2,06	1,87	1,71	1,58	1,47	1,26	1,12	0,93
0,12					2,85	2,47	2,22	2,01	1,84	1,71	1,58	1,36	1,20	1,01
0,13					3,02	2,63	2,36	2,14	1,96	1,82	1,69	1,46	1,29	1,09
0,14					3,18	2,79	2,49	2,27	2,07	1,93	1,79	1,55	1,38	1,17
0,15					3,36	2,95	2,63	2,39	2,20	2,05	1,92	1,66	1,48	1,24
0,16					3,53	3,10	2,77	2,51	2,32	2,17	2,04	1,76	1,57	1,31
400	402/420			0,04			1,25	1,05	0,905	0,800	0,725	0,660	0,610	0,510
		0,05			1,51	1,27	1,10	0,985	0,895	0,815	0,750	0,635	0,560	0,45
		0,06			1,76	1,49	1,30	1,17	1,06	0,970	0,890	0,755	0,665	0,54
		0,07			1,99	1,70	1,48	1,33	1,21	1,11	1,03	0,870	0,770	0,62
		0,08			2,22	1,90	1,66	1,49	1,36	1,25	1,16	0,980	0,870	0,71
		0,09			2,43	2,09	1,84	1,65	1,51	1,39	1,29	1,10	0,970	0,79
		0,10			2,64	2,28	2,01	1,81	1,65	1,53	1,42	1,21	1,07	0,88
		0,11			2,83	2,45	2,17	1,97	1,81	1,67	1,54	1,32	1,17	0,96
		0,12			3,02	2,62	2,33	2,12	1,96	1,80	1,66	1,42	1,26	1,05
		0,13			3,20	2,79	2,48	2,26	2,08	1,92	1,78	1,53	1,36	1,13
		0,14			3,38	2,95	2,63	2,40	2,19	2,03	1,89	1,63	1,45	1,21
		0,15			3,55	3,10	2,77	2,52	2,31	2,15	2,01	1,73	1,55	1,29
		0,16			3,72	3,25	2,91	2,64	2,43	2,27	2,13	1,83	1,64	1,36

Zahlentafel 31 (Fortsetzung).
Grundtabelle der Einheits-Wärmeverluste.

	Wärmeleitfähigkeit in kcal/m h° C	Einheits-Wärmeverlust in kcal/m² h° C. bei einer Isolierstärke in mm von											
		20	30	40	50	60	70	80	90	100	125	150	200
Ebene Wand	0,04	1,58	1,13	0,880	0,720	0,610	0,525	0,466	0,418	0,380	0,305	0,256	0,194
	0,05	1,88	1,35	1,07	0,880	0,745	0,645	0,570	0,515	0,466	0,378	0,317	0,241
	0,06	2,17	1,57	1,25	1,03	0,875	0,765	0,675	0,610	0,550	0,450	0,378	0,287
	0,07	2,43	1,77	1,42	1,17	1,01	0,875	0,775	0,700	0,635	0,520	0,436	0,333
	0,08	2,68	1,97	1,58	1,31	1,13	0,985	0,875	0,790	0,720	0,585	0,495	0,378
	0,09	2,90	2,15	1,74	1,45	1,25	1,09	0,975	0,875	0,800	0,655	0,555	0,422
	0,10	3,11	2,33	1,89	1,58	1,36	1,20	1,07	0,965	0,875	0,720	0,610	0,466
	0,11	3,31	2,50	2,03	1,71	1,47	1,30	1,16	1,05	0,955	0,795	0,665	0,510
	0,12	3,51	2,67	2,17	1,83	1,58	1,39	1,25	1,13	1,03	0,845	0,720	0,550
	0,13	3,69	2,83	2,31	1,95	1,69	1,49	1,34	1,21	1,11	0,905	0,770	0,595
	0,14	3,87	2,98	2,44	2,06	1,79	1,58	1,42	1,29	1,18	0,965	0,825	0,635
	0,15	4,05	3,12	2,56	2,17	1,89	1,67	1,50	1,37	1,25	1,03	0,880	0,675
	0,16	4,22	3,26	2,68	2,28	1,99	1,76	1,58	1,44	1,32	1,09	0,930	0,720

Mit Rücksicht auf die Genauigkeit der Rechnungsunterlagen, insbesondere der Kenntnis der Wärmeleitfähigkeit, konnte der Temperaturfaktor der Hilfstabelle A, sowie der Korrekturfaktor der Wärmeübergangszahl in Hilfstabelle D in extremen Fällen unbedenklich bis zu 2%, der Faktor des Windeinflusses in Hilfstabelle B und C bis zu 3% abgerundet werden, um diese Zahlentafeln möglichst vereinfachen zu können. Besonders bei der Berechnung des Windanfalls darf nämlich nicht vergessen werden, daß die zur Verfügung stehenden Formeln nur auf Grund von Laboratoriumsversuchen aufgestellt sind und streng genommen nur für den Fall einer zur Rohrachse senkrechten Luftströmung gelten.

Hilfstabelle 31 A. Temperaturfaktor.

Rohr- Be- zeichnung	Durch- messer in mm	Wärme leitfähigkeit in kcal/m h ° C	Temperaturfaktor bei einer Isolierstärke in mm von													
			20	30	40	50	60	70	80	90	100	125	150	200		
Temperatur-Differenz zwischen Wärmeträger und Luft 50° C.			0,04	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99	1,00	1,00	1,00	1,00				
			0,06	0,98	0,99	0,99	0,99	0,99	1,00	1,00	1,00	1,00				
			0,08	0,97	0,98	0,98	0,99	0,99	0,99	1,00	1,00	1,00				
Für alle Durch- messer	0,10	0,96	0,97	0,98	0,98	0,99	0,99	0,99	1,00	1,00						
	0,12	0,95	0,96	0,97	0,98	0,98	0,99	0,99	0,99	0,99						
	0,14	0,94	0,95	0,96	0,97	0,98	0,99	0,99	0,99	0,99						
	0,16	0,93	0,95	0,96	0,97	0,98	0,98	0,99	0,99	0,99						

Temperatur-Differenz zwischen Wärmeträger und Luft 100° C.

In allen Fällen: Temperaturfaktor = 1,00

Hilfstafel 31A. Temperaturfaktor. (Fortsetzung)

Rohr- Be- zeichnung		Durch- messer in mm	Wärme- leitzahl in kcal/m h °C	Temperaturfaktor bei einer Isolierstärke in mm von											
				20	30	40	50	60	70	80	90	100	125	150	200
Temperatur-Differenz zwischen Wärmeträger und Luft 200° C.															
Für alle Durch- messer		100	0,04	1,03	1,03	1,02	1,02	1,01	1,01	1,00	1,00	1,00	1,00		
			0,06	1,05	1,04	1,03	1,02	1,02	1,01	1,01	1,01	1,00	1,00	1,00	
			0,08	1,06	1,05	1,03	1,03	1,02	1,02	1,01	1,01	1,01	1,00	1,00	
			0,10	1,07	1,06	1,04	1,03	1,03	1,02	1,02	1,01	1,01	1,01	1,01	
			0,12	1,08	1,06	1,04	1,03	1,03	1,02	1,02	1,02	1,02	1,01	1,01	
			0,14	1,09	1,07	1,05	1,04	1,03	1,03	1,02	1,02	1,02	1,01	1,01	
			0,16	1,10	1,08	1,06	1,05	1,03	1,03	1,02	1,02	1,02	1,01	1,01	

Temperatur-Differenz zwischen Wärmeträger und Luft 300° C.

Unter 100 100,5/108		0,04	1,05	1,04	1,02	1,02	1,01	1,01	1,00	1,00	1,00		
		0,06	1,07	1,05	1,03	1,02	1,02	1,01	1,01	1,01	1,00	1,00	
		0,08	1,09	1,06	1,03	1,03	1,02	1,02	1,01	1,01	1,01	1,00	
		0,10	1,11	1,08	1,05	1,04	1,03	1,02	1,02	1,01	1,01	1,01	
		0,12	1,13	1,10	1,06	1,05	1,03	1,03	1,02	1,02	1,02	1,01	
		0,14	1,15	1,11	1,07	1,06	1,04	1,04	1,03	1,02	1,02	1,01	
		0,16	1,16	1,12	1,08	1,07	1,05	1,04	1,03	1,02	1,02	1,01	
Über 100 100,5/108		0,04	1,06	1,05	1,03	1,03	1,02	1,01	1,01	1,01	1,00	1,00	1,00
		0,06	1,08	1,06	1,04	1,03	1,02	1,02	1,01	1,01	1,01	1,01	1,00
		0,08	1,10	1,08	1,05	1,04	1,03	1,03	1,02	1,02	1,01	1,01	1,01
		0,10	1,13	1,10	1,07	1,05	1,04	1,04	1,03	1,02	1,02	1,01	1,01
		0,12	1,15	1,12	1,08	1,07	1,05	1,04	1,03	1,02	1,02	1,02	1,01
		0,14	1,17	1,13	1,09	1,08	1,06	1,05	1,04	1,03	1,03	1,02	1,01
		0,16	1,18	1,14	1,10	1,08	1,06	1,05	1,04	1,04	1,03	1,03	1,02

Temperatur-Differenz zwischen Wärmeträger und Luft 400° C.

Unter 100 100,5/108		0,04	1,06	1,04	1,02	1,02	1,01	1,01	1,01	1,01	1,00		
		0,06	1,09	1,07	1,04	1,03	1,02	1,02	1,02	1,01	1,01	1,00	
		0,08	1,11	1,08	1,05	1,04	1,02	1,02	1,02	1,01	1,01	1,00	
		0,10	1,14	1,10	1,06	1,05	1,03	1,03	1,03	1,02	1,01	1,01	
		0,12	1,17	1,12	1,07	1,06	1,04	1,04	1,03	1,02	1,01	1,01	
		0,14	1,20	1,15	1,09	1,07	1,05	1,05	1,04	1,03	1,02	1,02	
		0,16	1,23	1,17	1,10	1,08	1,06	1,05	1,04	1,03	1,02	1,02	
Über 100 100,5/108		0,04		1,06	1,04	1,03	1,02	1,02	1,01	1,01	1,00	1,00	1,00
		0,06		1,08	1,06	1,05	1,03	1,03	1,03	1,02	1,01	1,01	1,00
		0,08		1,10	1,07	1,06	1,04	1,04	1,03	1,02	1,01	1,01	1,01
		0,10		1,12	1,09	1,07	1,05	1,05	1,04	1,03	1,02	1,02	1,01
		0,12		1,14	1,10	1,08	1,06	1,05	1,04	1,03	1,02	1,02	1,02
		0,14		1,17	1,12	1,10	1,07	1,06	1,05	1,04	1,03	1,03	1,03
		0,16		1,20	1,13	1,11	1,08	1,07	1,06	1,05	1,04	1,04	1,03

Hilfstafel 31 B.

Faktor des Windeinflusses bei normalem Wind (5 m/sec).

Rohr-		Wärme- leitzahl in kcal/m h °C	Faktor des Windeinflusses (5 m/sec) bei einer Isolierstärke in mm von											
Be- zeich- nung	Durch- messer in mm		20	30	40	50	60	70	80	90	100	125	150	200
Unter 100	100,5/108	0,04	1,20	1,13	1,09	1,07	1,05	1,04	1,03	1,02	1,02			
		0,06	1,26	1,18	1,13	1,10	1,08	1,06	1,05	1,04	1,04			
		0,08	1,32	1,22	1,17	1,13	1,10	1,08	1,07	1,06	1,05			
		0,10	1,38	1,26	1,20	1,16	1,14	1,11	1,09	1,08	1,07			
		0,12	1,44	1,30	1,23	1,18	1,15	1,13	1,11	1,09	1,08			
		0,14	1,48	1,34	1,26	1,21	1,17	1,15	1,13	1,11	1,09			
		0,16	1,52	1,37	1,28	1,23	1,19	1,16	1,14	1,12	1,11			
Über 100	100,5/108	0,04	1,22	1,14	1,10	1,08	1,07	1,06	1,05	1,04	1,04	1,03	1,02	1,02
		0,06	1,29	1,19	1,15	1,12	1,10	1,08	1,07	1,06	1,06	1,05	1,04	1,03
		0,08	1,35	1,24	1,19	1,15	1,13	1,11	1,09	1,08	1,07	1,06	1,05	1,04
		0,10	1,40	1,28	1,22	1,18	1,16	1,13	1,12	1,10	1,09	1,08	1,06	1,04
		0,12	1,45	1,32	1,25	1,21	1,18	1,15	1,14	1,12	1,10	1,09	1,07	1,05
		0,14	1,50	1,36	1,28	1,24	1,20	1,17	1,15	1,14	1,12	1,10	1,08	1,06
		0,16	1,55	1,40	1,31	1,26	1,22	1,19	1,17	1,15	1,13	1,11	1,09	1,07

Hilfstafel 31 C.

Faktor des Windeinflusses bei Sturm (25 m/sec).

Rohr-		Wärme- leitzahl in kcal/m h °C	Faktor des Windeinflusses (25 m/sec) bei einer Isolierstärke in mm von											
Be- zeich- nung	Durch- messer in mm		20	30	40	50	60	70	80	90	100	125	150	200
Unter 100	100,5/108	0,04	1,24	1,15	1,11	1,09	1,07	1,05	1,04	1,03	1,03			
		0,06	1,33	1,21	1,15	1,13	1,10	1,08	1,07	1,06	1,05			
		0,08	1,42	1,27	1,20	1,16	1,13	1,11	1,09	1,08	1,07			
		0,10	1,50	1,33	1,25	1,20	1,16	1,14	1,11	1,10	1,09			
		0,12	1,58	1,39	1,30	1,23	1,19	1,16	1,13	1,12	1,10			
		0,14	1,65	1,45	1,34	1,27	1,21	1,18	1,16	1,14	1,12			
		0,16	1,71	1,50	1,37	1,30	1,24	1,20	1,18	1,15	1,13			
Über 100	100,5/108	0,04	1,26	1,17	1,13	1,10	1,08	1,07	1,06	1,05	1,05	1,04	1,03	1,03
		0,06	1,36	1,24	1,19	1,15	1,12	1,10	1,09	1,08	1,07	1,06	1,05	1,04
		0,08	1,45	1,31	1,24	1,19	1,16	1,14	1,12	1,10	1,09	1,08	1,06	1,05
		0,10	1,55	1,38	1,29	1,23	1,19	1,17	1,15	1,13	1,11	1,10	1,08	1,06
		0,12	1,64	1,44	1,34	1,27	1,22	1,19	1,17	1,15	1,13	1,11	1,09	1,07
		0,14	1,71	1,50	1,39	1,31	1,26	1,22	1,19	1,17	1,15	1,12	1,10	1,08
		0,16	1,78	1,55	1,43	1,35	1,29	1,25	1,22	1,19	1,17	1,14	1,12	1,09

Hilfstafel 31 D. Korrektionsglied D.

(Temperaturdifferenz zwischen Wärmeträger und Rohr.)

Lichter Durchmesser in mm	Wärmeübergangszahl in kcal/m ² h °C	Temperaturdifferenz zwischen Wärmeträger und Rohr in °C bei einem Wärmeverlust in kcal/m h von									
		25	50	100	200	300	400	500	600	700	800
25	25	13	26	51	102	—	—	—	—	—	—
	50	6	13	26	51	—	—	—	—	—	—
	100	3	6	13	26	—	—	—	—	—	—
	200	2	3	6	13	—	—	—	—	—	—
50	25	6	13	26	51	76	—	—	—	—	—
	50	3	6	13	26	38	—	—	—	—	—
	100	2	3	6	13	19	—	—	—	—	—
	200	1	2	3	6	10	—	—	—	—	—
100	25	—	6	13	26	38	51	—	—	—	—
	50	—	3	6	13	19	26	—	—	—	—
	100	—	2	3	6	10	13	—	—	—	—
	200	—	1	2	3	5	6	—	—	—	—
200	25	—	3	6	13	19	26	32	38	—	—
	50	—	2	3	6	10	13	16	19	—	—
	100	—	1	2	3	5	6	8	10	—	—
	200	—	0	1	2	2	3	4	5	—	—
300	25	—	—	4	9	13	17	21	26	30	34
	50	—	—	2	4	6	9	11	13	15	17
	100	—	—	1	2	3	4	5	6	7	9
	200	—	—	1	1	2	2	3	3	4	4
400	25	—	—	3	6	10	13	16	19	22	26
	50	—	—	2	3	5	6	8	10	11	13
	100	—	—	1	2	2	3	4	5	6	6
	200	—	—	0	1	1	2	2	2	3	3

Nachstehendes Zahlenbeispiel zeigt die Anwendung des Rechnungsganges.

Zahlenbeispiel:

Gegeben:

- Rohrdurchmesser 150/159 mm
- Isolierstärke 70 mm
- Wärmeleitzahl 0,09 kcal/m h °C
- Temperatur des Wärmeträgers 350 °C
- Temperatur der Luft 20 °C

Stündlicher Wärmeverlust pro lfd. m Rohr:

Ohne Berücksichtigung der inneren Wärmeübergangszahl.

- A. In Innenräumen.
- B. Freileitung mit normalem Windanfall.
- C. Freileitung bei Sturm.

- 1. Einheitswärmeverlust aus der Grundtafel = 0,770 kcal/m h °C.
- 2. Multiplikation m. d. Temperaturdifferenz = 0,770 · 330 = 254 kcal/m h.
- 3. Multiplikation mit dem Temperaturfaktor 1,04 aus Hilfstafel A: 1,04 · 254 = 264 kcal/m h.
- 3. Multiplikation mit dem Faktor des Windinflusses 1,12 aus Hilfstafel B: 1,12 · 254 = 285 kcal/m h.
- 3. Multiplikation mit dem Faktor des Windinflusses 1,16 aus Hilfstafel C: 1,16 · 254 = 295 kcal/m h.

D. Mit Berücksichtigung der inneren Wärmeübergangszahl.

Gegeben sei ferner:

Dampfdruck	10 ata
Strömungsgeschwindigkeit	5 m/sec
Leitungslänge	25 m

Es ist dann:

nach Zahlentafel 8, S. 60 innere Wärmeübergangszahl = $66 \cdot 0,85 \cdot 1,36$
 $= 76 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}^\circ\text{C}$;

somit nach Hilfstafel D Temperaturdifferenz zwischen Dampf und Rohr:

in Innenräumen	ca. 9°C
bei Sturm	ca. 10°C .

Damit wird:

$$\begin{aligned} \text{Wärmeverlust in Innenräumen} &= 264 \cdot \frac{321}{330} = \underline{257 \text{ kcal/m h}}, \\ \text{Wärmeverlust bei Sturm} &= 295 \cdot \frac{320}{330} = \underline{286 \text{ kcal/m h}}. \end{aligned}$$

Bei den vorstehenden besonderen Dampfverhältnissen ist also der genaue Wert um 2,6 bzw. 3% kleiner als bei der normalen Berechnung ohne Berücksichtigung des inneren Wärmeüberganges.

26. Zusätzliche Wärmeverluste.

Für viele betriebstechnische Berechnungen müssen außer den eigentlichen Wärmeverlusten durch die glatten Flächen einer Rohrleitung, eines Kessels oder eines Behälters noch zusätzliche Wärmeverluste, z. B. durch die Rohraufhängung, durch Flanschen, Ventile, Armaturen und Unterstützungsglieder usw., berücksichtigt werden, die prozentual oft erheblich ins Gewicht fallen. Die Berechnung dieser zusätzlichen Verluste ist heute nur mit gewissen Annäherungen möglich und dementsprechend können auch die erwähnten betriebstechnischen Berechnungen, z. B. des Temperaturabfalls einer Rohrleitung, keine solche Genauigkeit erreichen, wie dies bei der Ermittlung normaler Wärmeverluste möglich ist. Nachstehend ist auf Grund der vorliegenden Versuchsergebnisse in der Literatur, sowie sorgfältiger Schätzungen eine gewisse Anleitung zur Ermittlung auch dieser Verluste versucht.

a) **Nackte Flanschen.** Wenn auch heute in der Praxis allgemein erkannt ist, daß die Isolierung von Flanschen wirtschaftlich nicht weniger wichtig ist als die des glatten Rohrstranges selbst, so trifft man im Betrieb doch vielfach nicht isolierte Flanschen an, die zwar ursprünglich geschützt waren, deren Isolierung jedoch bei Flanschreparaturen entfernt und nicht mehr erneuert wurde. Der Berechnungsgang für die Wärmeverluste isolierter Flanschen ist außerdem im Gegensatz zu jenen bei glatten Rohrleitungen auf der sogenannten Wärmeersparniszahl aufzubauen, d. h. auf der prozentualen Ersparnis an Wärme gegenüber dem nicht isolierten Zustande. Die Kenntnis der Wärmeverluste

im nackten Zustande ist also notwendig und muß zunächst behandelt werden.

Die heute übliche Berechnung gründet sich auf die von Eberle¹ eingeführte Annäherung, daß der Wärmeverlust eines nackten Flansches pro Flächeneinheit gleich dem Wärmeverlust einer nackten Rohrleitung des zugehörigen Durchmessers ist.

Dabei hat Eberle gewisse Vereinfachungen gemacht, die man ohne allzu große Fehler in die praktische Berechnung übernehmen kann. Lediglich seine Annahme, daß die gekennzeichnete Berechnungsweise ebensowohl für Sattedampf wie für Heißdampf anwendbar ist, führt zu unzulässig großen Fehlern; denn bei der Wärmeabgabe eines nackten Flansches fällt die Wärmeübergangszahl zwischen Dampf und Rohr infolge der konzentrierten Wärmeabfuhr des einer Kühlrippe gleichenden Flansches stark ins Gewicht. Bei Sattedampf mit Wärmeübergangszahlen zwischen 8000 bis 12000 wird diese starke Wärmeabfuhr ungleich besser ausgeglichen werden können, als bei überhitztem Dampf mit Wärmeübergangszahlen, die auch im praktischen Betrieb bis auf etwa 100 heruntergehen.

In nachstehender Zahlentafel 32 sind einige praktische Versuche zusammengetragen, die die starke Temperaturerniedrigung am nackten Flansch bei Heißdampf zeigen. Natürlich war für das Ergebnis auch der jeweilige Wärmeübergang an der äußeren Oberfläche des Flansches von Bedeutung, was bei einem Vergleich im Auge zu behalten ist. Immerhin zeigen sie den erheblichen Einfluß der inneren Wärmeübergangszahl, der sich zwar schon beim glatten, nackten Rohr gemäß Zahlentafel 29 etwas geltend macht, der aber hier vervielfacht in Erscheinung tritt.

Zahlentafel 32. Praktische Meßergebnisse der Temperaturdifferenz zwischen Flansch und isoliertem Rohr.

Rohr- durchmesser in mm	Wärme- übergangs- zahl zwischen Dampf und Rohr in kcal/m ² h °C	Rohr- tempera- tur °C	Flansch- tempera- tur °C	Luft- tempera- tur °C	Temperatur- differenz zwisch. Rohr u. Flansch- fläche in % der Temperatur- differenz zwisch. Rohr und Luft
150/159 Innenräume	ca. 450	277	205	30	29
225/241 Freileitung	ca. 150	301	202	15	35
225/241 begeh. Kanal	ca. 250	332	249	29	27
300/318 Innenräume	—	355	272	34	26

¹ Eberle, Chr.: Versuche über den Wärme- und Spannungsverlust bei Fortleitung gesättigten und überhitzten Wasserdampfes. Z. V. d. I. 1908, S. 481.

Berücksichtigt man, daß die mittlere Temperatur der gesamten Flanschfläche und der anschließenden frei bleibenden kurzen Rohrstücke nicht ganz so stark von der Rohrtemperatur abweicht, wie die in vorstehender Zahlentafel gemessene Temperatur der äußersten zylindrischen Flanschfläche und setzt demgegenüber in Rechnung, daß andererseits die Wärmeübergangszahl derartig nackter Teile mit der Temperatur ziemlich stark abnimmt, so wird man, wenn man den Versuch im Freien ausscheidet, immerhin zu dem Ergebnis kommen, daß man unter mittleren Betriebsverhältnissen in der Praxis nur mit einem Wärmeverlust des nackten Flansches zu rechnen hat, der

rund 80%

des Wärmeverlustes bei Sattdampf beträgt.

Abb. 58 gibt den Wärmeverlust von Flanschen bei großen Wärmeübergangszahlen (Sattdampf, Heißwasser) für Innenräume in Abhängigkeit vom Rohrdurchmesser und der Temperaturdifferenz zwischen Rohr und Luft. Die Tafel ist für eine Lufttemperatur von 20° in der Weise berechnet, daß für die verschiedenen Flanscharten folgende, hinsichtlich der Flächen gleichwertigen Rohrlängen angesetzt wurden unter Einschluß der von der Isolierung zur Entfernung der Flanschschrauben stets frei bleibenden kurzen Rohrstücke. In nachstehender Zahlentafel 33 ist außerdem die insgesamt von der Isolierung freigelassene Rohrlänge eingetragen, um die die Gesamtlänge einer Leitung zu verringern wäre, wenn die Flanschverluste eigens berechnet werden. Diese Verringerung ist aber meist unerheblich.

Zahlentafel 33.

Lichter Rohrdurchmesser in mm	Am Flansch frei bleibende Rohrlänge in m	Gleichwertige Rohrlänge eines Flanschpaares in m
50	0,16	0,45
100	0,19	0,50
200	0,22	0,53
300	0,24	0,57
400	0,25	0,60

Handelt es sich nun um überhitzten Dampf, so hat man von den Werten der Abb. 58 nur 80% in Ansatz zu bringen, wobei man in die Tafel mit hinreichender Genauigkeit die Dampftemperatur einführen kann, obwohl streng genommen hierfür die Rohrtemperatur maßgebend wäre. Bei der überschlägigen Berechnungsweise, die hier nur möglich ist, würde eine genauere Berechnung in dieser Hinsicht jedoch keinen Zweck haben.

Um zu zeigen, wie bedeutend der Anteil nackter Flanschen an Gesamtwärmeverlust einer Leitung sein kann, ist in nachstehender Zahlen-

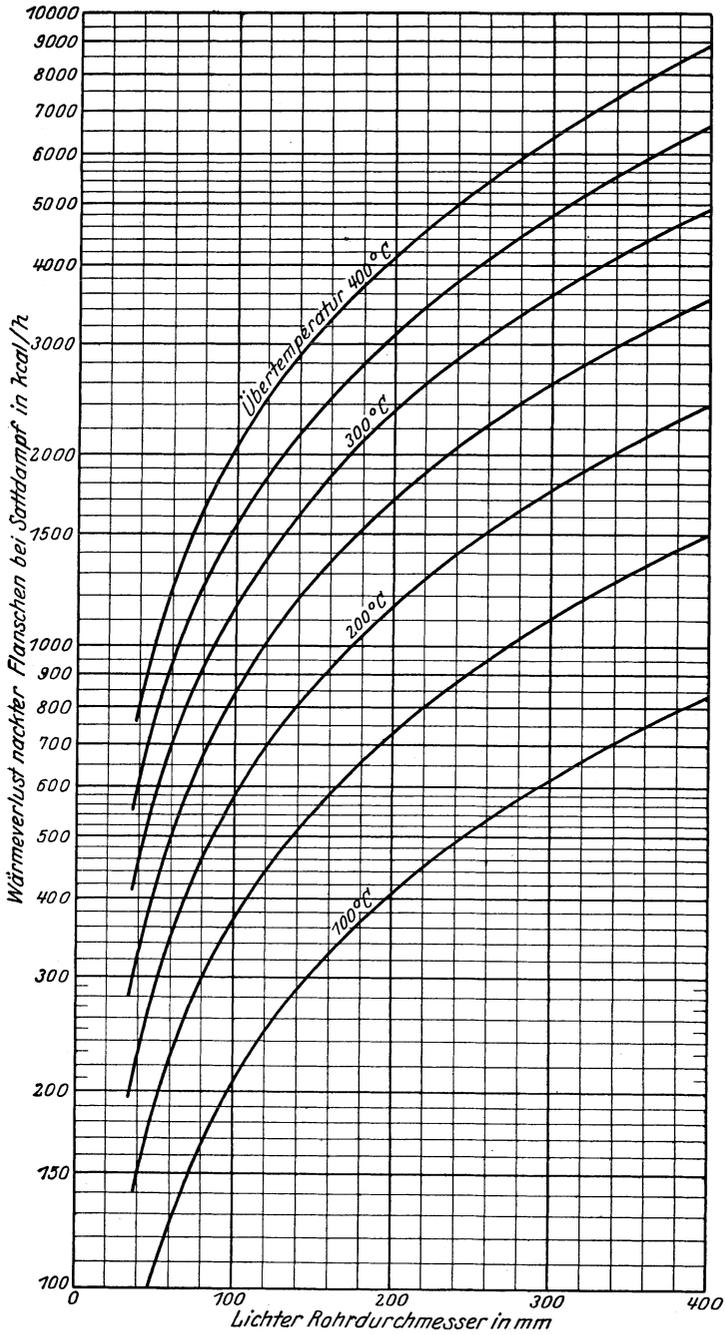


Abb. 58. Wärmeverlust nackter Flanschen bei großen Wärmeübergangszahlen des Wärmeträgers.

tafel 34 für eine Flanschenentfernung von 5 m der prozentuale Zuschlag zum Wärmeverlust einer isolierten Leitung angegeben, wenn man für den letzteren mittlere Werte annimmt.

Zahlentafel 34. Anteil nackter Flanschen am Gesamtwärmeverlust einer Leitung.

Rohrdurchmesser in mm	Zuschlag zur wirklichen Rohrlänge in % zur Berücksichtigung des Wärmeverlustes der nackten Flanschen bei			
	100° Sattdampf und Heißwasser		300° Überhitzer Dampf	
50	45	60	72	144
100	50	67	80	160
400	60	80	96	192

Der Wärmeverlust nackter Flanschen macht sich also auf den Gesamtwärmeverlust einer Leitung außerordentlich stark geltend und bei Leitungen im Freien mit Windanfall selbstverständlich sogar noch im entsprechend größeren Umfange.

b) **Isolierte Flanschen.** Nach Versuchen des Forschungsheims für Wärmeschutz in München¹ lassen sich die Wärmeersparniszahlen für verschiedene Flanschisolierungen etwa wie folgt angeben:

Zahlentafel 35. Wärmeersparniszahl verschiedener Flanschisolierungen.

Typ des Wärmeschutzes	Art der Flanschisolierung	Wärmeersparniszahl bei einer Temperaturdifferenz zwischen Rohr und Luft von			
		100	200	300	400 °C
I	Doppelwandige Blechflanschenkappe gewöhnlicher Ausführung	66	68	70	ca. 72
II	Desgleichen mit hochwertigem Isolierstoff	79	80	81	ca. 82
III	Spezialformstück aus Isoliermaterial	84	87	90	ca. 93

Vorstehende Tabelle bezieht sich auf Sattdampfverhältnisse. Bei Heißdampf ist zu berücksichtigen, daß nach Isolierung der vorerwähnte Einfluß der Wärmeübergangszahl praktisch in Fortfall kommt, so daß man die prozentuale Wärmeersparnis der Isolierung, wie sie vorstehend angegeben ist, auch bei Heißdampf rechnerisch auf die volle Temperaturdifferenz zwischen Dampf und Luft beziehen muß. Die tatsächliche

¹ Die Versuche sind aus Prospekten verschiedener Firmen entnommen, in deren Auftrag das Forschungsheim die Feststellungen vorgenommen hatte.

Wärmeersparnis in % ist deshalb bei Heißdampf unter gleichen Verhältnissen nur

$$100 - 1,25 (100 - p), \tag{88}$$

wenn p die Wärmeersparniszahl der Zahlentafel 35 ist.

Die Zahlentafel 35 bezieht sich auf Isolierstärken am Flansch von 30 bis 40 mm. Bei höheren Stärken können die Werte um 1 bis 2% größer angesetzt werden. Bei Blechkappen ist zu bedenken, daß bei öfterer Abnahme im allgemeinen der Sitz der Kappe schlecht wird, besonders wenn die vielfach verwendete Asbest-Dichtungsschnur im Laufe der Zeit fortbleibt. Hier ist dann mit einem erheblichen Mehrverlust durch Entlüftung zu rechnen.

Von den in Teil I Seite 53 des Buches erwähnten Flanschisolierungsarten kann man die Isolierung mit Formstücken oder Wärmeschutzmasse hinsichtlich der Isolierwirkung etwa gleich dem Typ III der Zahlentafel 35 setzen, die Isolierung mit Asbestmatratzen oder Asbestschnüren gleich Type II.

Wird die Isolierung des Flansches mit gleichem Material und in gleicher Stärke vorgenommen wie bei der Rohrleitung, so ist eine besondere Berechnung des Flanschverlustes nicht notwendig und man kann die Wärmeverluste der Leitung einfach für das glatte Rohr von der tatsächlichen Länge berechnen.

Zusammenfassend kann man daher sagen, daß die Berechnung des Wärmeverlustes von isolierten Flanschen in der Weise vor sich geht, daß man gemäß vorstehender Zusammenstellung 35 den entsprechenden Teilbetrag des Verlustes des nackten Flansches aus Abb. 58 ansetzt. Dabei ist, wie schon erwähnt, in Abb. 58 stets einfach mit der Temperatur des Dampfes als Flanschttemperatur zu rechnen. Bei überhitztem Dampf wird jedoch die Wärmeersparnis gegenüber Zahlentafel 35 nach vorstehender Gleichung (88) geringer.

Zahlenbeispiel: Es sei

Rohrdurchmesser	200/216 mm
Art des Wärmeträgers	überhitzter Dampf
Dampf Temperatur	350° C
Lufttemperatur	25° C
Flanschisolierung 60 mm stark	Typ III.

Zu bestimmen ist der Wärmeverlust des nackten und des isolierten Flansches und die tatsächliche Wärmeersparnis der Isolierung.

Aus Abb. 58 ergibt sich der Wärmeverlust des nackten Flansches zu $0,8 \cdot 2700 = 2160$ kcal/h.

Nach Zahlentafel 35 kann die Wärmeersparnis infolge der höheren Stärke zu 93% geschätzt werden. Der Verlust ist also:

$$0,07 \cdot 2700 = 190 \text{ kcal/h.}$$

Die tatsächliche Wärmeersparnis wird nach Gleichung (88):

$$100 - 1,25 \cdot (100 - 93) = 91\%.$$

„Wärmeverlust nackter und isolierter Ventile und Schieber.“

Neuerdings werden von K. Hencky¹⁾ für die Wärmeverluste nackter und isolierter Ventile und Schieber die Zuschläge nachstehender Zusammenstellung vorgeschlagen, die der Größenordnung nach, soweit dies bei den notwendigen Schätzungen möglich ist, mit Zahlentafel 36 und 37 übereinstimmen, jedoch auch die Verhältnisse im Freien berücksichtigen, sowie den Einfluß des Rohrdurchmessers und des Verhältnisses der isolierbaren Fläche zu den nackt bleibenden Teilen (Ventilspindel, Handrad usw.). Die Anwendung dieser Werte, die ebenfalls auf der Feststellung von Eberle beruhen, daß der Wärmeverlust eines nackten Ventils gleich den Wärmeverlusten von 1 m nackter Leitung gesetzt werden kann, ist daher vorzuziehen. Im übrigen gelten die Ausführungen von Seite 151.

Zahlentafel 36a.

Wärmeverlust nackter und isolierter Ventile und Schieber
(nach K. Hencky).

Art der Isolierung	Lichter Rohrdurchmesser in mm	Gleichwertige Länge eines isolierten Rohres bei einer Rohrtemperatur	
		von 100° C	von 400° C
In Innenräumen:			
Nackt	{ 100	6,2	16,0
	{ 500	9,1	26,6
1/4 nackt, 3/4 isoliert . .	{ 100	2,3	4,8
	{ 500	3,0	7,5
1/3 nackt, 2/3 isoliert . .	{ 100	2,7	6,0
	{ 500	3,6	9,6
Im Freien:			
Nackt	{ 100	15,2	22,0
	{ 500	19,0	31,5
1/4 nackt, 3/4 isoliert . .	{ 100	4,5	6,2
	{ 500	5,5	8,5
1/3 nackt, 2/3 isoliert . .	{ 100	5,8	7,9
	{ 500	7,0	11,0

Die Tafel ist für mittlere Wärmeleitahlen der Isolierung ($\lambda = 0,07$ bei 100° C Rohrtemperatur, $\lambda = 0,09$ bei 400° C Rohrtemp.) und mittlere Isolierstärken berechnet.

Bei der Interpolation von Zwischenwerten ist grundsätzlich auf halbe Meter aufzurunden.

¹⁾ Für die Genehmigung zum Abdruck dieser bisher nicht veröffentlichten Werte ist der Verfasser Herrn Dr.-Ing. K. Hencky zu besonderem Dank verbunden.

e) **Sonstige zusätzliche Wärmeverluste.** Für die Rohraufhängung muß man nach praktischen Erfahrungen auf die gesamte Leitungslänge bei Aufhängung an Ketten, dünnen Bandeisen usw. etwa einen Zuschlag von

15 %

als notwendig bezeichnen. Bei starken Gleitlagern, wie sie bei Kanälen verwendet werden, wird man unter Umständen, wenn es auf die Ermittlung sicherer Werte ankommt, den Zuschlag auf 20% erhöhen müssen.

Für den Wärmeverlust von Ventilen und Schiebern kann als Anhaltspunkt dienen, daß nach Eberle der Wärmeverlust eines nackten Ventils gleich dem Wärmeverlust von 1 m nackter Leitung gesetzt werden kann. Mittlere Isolierung vorausgesetzt, würden sich danach für den Wärmeverlust eines nackten Ventils folgende gleichwertigen isolierten Rohrlängen ergeben:

Zahlentafel 36.
Wärmeverlust nackter Ventile und Schieber.

Dampftemperatur in °C	Gleichwertige Länge eines isolierten Rohres in m
100	5
200	7
300	10
400	20

Eine Berücksichtigung des Unterschiedes zwischen Sattedampf und Heißdampf ist bei diesen Angaben nicht mehr möglich. Bei isolierten Ventilen ist zu beachten, daß stark wärmeabführende Teile, wie die Spindel, nicht isoliert werden können. Man muß deshalb hierfür einen erheblichen Zuschlag machen und kommt etwa zu folgenden gleichwertigen Rohrlängen:

Zahlentafel 37.
Wärmeverlust isolierter Ventile und Schieber.

Dampftemperatur in °C	Gleichwertige Länge eines isolierten Rohres in m
100	2,3
200	2,7
300	3,5
400	6

Wasserabscheider und ähnliche größere Einbauten in einer Leitung werden wie Kessel und Behälter entsprechend ihrer Oberfläche berechnet. Man muß hierzu nur noch gewisse Zuschläge für Armaturen, Rohrstützen usw. machen. Bei Kesseln und Behältern gibt folgende Tabelle einen gewissen Anhaltspunkt, die für einen mittelgroßen Wärmespeicher

aufgestellt ist und auch den Einfluß der Anschlußventile, der Unterstützungsglieder usw. mit einschließt¹.

Zahlentafel 38. Zuschlag auf den Wärmeverlust von Kesseln, Behältern usw. für Nebenteile.

Wärmedurchgangszahl der eigentlichen Isolierung in kcal/m ² h °C	Zuschlag zur Ermittlung des Gesamtwärmeverlustes auf die Wärmeverluste der Isolierung bei	
	nackten Nebenteilen in %	betriebsmäßig isolierten Nebenteilen in %
0,5	130	45
1,0	65	22,5

Diese Zuschläge gelten nur für Innenräume; im Freien erfahren vor allem die Zuschläge der nackten Nebenteile schon bei mittlerem Windanfall eine Steigerung auf das Doppelte und mehr.

27. Die Wärmeersparniszahl.

Der zu Beginn der wissenschaftlichen Entwicklung des Wärmeschutzes von Eberle eingeführte Begriff der Wärmeersparniszahl, das ist die prozentuale Ersparniszahl an Wärme durch eine Isolierung gegenüber dem nackten Zustand des zu schützenden Objektes, zeigt zwar außerordentlich anschaulich den allgemeinen Wert eines Wärmeschutzes überhaupt (vgl. Zahlentafel 39, S. 154) und war deshalb gerade damals sehr fruchtbar, reicht jedoch für die heutigen Verhältnisse zur Kennzeichnung der Leistung oder der Wirtschaftlichkeit eines Materials nicht mehr aus. Hierfür fehlt diesem Begriff die notwendige Eindeutigkeit, Übersichtlichkeit in den Voraussetzungen und die Möglichkeit feinerer Unterscheidungen.

Die Darstellung darf sich deshalb hier auf eine kurze Erläuterung der allgemeinen Abhängigkeit beschränken.

Es bezeichne:

- η = Wärmeersparniszahl in %,
 q_n = Wärmeverlust des nackten Objektes,
 q_{is} = Wärmeverlust des isolierten Objektes.

Dann ist:

$$\eta = 100 \frac{q_n - q_{is}}{q_n}. \quad (89)$$

Von wesentlichem Einfluß sind:

- Krümmungsradius des zu isolierenden Objekts,
 Temperatur des zu isolierenden Objekts,
 äußere Wärmeübergangsverhältnisse (Luftbewegung),
 Lufttemperatur,
 Stärke der Isolierung,
 Wärmeleitzahl der Isolierung.

¹ Cammerer, I. S.: Lit.-Nachw. 24.

Abb. 59 zeigt für ein Material mittlerer Wärmeleitfähigkeit ($0,08 \text{ kcal/m h } ^\circ\text{C}$) und eine Temperaturdifferenz von 300°C zwischen Rohr und Luft bei 20°C Lufttemperatur die Wärmeersparniszahl in Abhängigkeit vom Rohrdurchmesser und Isolierstärke. Dabei ist ruhige Luft in Innenräumen vorausgesetzt. Es zeigt sich, daß die

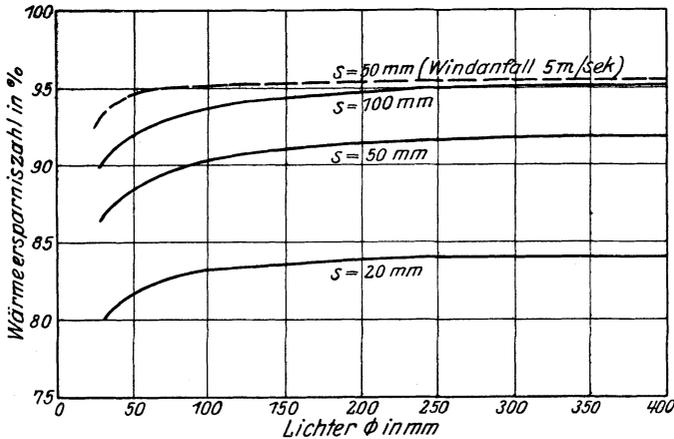


Abb. 59. Abhängigkeit der Wärmeersparniszahl von Rohrdurchmesser und Isolierstärke.

Abhängigkeit vom Durchmesser unterhalb 100 mm ziemlich stark ist, um über 200 mm Durchmesser nur sehr unerheblich zuzunehmen. Der Einfluß der Isolierstärke ist wichtiger als der des Durchmessers und nimmt ebenfalls mit steigender Stärke an Intensität ab. Schon eine so geringe Stärke wie 20 mm erzielt in Mittel eine Wärmeersparniszahl von 80%.

Der Einfluß der Luftbewegung ist dadurch angedeutet, daß die Kurve der Isolierstärke von 50 mm auch noch für einen normalen Windanfall von 5 m/sec im Freien eingezeichnet ist. Die Wärmeersparniszahl steigt hier bedeutend, da die Vergrößerung des Wärmeübergangs durch Windanfall bei nackter Leitung den Gesamtwärmeaustausch ungleich stärker beeinflusst als bei isolierter Leitung.

Abb. 60 zeigt für einen Durchmesser von 150 mm, eine Isolierstärke von 50 mm und eine Temperaturdifferenz von 300°C die Abhängigkeit von der Wärmeleitzahl, die nicht allzu stark von der genauen Proportionalität abweicht.

Das gleiche Bild gibt schließlich die Abhängigkeit von der Temperaturdifferenz zwischen Rohr und Luft bei einer Wärmeleitzahl von 0,08. Diese Abhängigkeit wird oft übersehen, obwohl gerade sie sehr wichtig ist. So ist die Wärmeersparniszahl bei 100°C ca. 80% und erhöht sich schon bei 270° auf 90%, während die Verdoppelung der Isolierstärke

von 50 auf 100 mm für den gleichen Durchmesser in Abb. 59 die Wärmeersparniszahl nur um 3% steigert.

Erwähnenswert ist, daß zuweilen die Frage nach dem Wirkungsgrad der Wärmefortleitung in Rohrleitungen gestellt wird, das ist nach dem prozentualen Verhältnis der am Ende der Leitung zur Verfügung

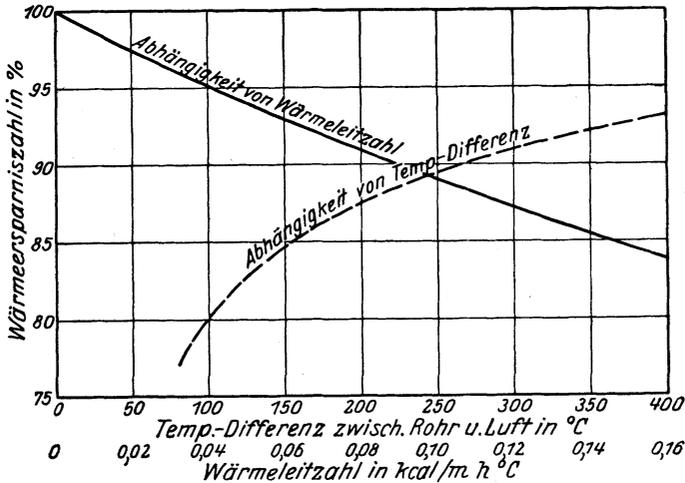


Abb. 60. Abhängigkeit der Wärmeersparniszahl von der Wärmeleitfähigkeit und der Temperaturdifferenz.

stehende Wärmemenge im Vergleich zu der Wärmemenge, die in die Leitung einströmt. Selbst bei langen Leitungen pflegen jedoch nur wenige Prozent der übertragenden Energie an die Umgebung verloren zu werden, so daß man meist mit einem Wirkungsgrad von etwa 96 bis 99% rechnen kann, je nach der Belastung des Rohrquerschnittes.

Aus der Tatsache, daß die Wärmeverluste durch eine Isolierung normal bis auf $\frac{1}{10}$, vielfach sogar bis auf $\frac{1}{20}$ herabgedrückt werden können, kann gefolgert werden, daß sich die Anlagekosten einer Isolierung gegenüber dem nackten Zustand sehr schnell bezahlt machen. Einen zahlenmäßigen Überblick gibt folgende kleine Zusammenstellung:

Zahlentafel 39.

Wirtschaftlichkeit einer Isolierung gegenüber dem nackten Zustand.

Annahmen:

Preis einer verlorenen Wärmeeinheit in Dampfform	0,6 \mathcal{M} /100000 kcal
Betriebsart = Dauerbetrieb =	8760 Std./Jahr
Rohrtemperatur	100° C 300° C
Isolierstärke bei einem 100-mm-Rohr	50 mm 80 mm
Isolierstärke bei ebener Wand.	60 mm 100 mm
Wärmeleitfähigkeit eines guten Isoliermaterials	0,07 0,08 $\frac{\text{kcal}}{\text{m h } ^\circ\text{C}}$
Isolierung der Flanschen und Ventile	Asbestmatratzen
Lufttemperatur	20° C

Art des Objekts	Wärmeverlust in kcal/h				Ungefähre Anlagekosten der Isolierung in \mathcal{M}		Amortisationszeit d. Anlagekosten in Tagen durch die Ersparnisse	
	nicht isoliert bei		isoliert bei					
	100°	300°	100°	300°	100°	300°	100°	300°
1-m-Rohr								
100 m \varnothing . . .	305	2040	46	140	7.—	13.—	188	48
1 Flanschpaar .	165	860	33	110	6.—	9.—	315	83
1 Ventil								
100 mm \varnothing . . .	305	1640	110	600	10.—	12.—	374	80
1 m ² ebene Fläche	970	6400	82	203	12.—	18.—	94	20

Bei Dauerbetrieb macht sich also bei mittleren Wärmepreisen die Isolierung einer glatten Fläche bei 100° C in 3 bis 6 Monaten, bei 300° C z. T. in weniger als 1 Monat bezahlt. Die Einsparung der Anlagekosten bei Formstücken dauert etwas länger, bei 100° C etwa 1 Jahr, bei 300° C nicht ganz 3 Monate.

B. Die im Dauerzustand aufgespeicherte Wärmemenge.

28. In der Behälter- oder Rohrwandung gespeicherte Wärme.

Zur Berechnung — Formeln vgl. S. 41 — der in der Behälter- oder Rohrwand aufgespeicherten Wärme gibt Abb. 61 ein Nomogramm unter Zugrundelegung des häufigsten Falles, daß die Behälter- oder Rohrwandung aus Eisen besteht. Die Temperatur der Wandung kann hierbei wie im Abschnitt 25 S. 129 mit wenigen Ausnahmen (Gase und überhitzte Dämpfe von geringen Strömungsgeschwindigkeiten) = der Temperatur des Wärmeträgers gesetzt werden. Wo dies nicht zulässig ist, kann die tatsächliche Übertemperatur der Wandung über Lufttemperatur durch Subtraktion des Korrekturgliedes D der Hilfstafel 31 D S. 144 berücksichtigt werden. Bei nackten Leitungen vgl. Tafel 29 S. 128.

Das Raumgewicht des Eisens ist mit 7850 kg/m³ zugrunde gelegt, die mittlere spezifische Wärme, die mit der Temperatur nicht unerheblich zunimmt, ist nach Angaben von Oberhoffer angesetzt (vgl. Zahlentafel 73 im Anhang).

Auf der rechten Skala des Nomogramms in Abb. 61 sind die lichten Durchmesser entsprechend den „Normalien des Vereins deutscher Ingenieure zu Rohrleitungen mit Dampf von hoher Spannung 1912“ aufgetragen. Die Skala ist auch mit den Werten für das Rohrgewicht versehen, um das Nomogramm auch für anders dimensionierte Rohre verwendbar zu machen. Die Skala des Rohrgewichts ermöglicht gleich-

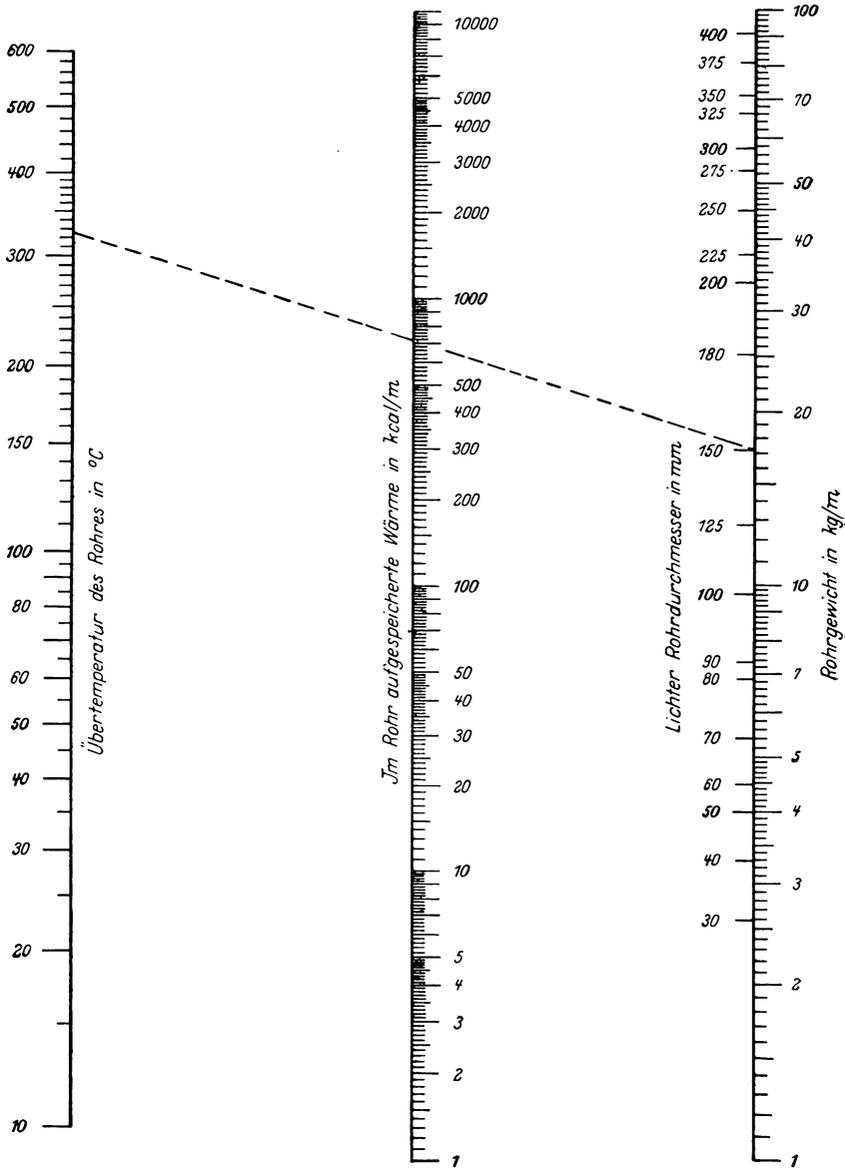


Abb. 61. In eisernen Wandungen gespeicherte Wärme.

zeitig die Berechnung der Speicherwärme pro 1 m^2 Fläche von ebenen oder schwach gekrümmten Wandungen, wenn man das Gewicht aus folgender Tabelle entnimmt:

Zahlentafel 40. Gewicht eiserner Behälterwandungen.

Wandstärke in mm	Gewicht in kg/m ²	Wandstärke in mm	Gewicht in kg/m ²
1	7,9	12	94
2	15,7	14	110
3	23,6	16	126
4	31,4	18	141
5	39,3	20	157
6	47,1	22	173
7	54,9	24	188
8	62,8	26	204
9	70,6	28	220
10	78,5	30	236

Auf der linken Skala ist an sich die Wärme aufgetragen, die pro 1 kg Wandung nötig ist, um das Rohr von Lufttemperatur auf die in Frage stehende Temperatur zu erwärmen. Der Einfachheit halber ist aber nur die Temperaturdifferenz zwischen Rohr und Luft angeschrieben. Die Benutzung des Nomogramms erfolgt in der bekannten Weise, daß man den in Frage kommenden Punkt der Skala des Rohrdurchmessers, bzw. des Wandungsgewichts mit dem betreffenden Punkt der Skala der Temperaturen verbindet und an der mittleren Skala den gesuchten Wert der aufgespeicherten Wärme abliest.

Als Beispiel ist eingezeichnet:

lichter Rohrdurchmesser 150 mm
 Rohrtemperatur 350° C
 Lufttemperatur 25° C (Kesselhaus).

Also Übertemperatur des Rohres 325° C. Damit ergibt sich:

$$w_w = 710 \text{ kcal/m.}$$

29. In der Isolierung gespeicherte Wärme.

Zur bequemen Auswertung der ziemlich umständlichen Gleichung (54) auf S. 44 für die in der Isolierung gespeicherte Wärme wird wieder die Darstellung in Zahlentafeln gewählt.

Zahlentafel 41 gibt zunächst den großen Klammerausdruck der Gleichung (54) für verschiedene Durchmesser, Isolierstärken, sowie für drei verschiedene Wärmeleitahlen¹, pro 1° C Übertemperatur der Rohr- bzw. Behälterwandung über Lufttemperatur berechnet bei 100° C Übertemperatur. Analog Zahlentafel 31 sei er mit „Einheitsspeicherwärme“ bezeichnet und ist mit der wirklichen Temperaturdifferenz und mit einem Temperaturfaktor zu multiplizieren, der berücksichtigt,

¹ Die Zahlentafel kann sich auf die Angaben für je drei Wärmeleitahlen beschränken, weil die Einheitsspeicherwärme nur in geringem Maße abhängig von der Wärmeleitahl ist.

Zahlentafel 41. Grundtafel der Speicherwärme in kcal/m.

Bezeichnung	Rohr-Durchmesser in mm	Wärmeleitzahl in kcal/m h °C	In 1 m Isolierung aufgespeicherte Wärme, bezogen auf die Einheit des Raumgewichts, der spezifischen Wärme und der Temperaturdifferenz bei einer Isolierstärke in mm von												
			20	30	40	50	60	70	80	90	100	125	150	200	
25	26/32	0,05	0,00169	0,00245	0,00336	0,00453	0,00570	0,00695	0,00820	0,00950	0,0110				
		0,10	0,00193	0,00290	0,00393	0,00515	0,00645	0,00770	0,00910	0,0105	0,0120				
		0,15	0,00210	0,00319	0,00443	0,00570	0,00710	0,00850	0,00990	0,0114	0,0130				
30	32/38	0,05	0,00192	0,00282	0,00380	0,00510	0,00630	0,00760	0,00895	0,0105	0,0120				
		0,10	0,00219	0,00326	0,00442	0,00570	0,00710	0,00850	0,0100	0,0115	0,0131				
		0,15	0,00237	0,00357	0,00493	0,00630	0,00780	0,00925	0,0108	0,0124	0,0141				
40	41,5/47,5	0,05	0,00230	0,00338	0,00450	0,00600	0,00735	0,00870	0,0103	0,0119	0,0136				
		0,10	0,00260	0,00383	0,00520	0,00660	0,00815	0,00970	0,0114	0,0130	0,0149				
		0,15	0,00280	0,00422	0,00570	0,00720	0,00890	0,0106	0,0123	0,0141	0,0160				
50	51/57	0,05	0,00269	0,00398	0,00520	0,00690	0,00835	0,00990	0,0116	0,0134	0,0153				
		0,10	0,00304	0,00445	0,00595	0,00750	0,00925	0,0110	0,0128	0,0148	0,0167				
		0,15	0,00326	0,00490	0,00650	0,00820	0,0101	0,0119	0,0138	0,0158	0,0180				
60	57,5/63,5	0,05	0,00296	0,00439	0,00570	0,00750	0,00905	0,0107	0,0125	0,0145	0,0164				
		0,10	0,00332	0,00485	0,00655	0,00820	0,0101	0,0119	0,0138	0,0158	0,0178				
		0,15	0,00357	0,00535	0,00710	0,00890	0,0109	0,0128	0,0149	0,0170	0,0193				
70	70/76	0,05	0,00347	0,00510	0,00665	0,00865	0,0104	0,0123	0,0143	0,0165	0,0187				
		0,10	0,00390	0,00565	0,00755	0,00940	0,0115	0,0136	0,0158	0,0180	0,0203				
		0,15	0,00419	0,00625	0,00820	0,0102	0,0125	0,0147	0,0170	0,0193	0,0217				
80	82,5/89	0,05	0,00402	0,00590	0,00765	0,00990	0,0119	0,0139	0,0162	0,0186	0,0210				
		0,10	0,00451	0,00652	0,00865	0,0108	0,0131	0,0154	0,0178	0,0203	0,0228				
		0,15	0,00481	0,00715	0,00935	0,0116	0,0141	0,0165	0,0191	0,0217	0,0243				
90	88,5/95	0,05	0,00428	0,00625	0,00810	0,0104	0,0125	0,0147	0,0171	0,0195	0,0221				
		0,10	0,00478	0,00690	0,00915	0,0113	0,0138	0,0162	0,0187	0,0213	0,0239				
		0,15	0,00510	0,00760	0,00985	0,0123	0,0148	0,0174	0,0201	0,0227	0,0255				
100	100,5/108	0,05	0,00482	0,00700	0,00910	0,0116	0,0139	0,0162	0,0189	0,0215	0,0244	0,0320	0,0400		
		0,10	0,00535	0,00775	0,01033	0,0136	0,0153	0,0179	0,0206	0,0235	0,0263	0,0340	0,0422		
		0,15	0,00570	0,00845	0,01110	0,0136	0,0165	0,0192	0,0221	0,0251	0,0280	0,0356	0,0440		
120	119/127	0,05	0,00560	0,00812	0,0105	0,0133	0,0160	0,0187	0,0217	0,0246	0,0279	0,0360	0,0450		
		0,10	0,00625	0,00900	0,0118	0,0145	0,0175	0,0204	0,0235	0,0266	0,0298	0,0380	0,0470		
		0,15	0,00665	0,00980	0,0127	0,0156	0,0187	0,0219	0,0252	0,0285	0,0316	0,0400	0,0493		
125	125/133	0,05	0,00585	0,00845	0,0109	0,0138	0,0166	0,0193	0,0224	0,0255	0,0289	0,0372	0,0463		
		0,10	0,00655	0,00940	0,0123	0,0151	0,0181	0,0213	0,0245	0,0277	0,0310	0,0392	0,0485		
		0,15	0,00695	0,0102	0,0132	0,0162	0,0195	0,0227	0,0262	0,0295	0,0327	0,0416	0,0510		

130	131/140	0,05	0,0112	0,0145	0,0173	0,0202	0,0234	0,0267	0,0301	0,0388	0,0480
		0,10	0,0128	0,0157	0,0190	0,0222	0,0255	0,0288	0,0322	0,0407	0,0503
		0,15	0,0138	0,0170	0,0203	0,0237	0,0273	0,0306	0,0340	0,0432	0,0530
150	150/159	0,05	0,0129	0,0161	0,0192	0,0225	0,0260	0,0296	0,0335	0,0426	0,0525
		0,10	0,0144	0,0176	0,0212	0,0247	0,0283	0,0320	0,0357	0,0450	0,0550
		0,15	0,0154	0,0189	0,0227	0,0265	0,0302	0,0340	0,0377	0,0477	0,0584
160	162/171	0,05	0,0137	0,0171	0,0205	0,0240	0,0276	0,0315	0,0356	0,0451	0,0550
		0,10	0,0153	0,0187	0,0225	0,0264	0,0300	0,0340	0,0380	0,0476	0,0582
		0,15	0,0164	0,0201	0,0242	0,0281	0,0321	0,0361	0,0400	0,0506	0,0620
180	180/191	0,05	0,0152	0,0190	0,0227	0,0264	0,0303	0,0347	0,0390	0,0492	0,0605
		0,10	0,0169	0,0206	0,0247	0,0291	0,0330	0,0373	0,0416	0,0520	0,0635
		0,15	0,0182	0,0223	0,0267	0,0309	0,0353	0,0395	0,0440	0,0555	0,0675
200	203/216	0,05	0,0171	0,0212	0,0253	0,0295	0,0338	0,0384	0,0432	0,0540	0,0660
		0,10	0,0189	0,0230	0,0276	0,0323	0,0366	0,0413	0,0460	0,0575	0,0700
		0,15	0,0202	0,0248	0,0297	0,0343	0,0391	0,0438	0,0487	0,0615	0,0740
225	228/241	0,05	0,0190	0,0234	0,0279	0,0324	0,0373	0,0423	0,0474	0,0595	0,0720
		0,10	0,0209	0,0254	0,0306	0,0357	0,0404	0,0455	0,0505	0,0635	0,0765
		0,15	0,0224	0,0274	0,0328	0,0380	0,0432	0,0481	0,0535	0,0675	0,0810
250	253/267	0,05	0,0209	0,0258	0,0306	0,0356	0,0407	0,0462	0,0515	0,0645	0,0775
		0,10	0,0229	0,0280	0,0336	0,0391	0,0445	0,0498	0,0555	0,0695	0,0830
		0,15	0,0245	0,0300	0,0360	0,0415	0,0471	0,0525	0,0585	0,0730	0,0880
275	277/292	0,05	0,0228	0,0282	0,0333	0,0387	0,0443	0,0500	0,0560	0,0695	0,0840
		0,10	0,0250	0,0304	0,0366	0,0425	0,0482	0,0540	0,0605	0,0750	0,0900
		0,15	0,0266	0,0326	0,0390	0,0453	0,0512	0,0570	0,0630	0,0790	0,0955
300	303/318	0,05	0,0248	0,0306	0,0362	0,0420	0,0479	0,0540	0,0605	0,0755	0,0905
		0,10	0,0270	0,0329	0,0395	0,0458	0,0525	0,0585	0,0650	0,0810	0,0965
		0,15	0,0289	0,0354	0,0422	0,0490	0,0550	0,0615	0,0680	0,0850	0,103
325	327/343	0,05	0,0267	0,0331	0,0391	0,0455	0,0520	0,0585	0,0645	0,0810	0,0970
		0,10	0,0292	0,0355	0,0427	0,0494	0,0560	0,0630	0,0695	0,0870	0,103
		0,15	0,0311	0,0380	0,0455	0,0530	0,0595	0,0660	0,0730	0,0910	0,109
350	352/368	0,05	0,0286	0,0350	0,0421	0,0488	0,0555	0,0625	0,0685	0,0870	0,103
		0,10	0,0312	0,0380	0,0456	0,0525	0,0600	0,0670	0,0745	0,0925	0,110
		0,15	0,0332	0,0405	0,0484	0,0560	0,0630	0,0700	0,0775	0,0965	0,117
375	377/394	0,05	0,0306	0,0380	0,0454	0,0525	0,0600	0,0670	0,0740	0,0930	0,111
		0,10	0,0334	0,0406	0,0485	0,0560	0,0635	0,0715	0,0790	0,0985	0,117
		0,15	0,0355	0,0433	0,0515	0,0600	0,0670	0,0745	0,0825	0,102	0,122
400	402/420	0,05	0,0324	0,0405	0,0489	0,0565	0,0640	0,0720	0,0790	0,0990	0,118
		0,10	0,0355	0,0433	0,0515	0,0595	0,0670	0,0760	0,0835	0,104	0,124
		0,15	0,0378	0,0460	0,0550	0,0635	0,0710	0,0795	0,0870	0,109	0,129

daß die gespeicherte Wärme nicht genau proportional der Temperaturdifferenz ist. Der Faktor, der selbstverständlich nichts mit dem Temperaturfaktor der Zahlentafel 31 A für die Berechnung des Wärmeverlustes zu tun hat, ist aus Zahlentafel 42 zu entnehmen und kann mit

Zahlentafel 42. Temperaturfaktor für die aufgespeicherte Wärme.

Temperaturdifferenz	Wärmeleitfähigkeit in kcal/m h °C	Isolierstärke in mm											
		20	30	40	50	60	70	80	90	100	125	150	200
50	0,05—0,15	1,02	1,02	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01	1,00	1,00	1,00
100	0,05—0,15						1,00						
200	0,05	0,97	0,98	0,98	0,99	0,99	0,99	0,99	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
	0,10	0,97	0,97	0,97	0,98	0,98	0,98	0,99	0,99	0,99	0,99	1,00	1,00
	0,15	0,96	0,96	0,97	0,97	0,97	0,98	0,98	0,98	0,98	0,99	0,99	1,00
300	0,05	0,96	0,97	0,97	0,98	0,98	0,99	0,99	0,99	1,00	1,00	1,00	1,00
	0,10	0,94	0,95	0,95	0,96	0,96	0,97	0,97	0,98	0,98	0,99	0,99	1,00
	0,15	0,93	0,94	0,94	0,95	0,95	0,96	0,96	0,97	0,97	0,98	0,98	0,99
400	0,05	0,94	0,95	0,96	0,97	0,97	0,98	0,98	0,99	0,99	0,99	1,00	1,00
	0,10	0,92	0,93	0,94	0,95	0,95	0,96	0,96	0,97	0,97	0,98	0,98	0,99
	0,15	0,91	0,92	0,92	0,93	0,93	0,94	0,95	0,95	0,96	0,97	0,97	0,98

genügender Annäherung als unabhängig vom Rohrdurchmesser betrachtet werden; der durch diese Annahme gemachte Fehler ist im Mittel ca. 1%.

Die Berechnung der aufgespeicherten Wärme wird also auf die Formel gebracht:

$$w = R \cdot c \cdot \text{Einheitsspeicherwärme} \cdot \text{Temperaturfaktor} \cdot (t_1 - t_2). \quad (90)$$

Folgendes Zahlenbeispiel möge den Gebrauch der Tafeln erläutern:
Zahlenbeispiel:

Rohrtemperatur	350° C
Lufttemperatur	25° C
Rohrdurchmesser	150/159 mm
Isolierstärke	80 mm
Wärmeleitfähigkeit der Isolierung	0,1 kcal/m h °C
Raumgewicht der Isolierung	450 kg/m ³
Spezifische Wärme der Isolierung	0,21 kcal/kg °C

Dann ergibt sich aus der Zahlentafel 41:

$$\text{Einheitsspeicherwärme} = 0,0283;$$

aus Zahlentafel 42:

$$\text{Temperaturfaktor} = 0,97$$

und damit wird die gespeicherte Wärme:

$$w = 450 \cdot 0,21 \cdot 0,0283 \cdot 0,97 \cdot (350 - 25),$$

$$w = 845 \text{ kcal/m.}$$

In Zahlenbeispiel S. 157 war für die gleichen Verhältnisse gefunden worden:

$$w_w = 710 \text{ kcal/m,}$$

so daß insgesamt in der Leitung gespeichert sind:

$$w_w + w = 710 + 845 = 1555 \text{ kcal/m.}$$

C. Die Wärmeverluste einer Rohrleitung bei unterbrochener Betriebsweise.

30. Der Wärmeverlust beim Anheizen.

Bei sämtlichen Berechnungen von Rohrleitungen mit unterbrochener Betriebsweise werde als Betriebszeit die Zeit angesetzt, während welcher die Leitung unter Druck steht, also die eigentliche Arbeitszeit zuzüglich Anwärmezeit. Die verringerte Wärmeabgabe während letzterer wird, wie schon in Abschnitt 5 dargelegt, durch einen entsprechenden Abzug unter Benutzung einer rechnerischen Anwärmezeit z_0 berücksichtigt. Unter Wiederholung schon erwähnter Bezeichnungen seien folgende Buchstaben in die Gleichungen eingeführt, wobei gleich der häufigste Fall berücksichtigt sei, daß zwei Arten von Betriebspausen in Frage kommen, kürzere tägliche und längere über Sonn- und Feiertage:

- E = die Ersparnis an Wärmeverlusten durch das Anwärmen gegenüber dem Dauerzustand während der Zeit z_0 in kcal/m Jahr,
- n = jährliche Betriebsstundenzahl inkl. Anwärmezeiten in Stunden,
- q = Wärmeverlust im Dauerbetrieb in kcal/m h,
- q_0 = restlicher Wärmeverlust am Schlusse der werktäglichen Betriebsunterbrechung in kcal/m h,
- q'_0 = restlicher Wärmeverlust am Schlusse der Betriebsunterbrechungen für Sonn- und Feiertage in kcal/m h,
- ν = Anzahl der Betriebsunterbrechungen an Werktagen,
- ν' = Anzahl der Betriebsunterbrechungen für Sonn- und Feiertage,
- p = die Temperaturdifferenz zwischen Rohr und Luft in Bruchteilen der Betriebstemperaturdifferenz nach werktäglichen Betriebsunterbrechungen,
- p' = die Temperaturdifferenz zwischen Rohr und Luft in Bruchteilen der Betriebstemperaturdifferenz nach Betriebsunterbrechungen über Sonn- und Feiertage.

Es gilt dann:

$$E = z_0 \cdot \nu \cdot (q - q_0) + z_0 \cdot \nu' \cdot (q - q'_0). \quad (91)$$

Für den Wärmeverlust q_0 an die Umgebung beim Beginn der Anwärmung nach den Betriebspausen gilt angenähert:

$$q_0 = q \cdot p, \quad (92)$$

$$q'_0 = q \cdot p'. \quad (93)$$

Nach sehr langen Betriebspausen wird:

$$p = 0,$$

also gilt für Sonn- und Feiertage genügend genau allgemein

$$p' = 0. \quad (94)$$

Damit wird

$$q'_0 = 0 \quad (95)$$

und die Gleichung (91) läßt sich auch schreiben:

$$E = z_0 \cdot q \cdot [\nu \cdot (1 - p) + \nu']. \quad (91 a)$$

Auf Grund der Versuchsergebnisse in Abschnitt 5, Teil I läßt sich für z_0 folgende Tabelle 43 aufstellen.

Zahrentafel 43.

Isolierstärke in mm	Rechnungsmäßige Anwärmezeit z_0 in Stunden
30	0,4
40	0,6
50	0,83
60	1,1
70	1,45
80	1,8
90	2,2
100	2,67
110	3,2
120	3,7
130	4,3

Die Größe p zur Berechnung von q_0 ist aus Zahrentafel 44 des folgenden Abschnittes zu entnehmen.

Zahlenbeispiel vgl. S. 163.

31. Die Auskühlverluste in den Betriebspausen.

Der Auskühlverlust in den Betriebspausen schreibt sich¹, wenn

A = den Auskühlungsverlust in der Betriebspause in kcal/m Jahr,

$(w_w + w)$ = die im Dauerbetrieb im Rohr und in der Isolierung aufgespeicherte Wärmemenge in kcal/m,

$$A = \nu \cdot (w_w + w) \cdot (1 - p) + \nu' \cdot (w_w + w) (1 - p') \quad (96)$$

oder, wenn man wieder $p' = 0$ setzt,

$$A = (w_w + w) [\nu \cdot (1 - p) + \nu']. \quad (96 a)$$

Die Berechnung der Größen w_w und w , vergleiche die Abschnitte 28 und 29, der Wert (p bzw. p') ist aus folgender Tafel zu entnehmen:

¹ Streng genommen müßte in dieser Formel jeweils die Größe W vor und nach der Auskühlung für die betreffenden Temperaturen berechnet werden. Bei den geringen Unterschieden des Temperaturfaktors der Zahrentafel 42 ist jedoch Formel (95) genau genug.

Zahlentafel 44. Resttemperatur zwischen Rohr und Luft nach der Auskühlung in Bruchteilen der Differenz im Betriebszustande.

Lichter Rohrdurchmesser in mm	Aus-kühlzeit in h	Isolierstärke in mm							
		30	40	50	60	70	80	90	100
17—40	4	0,13	0,17	0,20	0,23	0,26	0,29	0,32	0,35
	8	0,02	0,03	0,05	0,07	0,08	0,11	0,13	0,15
	12	0,01	0,02	0,02	0,03	0,04	0,05	0,07	0,09
	16	—	0,01	0,01	0,02	0,02	0,03	0,04	0,06
	24	—	—	—	0,01	0,01	0,02	0,02	0,03
45—160	4	0,21	0,26	0,30	0,33	0,37	0,40	0,42	0,45
	8	0,07	0,09	0,12	0,15	0,17	0,20	0,22	0,25
	12	0,03	0,04	0,06	0,08	0,09	0,11	0,13	0,15
	16	0,02	0,02	0,03	0,04	0,05	0,07	0,08	0,10
	24	0,01	0,01	0,02	0,02	0,03	0,03	0,04	0,05
180—400	4	0,36	0,41	0,45	0,48	0,52	0,55	0,57	0,60
	8	0,14	0,18	0,22	0,25	0,29	0,33	0,36	0,40
	12	0,07	0,09	0,12	0,15	0,18	0,22	0,26	0,29
	16	0,03	0,04	0,06	0,08	0,11	0,14	0,18	0,22
	24	0,02	0,02	0,03	0,04	0,05	0,07	0,09	0,12

32. Der jährliche Gesamtaufwand bei unterbrochenem Betrieb.

In der Regel interessieren nicht die Einzelwerte E und A der beiden vorhergehenden Abschnitte, sondern nur der Gesamtwärmeaufwand für eine Leitung, beispielsweise um für einen Materialvergleich die Gesamtaufwendungen bei den wirtschaftlichsten Isolierstärken gegeneinander abwägen zu können. Dieser Gesamtwärmeverlust V schreibt sich (in kcal/m Jahr):

$$\begin{aligned}
 V &= n \cdot q - E + A \\
 &= n \cdot q + (w + w_w - z_0 \cdot q) [v \cdot (1 - p) + v']. \quad (97)
 \end{aligned}$$

Will man die Wärmeaufwendungen, bezogen auf die tatsächliche Arbeitsstunde, berechnen, also unter Ausschluß der Anwärmezeit, so hat man den jährlichen Wärmeaufwand V mit der jährlichen Arbeitsstundenzahl n zu dividieren.

Zur Umrechnung in Mark sind die Größen E und A noch mit dem jeweiligen Wärmepreis zu multiplizieren.

Zahlenbeispiel: Es sind die Gesamtwärmeverluste pro Arbeitsstunde für zwei Isoliermaterialien festzustellen, deren Materialkonstanten durch folgende Angaben gekennzeichnet seien:

Material	Wärmeleitzahl in kcal/m h °C	Raumgewicht in kg/m ³	Spezifische Wärme in kcal/kg °C
Spezial-Isolierung	0,075	300	0,20
Wärmeschutzmasse	0,10	750	0,24

Die technischen Daten der Anlage seien:

Rohrdurchmesser	150/159 mm
Rohrtemperatur	350° C
Lufttemperatur (Kesselhaus)	25° C
Isolierstärke	80 mm

n (10stündige tägliche Betriebszeit der Leitungen, davon 9 Stunden tatsächliche Arbeitszeit). 3100 h
 (Zahl der Arbeitstage) 310
 (Zahl der Betriebsunterbrechungen an Sonn- u. Feiertagen) 52
 Nach Zahlentafel 43 ist $z_0 = 1,8$ h, nach Zahlentafel 44 $p = 0,09$ (14stündige Betriebsunterbrechung).

Nach Abschn. 25, S. 129, berechnet sich:
 für das Spezial-Isoliermaterial $q = 199$
 für die Wärmeschutzmasse $q = 261$

Nach Abschn. 28 u. 29, S. 155, ist ferner
 für Spezial-Isolierung $w_w + w = 1240$
 für Wärmeschutzmasse $w_w + w = 2360$

Damit wird der Wärmearaufwand pro tatsächliche Arbeitsstunde

$$\begin{aligned} \text{für Spezial-Isolierung} & \quad \frac{V}{9 \cdot 310} = 326, \\ \text{für Wärmeschutzmasse} & \quad \frac{V}{9 \cdot 310} = 516. \end{aligned}$$

Aus dem vorstehenden Zahlenbeispiel lassen sich einige allgemeine Folgerungen von Bedeutung ableiten:

1. Die Mehrbelastung der Arbeitsstunde durch die Wärmeverluste bei unterbrochener Betriebsweise ist sehr beträchtlich und kann das Doppelte der Belastung bei Dauerbetrieb erreichen. Sie beträgt bei der
 Spezialisierung . . 64%
 Wärmeschutzmasse . 98%

2. Die Ersparnis einer Isolierung pro Arbeitsstunde gegenüber einem anderen Material kann bei unterbrochener Betriebsweise ein Mehrfaches der Ersparnis bei Dauerbetrieb sein. Die arbeitsstündliche Ersparnis des Spezialmaterials beträgt:

Dauerbetrieb	Unterbrochener Betrieb
24	37% ₀
62	190 kcal/m h

3. Trotz der viel geringeren zeitlichen Ausnutzung können die absoluten Ersparnisse pro Jahr einer guten Isolierung im unterbrochenen Betrieb ebenso groß wie im Dauerbetrieb sein.

D. Die Bemessung von Wärme- und Kälteschutzanlagen unter betriebstechnischen Gesichtspunkten.

Grundsätzlich kann man zwei Arten von Gesichtspunkten unterscheiden, nach denen sich die Bemessung von Wärme- und Kälteschutzanlagen richten kann:

1. Betriebstechnische Gesichtspunkte, welche eine bestimmte Beeinflussung des Wärmeträgers oder der Temperaturverteilung in den Materialsichten vorschreiben.

2. Wirtschaftliche Gesichtspunkte zur Erzielung des günstigsten Verhältnisses zwischen den Wärmeersparnissen der Isolierung und den notwendigen Kapitalkaufwendungen.

Man ist heute stets in der Lage, in dem einen oder anderen Sinne eine exakte Bemessung der Isolierung vorzunehmen. Es ist daher in keiner Weise zu rechtfertigen, hierbei von Schätzwerten auszugehen. Daß das auch heute noch häufig genug geschieht, ist meist auf Bestrebungen zurückzuführen, durch geringe Isolierstärken billige Anlagekosten vorzutauschen oder durch übertriebene Ansprüche an die Isolierwirkung eine besonders wirksame Anlage zu schaffen, beides letzten Endes auf Kosten der Wirtschaftlichkeit.

Die häufigsten betriebstechnischen Forderungen, die die Stärke einer Isolierung vorschreiben können, sind:

1. höchstzulässiger Temperaturabfall des Wärmeträgers in einer Leitung mit Rücksicht auf die Verbrauchsapparate und Maschinen oder im Hinblick auf Änderungen des Aggregatzustandes des Wärmeträgers (Einfrieren, Kondensieren, Auskristallisieren).

2. Beschränkung der Wärmeabgabe des zu isolierenden Gegenstandes, z. B. mit Rücksicht auf eine Raumtemperatur¹.

3. Begrenzung der Isolierwirkung durch die höchstzulässige Temperatur des isolierten Objektes, bzw. der Isolierschicht selbst infolge der wärmestauenden Wirkung der Isolierung.

4. Höchstzulässige Stärke der Isolierung unter konstruktiven Gesichtspunkten, z. B. auf Schiffen.

5. Vermeidung von Schwitzwasserniederschlag auf der Oberfläche bei Objekten mit niedrigerer Temperatur als die der umgebenden Luft.

Die vorstehend genannten Forderungen sind jedoch nur dann für die Stärke einer Isolierung bestimmend, wenn die Bemessung unter dem Gesichtspunkt der Wirtschaftlichkeit entweder kleinere Stärken liefert als die betriebstechnisch notwendigen oder größere als die betriebstechnisch zulässigen Isolierstärken. Nur in ganz wenigen Fällen kann man auf diesen Vergleich mit der wirtschaftlichsten Stärke verzichten; so, wenn es sich lediglich um die Erzielung von gewissen Temperaturen handelt, ohne daß gleichzeitig die Erhaltung von Wärme eine Ersparnis bedeutet (z. B. bei der Fortleitung von wertlosen Abgasen, durch die eine Erwärmung der Umgebung vermieden werden soll, oder beim Schutz von Wasserleitungen gegen Einfrieren oder Schwitzwasserbildung).

¹ Hierher gehört auch die in neuester Zeit versuchsweise eingeführte Isolierung von Stollen in Bergwerken gegen die Gesteinswärme. Vgl. Lit.-Nachw. 9.

Hinsichtlich der Berechnung der Isolierstärke zur Einhaltung der genannten oder ähnlicher betriebstechnischer Forderungen sei auf die diesbezüglichen Abschnitte im folgenden verwiesen.

33. Der Kondensatanfall.

Bei Sattdampf ist die Temperatur lediglich durch den Druck bestimmt. Die Temperatur des Sattdampfes am Ende einer Leitung hängt also nur vom Druckabfall in der Leitung ab, der im wesentlichen vom Rohrdurchmesser, von der Rohrlänge, von der Art der Leitung und ihrer Ausführung beeinflußt wird, aber nur unerheblich von der Güte des Wärmeschutzes. Wenn also der Wärmeverlust durch die Isolierung bei Sattdampf an der Temperatur am Ende der Leitung nichts ändert, so äußert er sich doch darin, daß ein Teil des Dampfes kondensiert und damit dem eigentlichen Verwendungszweck verloren geht. Außerdem kann die im Kondensat enthaltene Wärme unter Umständen ebenfalls einen erheblichen zusätzlichen Verlust darstellen (vgl. Seite 218 und Seite 240).

Die Größe des Kondensatanfalls errechnet sich aus der Gleichung

$$K = \frac{q \cdot (l + l')}{r} \quad (98)$$

Darin ist:

- K = die Menge des Kondensatanfalls in der gesamten Leitung in kg/h,
- q = der Wärmeverlust pro lfd. m und h in kcal/m h,
- l = die Länge der Leitung in m,
- l' = der Zuschlag zur Leitungslänge für Flanschen, Ventile, Rohraufhängung usw. in m,
- r = die Verdampfungswärme des Sattdampfes in kcal/kg.

Nachstehende Zahlentafel gibt für Wasserdampf die Verdampfungswärme in Abhängigkeit vom Druck. Gleichzeitig ist die Sattdampf-temperatur beigelegt, wie sie für die Berechnung des Wärmeverlustes notwendig ist. Bei längeren Leitungen ist natürlich die mittlere Verdampfungswärme anzusetzen, bzw. die mittlere Temperatur für die ganze Leitungslänge, entsprechend dem mittleren Druck, der mit hinreichender Genauigkeit gegeben zu sein pflegt.

Zahlenbeispiel: Wie groß ist der Kondensatanfall in einem 125/133-mm-Rohr pro lfd. m bei einem Dampfdruck von 10 atü (= 11 ata), wenn die Leitung in einem nicht begehbaren Kanal mit einer Lufttemperatur von ca. 40° C verlegt ist?

Isolierstärke	50 mm
Wärmeleitzahl der Isolierung	0,1 kcal/m h°C

Nach Zahlentafel 45 ist:

$$t_i = 183^\circ \text{C},$$

$$r = 479,6 \text{ kcal/kg.}$$

Nach Zahlentafel 31 ist:

$$q = 0,900 \cdot 143 \cdot 1,02 = 131,5 \text{ kcal/m h,}$$

damit wird:

$$K = \frac{131,5}{479,6} = 0,274 \text{ kg/m h.}$$

Zahlentafel 45. Verdampfungswärme von Wasser
(nach Mollier).

Druck in ata	Sattdampf- temperatur in °C	Verdampfungs- wärme in kcal/kg	Druck in ata	Sattdampf- temperatur in °C	Verdampfungs- wärme in kcal/kg
0,1	45,4	570,5	14,0	194,1	469,7
0,5	80,9	550,6	16,0	200,4	463,8
1,0	99,1	539,9	18,0	206,2	458,2
1,5	110,8	532,7			
2,0	119,6	527,0	20,0	211,4	452,9
3,0	132,9	518,1	22,0	216,3	447,9
4,0	142,9	511,1	24,0	220,8	443,0
			26,0	225,0	438,4
5,0	151,1	505,2	28,0	229,0	433,9
6,0	158,1	499,9			
7,0	164,2	495,2	30,0	232,8	429,5
8,0	169,6	490,9	32,0	236,4	425,2
9,0	174,5	486,8	34,0	239,8	421,1
			36,0	243,1	417,0
10,0	179,0	483,1	38,0	246,2	413,0
12,0	187,1	476,1	40,0	249,2	409,2

34. Der Temperaturabfall eines Wärmeträgers in einer Rohrleitung.

Strömt ein Wärmeträger — Gas, Dampf oder Flüssigkeit, ausgenommen Sattdampf — durch eine Rohrleitung, so hat der Wärmeverlust durch die Rohrwandung und die darauf befindliche Isolierung eine Temperaturverminderung zur Folge, deren Vorausberechnung für die Wirtschaftlichkeit und Leistung von Maschinen und Apparaten erhebliche praktische Bedeutung besitzt. Der Wärmeentzug kann auch eine Änderung des Aggregatzustandes des Wärmeträgers hervorrufen, der für seine Fortleitung unerwünscht ist und auch dort eine Isolierung verlangen kann, wo die Wärmeverluste an sich keine wirtschaftliche Bedeutung haben würden.

Der Temperaturabfall ist aus der Bedingung, daß der die Temperaturerniedrigung verursachende Wärmeverlust der Rohrleitung an die Umgebung gleich der Verringerung des Wärmeinhaltes des Wärmeträgers sein muß, einfach abzuleiten. Die bekannte Differentialgleichung für zwei unendlich nahe Punkte der Leitung lautet:

$$dt_1 = -\frac{q \cdot dl}{G \cdot c} \quad (99)$$

Darin ist wieder:

t_1 = die Temperatur des Wärmeträgers in $^{\circ}\text{C}$,

q = der Wärmeverlust an die Umgebung in kcal/m h,

l = die Länge der Leitung in m,

G = die stündliche Gewichtsmenge des Wärmeträgers in kg/h,

c = die spezifische Wärme des Wärmeträgers in kcal/kg $^{\circ}\text{C}$.

Da die Temperatur der Umgebung im allgemeinen als konstant über die ganze Rohrlänge betrachtet werden kann, läßt sich diese Gleichung auch schreiben:

$$d\vartheta = -\frac{q \cdot dl}{G \cdot c} \quad (99a)$$

wenn man mit ϑ die Temperaturdifferenz zwischen Wärmeträger und der Umgebung bezeichnet.

Nach Gleichung (38) des Teiles I kann man für die durch die Isolierung pro Längen- und Zeiteinheit an die Umgebung verlorene Wärme setzen:

$$q = \frac{\pi \cdot \vartheta}{\frac{1}{2\lambda} \cdot \ln \frac{d_a}{d_i} + \frac{1}{\alpha \cdot d_a}} \quad (38)$$

so daß die Differentialgleichung wird:

$$\frac{d\vartheta}{\vartheta} = -\frac{dl}{G \cdot c} \cdot \frac{\pi}{\frac{1}{2\lambda} \cdot \ln \frac{d_a}{d_i} + \frac{1}{\alpha \cdot d_a}} \quad (100)$$

Um die Lösung nicht zu sehr zu komplizieren, seien die Größen

α = die Wärmeübergangszahl an der Oberfläche der Isolierung,

λ = die Wärmeleitfähigkeit des Isoliermaterials,

c = spezifische Wärme des Wärmeträgers

zunächst als konstant betrachtet. Dies ist, wie noch später zu besprechen sein wird, in der Weise zulässig, daß man die Größen α und λ mit ihren Werten am Beginn der Leitung einführt, während man bei Leitungen mit größerem Temperaturabfall die spezifische Wärme zwar für die Integration vorstehender Gleichung als konstant betrachten, jedoch bei der zahlenmäßigen Auswertung der Schlußformel mit ihrem Wert für das arithmetische Mittel der Anfangs- und Endtemperatur ansetzen muß.

Unter dieser Vereinfachung findet sich die Gleichung der Temperaturabfallskurve wie folgt:

$$\ln \frac{(t_1 - t_2)_e}{(t_1 - t_2)_a} = -\frac{l}{G \cdot c} \cdot \frac{\pi}{\frac{1}{2\lambda} \cdot \ln \frac{d_a}{d_i} + \frac{1}{\alpha \cdot d_a}} \quad (100a)$$

Hierin bedeutet die Hinzufügung des Index a bzw. e , daß sich die betreffenden Größen mit ihren Zahlenwerten für den Anfang bzw. für das Ende der Leitung verstehen.

Da der Wärmeverlust q meist bereits berechnet ist, so kann man die Gleichung (100 a) einfacher wie folgt schreiben:

$$\ln \frac{(t_1 - t_2)_c}{(t_1 - t_2)_a} = - \frac{l}{G \cdot c} \cdot \frac{q_a}{(t_1 - t_2)_a}. \quad (100b)$$

Ist der Wärmeverlust noch nicht bekannt, so ergibt sich der Koeffizient

$$\frac{q_a}{(t_1 - t_2)_a}$$

einfach aus Tafel 31, indem man bei der Berechnung des Wärmeverlustes die Multiplikation mit der Temperaturdifferenz fortläßt.

Für die Auswertung der Gleichung (100 a) ist im Anhang eine Tabelle der natürlichen Logarithmen für den in Frage kommenden Bereich von 0,3 bis 0,939 angegeben, außerdem ist in Tabelle 46 die spezifische Wärme des überhitzten Wasserdampfes, in Tabelle 47 diejenige von Heißluft und in Tabelle 48 die von Rauchgasen angegeben. Wie oben erwähnt, muß die spezifische Wärme mit ihrem Wert bei der mittleren Temperatur in vorstehende Gleichung eingeführt werden, die sich erst nach vorläufiger Berechnung des Temperaturabfalls angeben läßt, so daß in den Fällen eines sehr großen Temperaturabfalls eine zweimalige Wiederholung der Berechnung notwendig ist.

Ist nicht die stündlich durch die Leitung strömende Gewichtsmenge des Wärmeträgers gegeben, sondern die stündliche Strömungsgeschwindigkeit, so ist die Gewichtsmenge aus der Kontinuitätsgleichung zu berechnen:

$$G \cdot v = f \cdot w \cdot 3600. \quad (101)$$

Darin ist:

f = der Querschnitt des Rohres in m^2 ,

w = die Strömungsgeschwindigkeit des Wärmeträgers in m/sec ,

v = das spezifische Volumen des Wärmeträgers in m^3/kg .

Zur schnellen Auswertung dieser Gleichung ist in Zahlentafel 49 die Querschnittsfläche f für verschiedene Rohrdurchmesser, sowie das Produkt $f \cdot 3600$ angegeben. Außerdem geben Zahlentafeln 50 bis 52 die spezifische Volumina für überhitzten Wasserdampf, Heißluft und Heißwasser.

Die Gleichungen bleiben auch anwendbar, wenn der Wärmeverlust nicht vollständig gleichmäßig über die ganze Länge der Leitung verteilt ist, sondern sich beispielsweise durch nicht, bzw. nicht vollkommen wie die Rohrleitung isolierte Flanschen oder durch die Wärmeabführung der Rohraufhängung in regelmäßigen Abständen an gewissen Punkten erhöht. Man hat hierfür nur zur Leitungslänge die entsprechenden Zuschläge (vgl. Abschnitt 26 auf Seite 145) zu machen. Nur bei Vorhandensein von Teilen, die eine einmalige starke Erhöhung des Wärme-

Zahlentafel 46. Spezifische Wärme von Wasserdampf.
(Nach Knoblauch, Raisch, Hausen.)

Dampfdruck in ata =	1	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20	25	30	35	40	50	60
Sättigungs- temp. in °C =	99,1	119,6	142,9	158,1	169,6	179,1	187,1	194,1	200,4	206,1	211,4	222,9	232,8	241,4	249,2	262,7	274,3
Sättigungs- temperatur 120 °C	0,474	0,484	0,498	0,525	0,552	0,606	0,635	0,664	0,695	0,727	0,760	0,846	0,940	1,044	1,15	1,38	1,62
140	0,467	0,476	0,497								0,710		0,725	0,806	0,937		
160	0,465	0,472	0,488	0,512	0,549						0,689		0,650	0,715	0,806	0,940	1,310
180	0,464	0,470	0,482	0,502	0,528	0,604					0,598		0,607	0,647	0,696	0,756	0,895
200	0,466	0,469	0,479	0,502	0,515	0,568	0,601	0,644			0,555		0,580	0,607	0,639	0,673	0,760
220	0,467	0,470	0,476	0,491	0,506	0,546	0,569	0,596	0,628	0,664	0,710						
240	0,468	0,471	0,477	0,488	0,501	0,531	0,548	0,567	0,589	0,612	0,639		0,725	0,852			
260	0,470	0,473	0,478	0,487	0,498	0,509	0,521	0,534	0,548	0,563	0,579		0,650	0,715	0,806		
280	0,472	0,475	0,479	0,487	0,496	0,505	0,515	0,526	0,536	0,548	0,559		0,607	0,647	0,696	0,756	0,940
300	0,475	0,477	0,481	0,488	0,495	0,503	0,511	0,527	0,536	0,545	0,555		0,580	0,607	0,639	0,673	0,760
320	0,477	0,479	0,483	0,489	0,496	0,502	0,509	0,523	0,529	0,536	0,543		0,562	0,582	0,603	0,627	0,680
340	0,480	0,482	0,485	0,491	0,496	0,502	0,507	0,519	0,524	0,530	0,536		0,550	0,565	0,580	0,597	0,630
360	0,483	0,485	0,487	0,492	0,497	0,502	0,507	0,516	0,521	0,526	0,530		0,542	0,554	0,566	0,577	0,602
380	0,486	0,488	0,490	0,494	0,498	0,503	0,507	0,515	0,519	0,523	0,527		0,537	0,546	0,555	0,565	0,583
400	0,489	0,491	0,492	0,496	0,500	0,504	0,508	0,515	0,518	0,521	0,525		0,533	0,540	0,549	0,556	0,570
420	0,492	0,493	0,495	0,499	0,502	0,506	0,509	0,514	0,517	0,520	0,523		0,530	0,537	0,544	0,550	0,560
440	0,496	0,496	0,498	0,501	0,505	0,507	0,510	0,513	0,515	0,518	0,520		0,528	0,529	0,535	0,540	0,545
460	0,499	0,500	0,501	0,504	0,507	0,510	0,512	0,515	0,517	0,519	0,521		0,528	0,533	0,538	0,542	0,550
480	0,502	0,503	0,504	0,507	0,510	0,512	0,515	0,517	0,519	0,520	0,522		0,529	0,533	0,537	0,541	0,547
500	0,506	0,506	0,508	0,510	0,512	0,515	0,517	0,519	0,520	0,522	0,524		0,530	0,533	0,537	0,540	0,546

Zahlentafel 47. Die spezifische Wärme der Luft.
(Nach Max Jakob.)

Druck in ata	Spezifische Wärme in kcal/kg °C bei einer Temperatur von °C:							
	- 79,3	- 50	0	+ 50	+ 100	+ 150	+ 200	+ 250
0	0,241	0,241	0,241	0,241	0,242	0,243	0,244	0,245
50	0,317	0,283	0,265	0,258	0,253	0,251	0,250	0,250
100	0,416	0,327	0,287	0,272	0,264	0,258	0,256	0,254
150	0,496	0,360	0,305	0,285	0,273	0,265	0,261	0,258
200	0,515	0,380	0,320	0,296	0,281	0,271	0,265	0,262

Zahlentafel 48. Spezifische Wärme reiner Feuergase¹.
(Nach Schüle.)

Temperatur in °C	Spezifische Wärme in kcal/kg °C
0	0,243
100	0,248
200	0,254
300	0,259
400	0,264
500	0,270
600	0,275
700	0,280
800	0,285
900	0,291
1000	0,296

Zahlentafel 49. Lichter Rohrquerschnitt f und Werte von $3600 \cdot f$.

Lichter Rohr- durch- messer	Lichter Rohrquer- schnitt f in m ²	$f \cdot 3600$	Lichter Rohr- durch- messer	Lichter Rohrquer- schnitt f in m ²	$f \cdot 3600$	Lichter Rohr- durch- messer	Lichter Rohrquer- schnitt f in m ²	$f \cdot 3600$
10	0,000079	0,284	57,5	0,002597	9,340	113	0,010029	36,10
15	0,000177	0,637	60	0,002827	10,17	115	0,010387	37,40
20	0,000314	1,130	64	0,003217	11,58	119	0,011122	40,10
25	0,000491	1,768	65	0,003318	11,94	120	0,011310	40,70
26	0,000531	1,912	70	0,003848	13,85	125	0,012272	44,2
30	0,000707	2,545	75	0,004418	15,90	130	0,013273	47,8
32	0,000804	2,894	80	0,005027	18,10	131	0,013478	48,5
35	0,000962	3,465	82,5	0,005346	19,25	135	0,014314	51,5
35,5	0,000990	3,562	85	0,005675	20,42	140	0,015394	55,4
40	0,001257	4,530	88,5	0,006151	22,15	143	0,016061	57,8
41,5	0,001353	4,870	90	0,006362	22,90	145	0,016513	59,4
45	0,001590	5,720	95	0,007088	25,52	150	0,017672	63,6
50	0,001964	7,070	100	0,007854	28,28	160	0,020106	72,4
51	0,002043	7,360	100,5	0,007933	28,56	162	0,020612	74,3
54	0,002290	8,240	105	0,008659	30,18	170	0,022698	81,7
55	0,002376	8,550	110	0,009503	34,20	180	0,025447	91,6

¹ Bei Luftüberschuß sind die Werte etwas niedriger.

Zahlentafel 49 (Fortsetzung).

Lichter Rohr- durch- messer	Lichter Rohrquer- schnitt f in m^2	$f \cdot 3600$	Lichter Rohr- durch- messer	Lichter Rohrquer- schnitt f in m^2	$f \cdot 3600$	Lichter Rohr- durch- messer	Lichter Rohrquer- schnitt f in m^2	$f \cdot 3600$
190	0,028353	100,2	260	0,053093	191,0	340	0,090792	326,8
200	0,031416	113,2	270	0,057256	206,0	350	0,096211	346,2
203	0,032366	116,5	277	0,060263	217,0	352	0,097314	350,2
210	0,034636	124,7	280	0,061575	221,5	360	0,101788	366,8
220	0,038013	137,0	290	0,066052	238,0	370	0,107521	387,0
228	0,040828	147,0	300	0,070686	254,5	377	0,111628	402,0
230	0,041548	149,5	303	0,072107	259,8	380	0,113411	408,0
240	0,045239	162,9	310	0,075477	271,8	390	0,119459	430,0
			320	0,080425	289,8			
250	0,049087	176,6	327	0,083982	302,2	400	0,125664	452,0
253	0,050273	181,0	330	0,085530	308,0	402	0,126923	457,0

Zahlentafel 50. Spezifisches Volumen

Druck in ata	Sättigungs- temperatur in °C	Spezifisches Volumen von Sattdampf in m^3/kg	Spezifisches Volumen					
			100	120	140	160	180	200
1	99,1	1,727	1,73	1,83	1,93	2,02	2,12	2,22
2	119,6	0,903		0,904	0,955	1,01	1,05	1,10
3	132,9	0,618		0,621	0,665	0,698	0,731	
4	142,9	0,472		0,495	0,520	0,546		
5	151,1	0,383		0,392	0,413	0,434		
6	158,1	0,322		0,324	0,342	0,360		
8	169,6	0,245		0,253	0,267			
						0,20 0	0,211	
12	179,0	0,199					0,173	
10	187,1	0,167					0,147	
14	194,1	0,144						
16	200,4	0,126						
18	206,2	0,113						
20	211,4	0,102						
22	216,2	0,0927						
24	220,8	0,0850						
26	225,0	0,0785						
28	229,0	0,0729						
30	232,8	0,0680						
35	241,5	0,0582						
40	249,2	0,0507						
45	256,3	0,0448						
50	262,7	0,0401						
55	268,7	0,0362						
60	274,3	0,0329						

verlustes an einzelnen Stellen bedingen. muß die Berechnung in die dadurch bezeichneten Abschnitte zerlegt werden.

Die Zahlentafel 68 der natürlichen Logarithmen ist mit Absicht nur bis zu einem Verhältnis der Endtemperaturdifferenz zur Anfangs-temperaturdifferenz im Betrage 0,939 durchgeführt, denn wenn der

Temperaturabfall kleiner als 6% der Anfangstemperatur ist, so kommt man bei Benutzung des Rechenschiebers zu einer ebenso guten bzw. besseren Genauigkeit, wenn man den bekannten einfachen Rechnungsgang wählt¹. Die Formel lautet:

$$(t_1)_a - (t_1)_e = \frac{q_a \cdot l}{G \cdot c}. \quad (102)$$

Es sei noch kurz auf die vorgenommene Vereinfachung eingegangen, daß die Wärmeübergangszahl an der Oberfläche der Isolierung, die Wärmeleitfähigkeit und die spezifische Wärme als konstant bei der Entwicklung der Formel eingeführt wurde.

Der Einfluß der Temperaturabhängigkeit der Wärmeübergangszahl auf den Temperaturabfall ist verschwindend und bleibt unterhalb der Rechenschiebergenuigkeit. Man muß zudem berücksichtigen, daß

von überhitztem Wasserdampf in m³/kg.

bei einer Temperatur des überhitzten Dampfes in °C von

220	240	260	280	300	320	340	360	380	400	450	500
2,31	2,41	2,50	2,60	2,69	2,79	2,88	2,98	3,07	3,17	3,40	3,64
1,15	1,20	1,25	1,30	1,34	1,39	1,44	1,49	1,53	1,58	1,70	1,82
0,764	0,797	0,829	0,862	0,894	0,926	0,958	0,989	1,02	1,05	1,13	1,21
0,571	0,596	0,620	0,644	0,669	0,693	0,717	0,741	0,765	0,789	0,849	0,908
0,455	0,475	0,495	0,514	0,534	0,553	0,573	0,592	0,611	0,631	0,678	0,726
0,377	0,394	0,411	0,427	0,444	0,460	0,477	0,493	0,509	0,525	0,565	0,605
0,280	0,293	0,306	0,319	0,331	0,344	0,356	0,368	0,381	0,393	0,423	0,453
0,222	0,233	0,243	0,254	0,264	0,274	0,284	0,294	0,304	0,314	0,338	0,362
0,183	0,192	0,202	0,210	0,219	0,228	0,236	0,244	0,253	0,261	0,281	0,301
0,155	0,164	0,171	0,179	0,187	0,194	0,201	0,209	0,216	0,223	0,241	0,258
0,134	0,142	0,149	0,156	0,163	0,169	0,176	0,182	0,188	0,195	0,210	0,225
0,118	0,125	0,132	0,138	0,144	0,150	0,156	0,161	0,167	0,173	0,186	0,200
0,106	0,111	0,118	0,123	0,129	0,134	0,140	0,145	0,150	0,155	0,168	0,180
0,0939	0,100	0,106	0,111	0,117	0,122	0,127	0,131	0,136	0,141	0,153	0,164
	0,0908	0,0964	0,101	0,106	0,111	0,115	0,120	0,124	0,129	0,140	0,151
	0,0827	0,0882	0,0920	0,0975	0,102	0,106	0,110	0,114	0,118	0,129	0,139
	0,0759	0,0811	0,0857	0,0901	0,0943	0,0982	0,102	0,106	0,110	0,119	0,128
	0,0699	0,0748	0,0794	0,0836	0,0875	0,0913	0,0950	0,0987	0,102	0,111	0,119
		0,0626	0,0668	0,0706	0,0741	0,0777	0,0808	0,0840	0,0870	0,0945	0,102
		0,0532	0,0572	0,0608	0,0641	0,0673	0,0701	0,0729	0,0757	0,0824	0,0888
		0,0456	0,0497	0,0531	0,0562	0,0592	0,0618	0,0644	0,0669	0,0729	0,0787
			0,0435	0,0469	0,0499	0,0526	0,0550	0,0574	0,0598	0,0653	0,0706
			0,0384	0,0418	0,0446	0,0474	0,0496	0,0518	0,0540	0,0591	0,0639
			0,0340	0,0374	0,0403	0,0428	0,0450	0,0471	0,0492	0,0540	0,0585

¹ Unter Benutzung dieser einfachen Formel hat K. Wrede in H. 5 der Mitteilungen des Forschungsheims Diagramme für die Berechnung des Temperaturabfalls aufgestellt, die jedoch bei einem größeren Temperaturabfall eine mehrfache vollständige Wiederholung des Rechnungsganges unter entsprechenden Korrekturen ursprünglich notwendiger Schätzungen verlangen und wobei auch der Wärmeverlust jeweils abgeändert werden muß; denn diese Formeln berücksichtigen

Zahlentafel 51. Spezifisches Volumen von Luft.

Temperatur in °C	Spezifisches Volumen von Luft in m ³ /kg bei einem Druck in ata von						
	1,0	1,033	1,1	1,2	1,5	2	5
- 20	0,742	0,718	0,675	0,618	0,495	0,371	0,148
- 10	0,771	0,746	0,701	0,643	0,514	0,386	0,154
0	0,80	0,774	0,727	0,667	0,533	0,400	0,160
+ 25	0,873	0,845	0,794	0,727	0,582	0,437	0,174
50	0,946	0,915	0,860	0,788	0,631	0,473	0,189
75	1,019	0,986	0,927	0,850	0,680	0,510	0,204
100	1,092	1,057	0,992	0,910	0,728	0,546	0,219
125	1,166	1,127	1,060	0,972	0,778	0,583	0,233
150	1,240	1,20	1,127	1,032	0,827	0,620	0,248
200	1,386	1,34	1,26	1,156	0,924	0,693	0,277
300	1,68	1,625	1,527	1,400	1,119	0,840	0,336
400	1,97	1,905	1,79	1,641	1,313	0,985	0,394
500	2,26	2,19	2,05	1,882	1,506	1,130	0,452

Zahlentafel 52.

Spezifisches Volumen und Mindestdruck des Wassers.

Temperatur in °C	Spezifisches Volumen in m ³ /kg	Druck in kg/cm ²
0	0,00100	0,0062
20	0,00100	0,0238
40	0,00101	0,0752
60	0,00102	0,203
80	0,00103	0,483
100	0,00104	1,033
120	0,00106	2,03
140	0,00108	3,69
160	0,00110	6,30
180	0,00113	10,2
200	0,00116	15,9
250	0,00126	40,6
300	0,00142	87,6

in Wirklichkeit selbst in Innenräumen mindestens stellenweise Zugerscheinungen herrschen, die die Temperaturabhängigkeit überdecken. In noch höherem Grade gilt dies natürlich bei Freileitungen infolge des Windanfalls.

Die Temperaturabhängigkeit der Wärmeleitfähigkeit ist ebenfalls fast stets unwesentlich; denn die mittlere Temperatur der Isolierung der ganzen Leitung ändert sich gegenüber der mittleren Temperatur in der Isolierung am Beginn der Leitung nur um $\frac{1}{4}$ des Betrages des Temperaturabfalls selbst. Eine Korrektur kann daher nur bei einem außer-

ja nicht von Haus aus die Verminderung des Wärmeverlustes durch den Temperaturabfall gegenüber dem Anfang der Leitung. Für sehr lange Rohrleitungen muß deshalb von Wrede sogar abschnittsweise Berechnung des Temperaturabfalls empfohlen werden.

gewöhnlich großen Temperaturabfall in Frage kommen, sowie dann, wenn es sich um ein abnorm temperaturabhängiges Material handelt, wie dies bei Isolierungen mit sehr groben Poren oder mit Luftschichten zutreffen kann. In diesem Falle hat man die rechte Seite der Gleichung (100a), bevor man delogarithmiert, einfach mit dem Verhältnis

$$\frac{\text{Wärmeleitfähigkeit bei mittlerer Dampftemperatur}}{\text{Wärmeleitfähigkeit bei Anfangsdampftemperatur}}$$

zu multiplizieren.

Die nachträgliche Korrektur für die spezifische Wärme entsprechend dem zunächst berechneten Temperaturabfall, so wie sie auf Seite 169 angegeben ist, setzt die Zulässigkeit folgender Annahmen voraus:

1. Der mittlere Wert der spezifischen Wärme für den fraglichen Temperaturabfall ist gleich seinem Wert bei der mittleren Temperatur.

2. Als mittlere Temperatur des Wärmeträgers genügt die Einsetzung des arithmetischen Mittels der Anfangs- und Endtemperatur des Wärmeträgers trotz des logarithmischen Verlaufes der Temperaturabfallskurve.

Zahlenmäßige Betrachtungen zeigen, daß auch hierdurch kein merklicher Fehler hervorgerufen wird.

Zahlenbeispiele: a) Leitungen mit geringem Temperaturabfall. (Endtemperaturdifferenz gegen Luft 0,94 bis 1,0 der Anfangstemperaturdifferenz).

Gegeben sei:

Wärmeträger	überhitzter Wasserdampf
Anfangstemperatur	380° C
Dampfdruck	25 atü = 26 ata
Rohrdurchmesser	150/159 mm
Isolierstärke	100 mm
Wärmeleitfähigkeit der Isolierung	0,08 kcal/m h °C
Leitungslänge (+ Zuschläge für Einbauten)	160 m
Lufttemperatur	20° C
Lage der Leitung	Innenräume
stündliche Dampfmenge	10 000 kg/h.

Nach Zahlentafel 31 ist:

$$q_a = 0,560 \cdot 360 \cdot 1,01 = 204 \text{ kcal/m h.}$$

Nach Zahlentafel 46 ist:

$$c = 0,538 \text{ (für den Anfang der Leitung).}$$

Damit wird nach Gleichung (102):

$$\text{Temperaturabfall} = \frac{204 \cdot 160}{10\,000 \cdot 0,538} = 6,07^\circ \text{ C.}$$

Für diesen geringen Temperaturabfall ist eine Korrektur der spezifischen Wärme gemäß ihrer Änderung bei einer um 3° niedrigeren Temperatur selbstverständlich überflüssig.

b) Berechnung der Strömungsgeschwindigkeit.

Für das Dampfgewicht unter Beispiel a) ist die Strömungsgeschwindigkeit zu berechnen.

Nach Zahlentafel 49 ist:

$$F \cdot 3600 = 63,6.$$

Nach Zahlentafel 50 ist:

$$v = 0,114,$$

damit wird nach Gleichung (101):

$$w = \frac{10000 \cdot 0,114}{63,6} = 17,9 \text{ m/sec.}$$

c) Leitungen mit großem Temperaturabfall (Endtemperaturdifferenz kleiner als $0,94 \times$ Anfangstemperaturdifferenz).

Gegeben:

Wärmeträger	überhitzter Wasserdampf
Anfangstemperatur	380° C
Dampfdruck	2 atü = 3 ata
Rohrdurchmesser	51/57 mm
Isolierstärke	60 mm
Wärmeleitzahl	0,08 kcal/m h °C
Leitungslänge inkl. Zuschläge	160 m
Lufttemperatur	20° C
Lage der Leitung	Innenräume

Außer der Temperatur und der Leitungslänge sei auch die Strömungsgeschwindigkeit die gleiche wie unter Zahlenbeispiel a), also 17,9 m/sec. Hierfür berechnet sich das Dampfgewicht zu 130 kg/h.

Nach Zahlentafel 31 ist:

$$\frac{q_a}{(t_1 - t_2)_a} = 0,390 \cdot 1,02 = 0,398.$$

Nach Zahlentafel 46 ist zunächst für den Anfang der Leitung:

$$c = 0,492.$$

Damit wird nach Gleichung (100 b):

$$\ln \frac{(t_1 - t_2)_e}{(t_1 - t_2)_a} = - \frac{160 \cdot 0,398}{130 \cdot 0,492} = - 0,995.$$

Durch Delogarithmieren nach Zahlentafel 68 erhält man:

$$\frac{(t_1 - t_2)_e}{(t_1 - t_2)_a} = 0,370.$$

Damit wird:

$$(t_1 - t_2)_e = 0,370 \cdot 360 = 133^\circ \text{ C},$$

$$(t_1)_e = 133 + 20 = 153^\circ \text{ C}.$$

Temperaturabfall ist:

$$380 - 153 = 227^\circ \text{ C}.$$

Führt man nun entsprechend der tatsächlich erheblich niedrigeren mittleren Temperatur in der Leitung von 266,5° C eine korrigierte mittlere spezifische Wärme von

$$c_m = 0,483$$

ein, so wird:

$$\ln \frac{(t_1 - t_2)_e}{(t_1 - t_2)_a} = - 1,01,$$

$$\frac{(t_1 - t_2)_e}{(t_1 - t_2)_a} = 0,364,$$

$$(t_1 - t_2)_e = 0,364 \cdot 360 = 131^\circ \text{ C}.$$

Temperaturabfall ist:

$$229^\circ \text{ C}.$$

Die Endtemperatur des Dampfes ist also 151° C, so daß der Dampf noch mit 18° Überhitzung am Ende der Leitung ankommt, da die Sättigungstemperatur, wenn man zunächst von dem tatsächlich vorhandenen kleinen Druckabfall absieht, 132,9° C beträgt.

d) Berechnung der Isolierung bei gegebenem Temperaturabfall.

Es ist eine Isolierung zu ermitteln derart, daß der Temperaturabfall im vorstehenden Zahlenbeispiel c) nur 200° wird, die Endtemperatur also 180° C bleibt. Dann ist:

$$\frac{(t_1 - t_2)_e}{(t_1 - t_2)_a} = \frac{160}{360} = 0,445.$$

Für die mittlere Temperatur von 280° wird

$$c_m = 0,483.$$

Es ist also:

$$-0,810 = -\frac{160}{130 \cdot 0,483} \cdot \frac{q_a}{(t_1 - t_2)_a},$$

$$\frac{q_a}{(t_1 - t_2)_a} = 0,318.$$

Aus Hilfstafel A der Zahlentafel 31 ist zu entnehmen, daß der Temperaturfaktor des Wärmeverlustes für die hier in Frage stehenden Wärmeleitahlen und Isolierstärken etwa 1,02 ist. Demnach muß der Einheitswärmeverlust in Zahlentafel 31 0,311 sein.

Dieser Einheitswärmeverlust trifft für folgende Isolierungen zu:

Wärmeleitahl des Isoliermaterials in kcal/m h °C	Notwendige Isolierstärke in mm
0,065	65
0,070	75
0,075	87
0,080	100

Ein Vergleich der Annahmen und der Ergebnisse der Zahlenbeispiele *a* und *c* zeigt, daß ein großer Temperaturabfall durchaus nicht nur etwa bei großen Leitungslängen zu erwarten ist, sondern vor allem durch geringe Rohrdurchmesser und Dampfdrücke hervorgerufen wird; denn mit dem Durchmesser nehmen die Wärmeverluste nur etwa proportional ab, die Dampfmengen jedoch (entsprechend der Querschnittsfläche) bei gleichen Geschwindigkeiten proportional dem Quadrat des Durchmessers. Bei geringen Drücken nimmt die Dampfmenge außerdem noch infolge des großen spezifischen Volumens weiterhin ab.

Es ist deshalb unter sonst gleichen Verhältnissen bei Wasser der Temperaturabfall stets sehr viel kleiner als bei Wasserdampf, weil die Wärmekapazität der Gewichtseinheit, also die spezifische Wärme rund doppelt so groß ist (sie kann stets genügend genau = 1,00 gesetzt werden) und das spezifische Volumen von 1 kg nur $\frac{1}{100}$ bis $\frac{1}{1000}$ desjenigen von Dampf ist. Umgekehrt ist bei Heißluft oder Heißgasen die spezifische Wärme meist nur halb so groß als bei Wasserdampf (vgl. Zahlentafel 47 und Zahlentafel 48).

Für Heißwasser sei noch ein Zahlenbeispiel angefügt:

Zahlenbeispiel: Es ist der Temperaturabfall einer Kondensatleitung einer Fernheizanlage zu berechnen:

Leitungslänge (inkl. zusätzliche Wärmeverluste)	600 m
Rohrdurchmesser	82,5/89 mm
Anfangstemperatur	90° C
Strömungsgeschwindigkeit	2,5 m/sec
Isolierstärke	50 mm
Wärmeleitzahl	0,065 kcal/m h °C
Lufttemperatur	10° C
Windanfall	25 m/sec.

Die Berechnung sei zunächst versuchsweise mit der Formel für einen geringen Temperaturabfall durchgeführt. Es ist:

$$q_a = 0,465 \cdot 80 \cdot 1,14 = 42,5 \text{ kcal/m,}$$

$$F \cdot 3600 = 19,25.$$

Nach Zahlentafel 52:

$$v = 0,00104,$$

$$G = \frac{19,25 \cdot 2,5}{0,00104} = 46300 \text{ kg/h,}$$

$$\text{Temperaturabfall ist} = \frac{42,5 \cdot 600}{46300 \cdot 1,00} = 0,55^\circ \text{C.}$$

Der Temperaturabfall ist also so gering, daß die Verwendung der einfachen Formel ohne weiteres zulässig ist.

35. Der Schutz von Wasserleitungen gegen Einfrieren.

Eine häufige betriebstechnische Aufgabe ist der Schutz von Wasserleitungen gegen Einfrieren im Winter. In der Praxis herrschen darüber vielfach durchaus falsche Vorstellungen, die sich nicht nur in einer gefühlsmäßigen und zum Teil entsprechend falschen Bemessung zeigen, sondern auch in der regelmäßig wiederkehrenden Forderung ihren Ausdruck finden, „daß durch die Isolierung das Einfrieren absolut verhindert werden soll“. Es ist natürlich eine physikalische Unmöglichkeit, einen absoluten Schutz gegen Einfrieren durch eine Isolierung erreichen zu wollen, sobald das Wasser in der Rohrleitung stillsteht — und dies ist fast immer zeitweise unvermeidlich. Ein gewisser Wärmeaustausch findet ja stets statt und die Isolierung kann nur die Aufgabe haben, die Auskühlzeit des Wassers bis zum Gefrieren so zu verlängern, daß vor diesem Zeitpunkt die Leitung wieder in Betrieb gesetzt wird und damit etwaige Schädigungen ausgeschlossen sind.

Es handelt sich hier also um eine Aufgabe des nichtstationären Wärmeaustausches mit den im Teil I erwähnten mathematischen Schwierigkeiten. Für die Praxis genügt jedoch vollkommen der nachstehend entwickelte Rechnungsgang, weil der schwierigste Punkt, die Berücksichtigung der in der Isolierung aufgespeicherten Wärme, hier nur eine untergeordnete Rolle spielt, im Gegensatz zur Auskühlung hochtemperierter Leitungen. Man muß hierbei nämlich in Betracht

ziehen, daß unabhängig von der Genauigkeit der Berechnung in der Praxis auf alle Fälle ein erheblicher Sicherheitszuschlag (bis zu 50%) notwendig wird, mit Rücksicht darauf, daß man die maßgebenden Größen (Temperatur, Bewegungsverhältnisse der Luft usw.) doch nur mit abgeschätzten Mittelwerten bzw. Extremwerten einsetzen kann und daß in derartigen Leitungen stets Teile sitzen, die einer besonderen Einfriergefahr ausgesetzt sind (z. B. Hähne, Schieber, Rohraufhängungen usw.).

Abb. 62 zeigt zunächst das Schema des Auskühlvorganges, der eintritt, sobald eine Leitung außer Betrieb gesetzt wird. Der Wärmeaustausch mit der kalten Außenluft kann dann nur mehr aus der im Wasser, im Rohr und in der Isolierung gespeicherten Wärme (entsprechend der natürlichen Wasserwärme) gedeckt werden, im Gegensatz zu dem Betriebszustand, während dessen dauernd eine Zufuhr an neuer Wärme durch das durchströmende Wasser stattfindet.

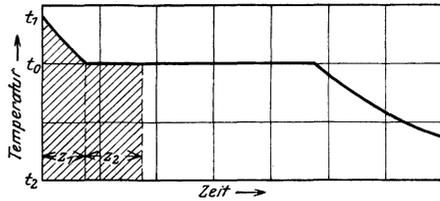


Abb. 62. Temperaturverlauf beim Einfrieren einer Wasserleitung.

Die Berechnung dieses Vorganges zergliedert sich in drei Teile:

- Berechnung des Wärmeentzuges durch die kalte Außenluft während der Auskühlzeit.
- Berechnung der Speicherwärme im Wasser, im Rohr und in der Isolierung.
- Berechnung der bei einer noch unschädlichen Eisbildung frei werdenden Erstarrungswärme.

Man wird nämlich auch noch einen geringen Eisansatz an den Wandungen der Leitungen zulassen, solange dadurch der Bestand der Leitung oder ihre Wiederinbetriebnahme nicht gefährdet wird, da die dabei frei werdende Erstarrungswärme sehr erheblich ist und eine günstige Bemessung des Wärmeschutzes ermöglicht.

In Abb. 62 nimmt daher zunächst die Temperatur der Leitung von ihrem Anfangswert t_1 bis auf 0° ab, um hier so lange konstant zu bleiben, bis das gesamte Wasser gefroren ist. Alsdann geht die weitere Auskühlung bis auf die Temperatur der umgebenden Luft t_2 vor sich, die theoretisch erst nach unendlich langer Zeit vollendet ist. Für unsere Berechnung interessiert nur der in der Abbildung schraffierte Teil, d. h. die Abkühlung der Leitung bis auf 0° und der zulässige Teil des Einfriervorganges des Wassers.

In diese beiden Teile zerlegt man zweckmäßig auch die Berechnung. Es bezeichne:

- z = die Zeit bis zur Überschreitung des zulässigen Eisansatzes, also die Gesamtauskühlzeit in h,

- z_1 = die Zeit bis zur Abkühlung des Wassers auf 0° in h,
- z_2 = die Zeit bis zur Bildung des zulässigen Eisansatzes in h,
- W_1 = die im Wasser über 0° C je lfd. m Rohrleitung gespeicherte Wärme in kcal/m,
- W_2 = die in der Rohrleitung über 0° C je lfd. m gespeicherte Wärme in kcal/m,
- W_0 = die durch den Eisansatz je lfd. m Rohr frei werdende Erstarrungswärme in kcal/m,
- q_1 = der mittlere Wärmeverlust in der Zeit z_1 je lfd. m und in der Stunde in kcal/m h,
- q_2 = der mittlere Wärmeverlust in der Zeit z_2 je lfd. m und in der Stunde in kcal/m h.

Man kann dann die Auskühlzeit nach der Formel berechnen:

$$z = z_1 + z_2 = \frac{W_1 + W_2}{q_1} + \frac{W_0}{q_2} \tag{103}$$

In Wirklichkeit erhöht die in der Isolierung gespeicherte Wärme, die mit W_3 bezeichnet sei, die Auskühlzeit. Gleichung (103) liefert also nur einen Mindestwert. Um sich ein Bild von dem begangenen Fehler zu machen, kann man die gegenteilige Annahme noch heranziehen, daß nämlich auch der Austauschvorgang der in der Isolierung gespeicherten Wärme in gleicher Weise wie der der übrigen Wärmemenge erfolgt, indem man annimmt, daß auch diese Wärme innerhalb der trägheitslos gedachten Isolierung aufgespeichert sei.

Die Gleichung schreibt sich jetzt:

$$z = \frac{W_1 + W_2 + W_3}{q_1} + \frac{W_0}{q_2} \tag{104}$$

Man erhält hierbei einen sicherlich zu großen Wert und kann aus der Differenz der Gleichungen (103) und (104) einen Rückschluß auf die Rechenunsicherheit ziehen.

Nachstehende Zahlentafel 53 zeigt diese Differenz für folgende Annahme:

Anfangstemperatur des Wassers	+ 8° C
Lufttemperatur	— 20° C
Lage der Leitung	im Freien
Windanfall	5 m/sec.

Als Isoliermaterial ist eine mittlere Qualität zugrunde gelegt:

Wärmeleitzahl	0,05 kcal/m h $^\circ$ C
Raumgewicht	200 kg/m ³
Spezifische Wärme	0,4 kcal/kg $^\circ$ C

Als Isolierstärke sind alternativ 50 und 100 mm angenommen, das ist die praktisch häufigste Stärke und die übliche Höchststärke.

Zahlentafel 53. Auskühlzeiten isolierter Wasserleitungen.

Rohrdurchmesser in mm	Auskühlzeit nach Gleichung (103) Isolierstärke in mm		Auskühlzeit unter Einbezug der Speicherwärme der Isolierung nach Gleichung (104) Isolierstärke in mm	
	50	100	50	100
25/32	3,1	4,4	3,7	6,2
50/57	8,6	12,6	9,2	14,6
100/108	22,0	34,5	22,6	36,8
200/216	50,8	85,6	51,6	88,0
300/318	82,0	142,5	82,7	145,0
400/420	110,7	203,0	111,7	205,5

Aus dem Beispiel sieht man:

1. Die Auskühlzeiten sind bei kleinem Rohrdurchmesser nur wenige Stunden und wachsen mit zunehmendem Rohrdurchmesser außerordentlich an.

2. Der Unterschied der beiden Berechnungsarten wächst nur wenig mit dem Rohrdurchmesser und beträgt bei 50 mm Isolierstärke 0,6 bis 1,0 h, bei 100 mm 1,8 bis 2,5 h.

3. Der Unterschied der beiden Berechnungsarten als Rechenunsicherheit, prozentual ausgedrückt, ist bei kleinen Rohrdurchmessern erheblich (bei 25 mm Durchmesser ca. 18 bzw. 34% bezogen auf das Mittel). Bei großen Durchmessern wird er ganz nebensächlich und ist schon bei 100 mm Durchmesser nurmehr 2,7 bzw. 6,5%.

Der überwiegende Anteil der für die Auskühlung zur Verfügung stehenden Wärmemenge wird stets von dem zulässigen Eisansatz geliefert.

Wenn man auch schätzungsweise annehmen kann, daß der für unsere Aufgabe günstigere Grenzwert, nämlich die Berücksichtigung der in der Isolierung aufgespeicherten Wärme nach Gleichung (104) den wirklichen Verhältnissen näherkommt, so wird man doch von 100 mm Durchmesser ab die in der Isolierung gespeicherte Wärme vollkommen vernachlässigen. Für Durchmesser unter 100 mm kann man zwei Drittel der Speicherwärme der Isolierung in Rechnung setzen.

Nochmals kurz zusammengestellt ist also:
für Rohrdurchmesser über 100 mm:

$$z = \frac{W_1 + W_2}{q_1} + \frac{W_0}{q_2} \quad (103)$$

für Rohrdurchmesser unter 100 mm:

$$z = \frac{W_1 + W_2 + 0,67 W_3}{q_1} + \frac{W_0}{q_2} \quad (104a)$$

In der Wahl des Faktors 0,67 liegt natürlich eine gewisse Willkürlichkeit, die sich aber auch unter dem Gesichtspunkt rechtfertigen läßt, daß

eine Auskühlzeit unter 12 Stunden praktisch nicht mehr in dem Sinne interessiert, daß die Leitung bei Betriebsstillstand unentleert bleiben dürfte. Die Isolierung hat hier nurmehr den Zweck, zeitweises Abschließen der Leitung während des Betriebes unschädlich zu machen oder, wenn eine Einfriergefahr dadurch vermieden werden soll, daß man dauernd etwas Wasser durch die Leitung laufen läßt, den Vorteil eines geringen Wasserverbrauches. In beiden Fällen ist eine Ungenauigkeit auch von 1 Stunde bedeutungslos.

Nachstehend seien noch einige Angaben zur Durchführung der Berechnung gemacht:

a) Der mittlere Wärmeverlust der Leitung. Da die in der Isolierung gespeicherte Wärme nur eine nebensächliche Rolle spielt, so kann man die Berechnung des Wärmeverlustes einfach nach Abschnitt 25, S. 129 für den Wärmeaustausch im Dauerzustand durchführen, obwohl der Zustand nicht stationär ist. Man hat nur für die Abkühlzeit des Wassers von der Anfangstemperatur bis auf 0° als Rohrtemperatur das arithmetische Mittel dieser beiden Temperaturen einzusetzen, während der Bildung des zulässigen Eisansatzes dagegen die Temperatur 0° .

b) Die Speicherwärme. Die im Wasser und in der Rohrleitung gespeicherte Wärme kann aus Abb. 63 pro 1°C Übertemperatur über 0° entnommen werden. Um die Größe W_1 und W_2 zu erhalten, sind die Tafelwerte also noch mit den entsprechenden Temperaturen zu multiplizieren.

Für die in der Isolierung gespeicherte Wärme sind auf S. 158 ausführliche Zahlentafeln gegeben.

c) Durch Bildung von Eisansatz frei werdende Wärme. Für die Bemessung der Stärke des zulässigen Eisansatzes sei angenommen, daß ein Eisansatz, der 25% des Querschnitts einnimmt, den Wasserdurchgang des Rohres bei Inbetriebnahme noch nicht allzu stark behindert und schnell genug wieder abgeschmolzen wird. Die Volumenzunahme des ganzen Rohrinhaltes beträgt dabei theoretisch 2,2%. Eine Gefährdung der Leitung tritt dadurch natürlich nicht ein, da im Wasserzufluß ja noch ein Druckausgleich möglich ist¹.

Die bei der Eisbildung pro lfd. m frei werdende Erstarrungswärme, die pro kg mit 79,15 kcal zugrunde gelegt ist, kann ebenfalls aus Abb. 63 entnommen werden. In diesem Falle ist die Größe W_0 direkt aus der Abbildung erhältlich.

Zahlenbeispiel: Eine Rohrleitung von 150/159 mm Durchmesser soll gegen Einfrieren derart isoliert werden, daß die Leitung 2×24 Stunden außer Betrieb bleiben kann. Die Leitung liegt im Innern eines Wasserturmes, der bis zu -20°

¹ Druckspannungen im Eis selbst können bei dem allmählichen Gefriervorgang ebenfalls nicht auftreten.

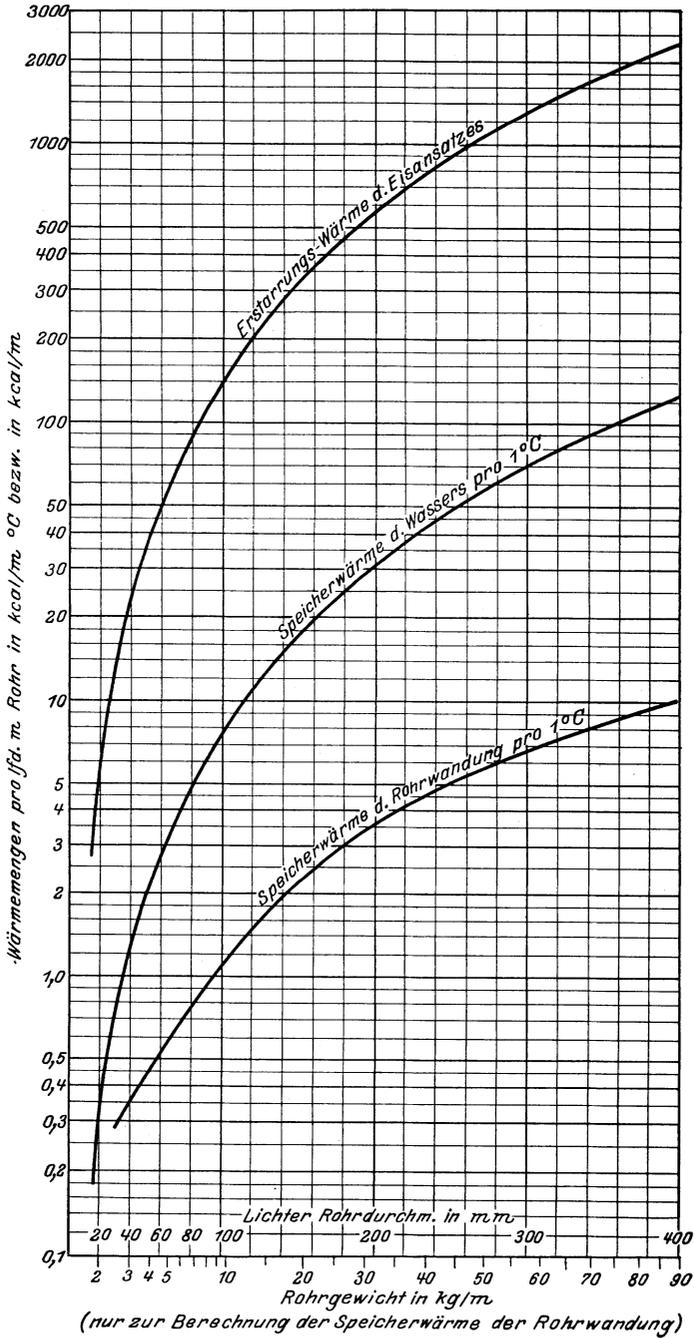


Abb. 63. Speicherwärme des Wassers und der Rohrleitung, sowie Erstarrungswärme des Eises.

Temperatur aufweisen kann. Die Wärmeleitzahl des Isoliermaterials betrage 0,05 kcal/m h °C, die Speicherwärme der Isolierung kommt in diesem Falle nicht in Betracht. Die Temperatur des Wassers sei + 6° C.

Man berechnet dann am einfachsten die Auskühlzeiten für einige Isolierstärken, aus denen dann die nötige Isolierstärke unschwer interpoliert werden kann.

Nach Abb. 63 ist:

$$\begin{aligned} W_1 &= 17,8 \cdot 6 = 106,5 \text{ kcal/m,} \\ W_2 &= 2,2 \cdot 6 = 13,2 \text{ kcal/m,} \\ W_0 &= 325 \text{ kcal/m.} \end{aligned}$$

Die Berechnung ergibt:

Isolierstärke in mm	Einheitswärme- verluste aus Zahlentafel 31	q_1 in kcal/m h	q_2 in kcal/m h
50	0,565	12,85	11,20
80	0,417	9,55	8,30
100	0,362	8,32	7,24

Damit wird nach Gleichung (103):

Isolierstärke in mm	z_1 in h	z_2 in h	z in h
50	9,5	29,0	38,5
80	12,5	39,1	51,6
100	14,4	44,8	59,2

Da angenommen sei, daß der Sicherheitszuschlag für etwaige Abweichungen der Wirklichkeit von den Annahmen bereits in der Wahl der Lufttemperatur zum Ausdruck gekommen sei, kann im vorliegenden Fall eine Isolierstärke von

70 mm

zur Ausführung gebracht werden.

Zum Schlusse seien noch einige praktische Bemerkungen angefügt:

Bei kleinen Leitungen wird es oft nicht möglich sein, eine Isolierung so stark zu bemessen, daß das Einfrieren während der Betriebspause, die ja mit Rücksicht auf die Feiertage oft ziemlich groß sein kann, verhindert wird. Hier bleiben nur folgende Maßnahmen übrig:

Entleeren der Leitungen während der Betriebspause,

Ständiges Laufenlassen der Leitungen¹,

Verlegen im Erdreich².

Das bedeutet aber nicht etwa, daß eine Isolierung derartiger Leitungen überhaupt nicht in Frage gezogen werden soll. Eine Isolierung hat hier den großen Wert, nicht nur kurzzeitige Unterbrechungen des Betriebes unschädlich zu machen, sondern vor allem das rechtzeitige

¹ Die Wassermenge, die stündlich durch die Leitung strömen muß, um ein Einfrieren zu verhindern, kann daraus berechnet werden, daß pro 1 kcal/h Wärmeverlust der gesamten Leitung 1 l Wasser stündlich durchströmen muß, dividiert durch die zulässige Abkühlung des Wassers.

² In gewissen technischen Fällen kann man auch noch zuweilen eine Beheizung der Leitung durch eine angeschweißte dünne Dampf- oder Warmwasserleitung in Betracht ziehen.

Entleeren bzw. dauernde Laufenlassen der Leitung von einem weniger genau festgelegten Zeitpunkt abhängig zu machen. Bei nicht isolierten Leitungen beschleunigt außerdem auch schon ein mittlerer Windanfall das Einfrieren außerordentlich (vgl. nachstehende Zusammenstellung), während bei isolierten Leitungen durch Wind eine Steigerung der Wärmeverluste und damit eine Herabsetzung der Auskühlzeiten nur etwa bis zu 20% hervorgerufen wird.

Zahlentafel 54. Einfluß von Wind auf das Einfrieren nackter Leitungen.

Rohrdurchmesser in mm	Auskühlzeit nackter Leitungen bei	
	ruhiger Luft	Wind von 5 m/sec
25/32	0,8	0,17
100/108	4,2	1,1
400/420	20,1	6,0

Luft- und Wassertemperatur sind wie auf Seite 181 angenommen. Aus dem Vergleich mit der dortigen Zahlentafel sieht man die außerordentliche Verlängerung der Einfrierzeit durch eine Isolierung.

Auf den praktischen Gesichtspunkt, daß der erhöhten Einfriergefahr von Ventilen, Schiebern, der Rohraufhängung usw. ein besonderes Augenmerk zuzuwenden ist, wurde schon hingewiesen. Man wird beispielsweise die Rohrschellen ähnlich wie bei Kälteleitungen größer als den eigentlichen Rohrdurchmesser wählen, um zwischen Rohr und Schelle Hartholzstücke unterlegen zu können.

Die obigen Darlegungen zeigen, daß es in der Praxis oft Fälle geben wird, bei denen man, um nicht zu allzu hohen bzw. unmöglichen Isolierstärken zu gelangen, die Isolierung nach normalen Verhältnissen bemessen wird, um in ganz extremen Fällen die Leitungen zu entleeren bzw. dauernd etwas Wasser durchlaufen zu lassen. Um zu vermeiden, daß durch ein unglückliches Zusammentreffen verschiedener Umstände ein Einfrieren eintritt, bevor die Gefahr erkannt wird, oder um überhaupt unabhängig von der Sorgfalt eines Aufsichtsorganes zu sein, kann man nach einer neueren Patentanmeldung von M. Krause eine automatische elektrische Beheizungseinrichtung unter der Isolierung anordnen¹.

36. Die Temperaturverteilung in den Materialschichten.

Es gibt eine Reihe von Fällen, in denen für die Isolierung bzw. den isolierten Körper bestimmte Temperaturen vorgeschrieben sind, nach denen Art und Stärke des Wärmeschutzes bemessen werden müssen. Unter diesen Gesichtspunkten sind zu behandeln:

¹ Das Verfahren wird von der Firma Rheinhold & Co., Berlin, unter der Bezeichnung „Elektro-Wärmeschutz“ ausgeführt.

- a) die Oberflächentemperatur auf Isolierungen,
- b) die Vermeidung von Schwitzwasserbildung,
- c) die Temperaturverteilung in den Materialschichten mit Rücksicht auf Temperaturbeständigkeit.

a) Die Oberflächentemperatur auf Isolierungen. Die Temperatur der Oberfläche eines Isoliermaterials spielte früher in Abnahmebedingungen und Versuchsprotokollen eine nicht unerhebliche Rolle, solange es noch keine Möglichkeit gab, die durch eine Isolierung austretende Wärmemenge direkt im praktischen Betrieb zu bestimmen. Es war ja eine auch dem Nichtfachman ohne weiteres einleuchtende Tatsache, daß eine Isolierung unter gleichen Verhältnissen um so besser sein müsse, je weniger „heiß“ sie sich anfühle. So richtig das an sich ist, so wurden doch in der Praxis außerordentlich viel Fehlschlüsse gezogen, da eben die Voraussetzung völlig gleicher Verhältnisse nur ungemein selten wirklich streng genug zutrifft. Man soll daher heute, wo man die tatsächlich maßgebende Größe, nämlich den Wärmeverlust, messen kann, nur mehr dort eine Angabe oder Garantie der Oberflächentemperatur verlangen, wo bestimmte Gründe vorliegen, die eine diesbezügliche Festlegung notwendig machen, z. B. mit Rücksicht auf eine Explosionsgefahr usw.

Da aber selbst große Werke heute noch Angaben der Oberflächentemperatur vorschreiben, ohne daß eine wirkliche Notwendigkeit vorliegt, bzw. da der Betriebsmann immer als rohe Prüfung die Isolierung befühlt, so sei kurz auf die wichtigsten Irrtümer eingegangen¹.

In dem Zahlenbeispiel auf S. 12 wurde schon gezeigt, daß die Oberflächentemperatur vor allem sehr erheblich von den äußeren Wärmeübergangsverhältnissen abhängt. Die selbstverständliche, aber durchaus nicht immer tatsächlich vorhandene Gleichheit der Innentemperatur, des Rohrdurchmessers und der Isolierstärke genügt also für sich allein noch nicht, um ein Urteil auf Grund der Oberflächentemperatur zwischen zwei Materialien fällen zu können. Man kann sich sehr schnell hiervon überzeugen, wenn man eine Isolierung befühlt, die an beiden Seiten unter verschiedenen Wärmeübergangsverhältnissen steht, z. B. bei einer Leitung am Rande eines Kesselblockes, die auf der einen Seite von einem lebhaften und verhältnismäßig kühlen Luftstrom bestrichen wird, während die andere Seite geschützt liegt und vielleicht von heißen Kesselteilen Wärme zugestrahlt bekommt.

Man pflegt sich in der Praxis auch keineswegs darüber klar zu sein, daß natürlich nicht die Oberflächentemperatur selbst, sondern nur die Übertemperatur der Oberfläche über der Lufttemperatur von der Isolierung bestimmt wird. Wenn die Lufttemperatur über einem

¹ Vgl. auch van Rinsum: Lit.-Nachw. 5 u. a.

Kessel selbst schon 35 bis 45° beträgt, so darf man sich nicht wundern, daß sich die Oberfläche der Isolierung einer Dampfleitung heiß anfühlt.

Das Befühlen von Isolierungen mit der Hand ist überdies, ganz abgesehen von rein subjektiven Unterschieden, verschiedenen physiologischen Täuschungen unterworfen. Das Unterscheidungsvermögen ist nur in der Nähe der Bluttemperatur einigermaßen zureichend. Außerdem empfindet die Hand weniger die Temperatur als die ihr zugeführten Wärmemengen. Bekannt ist ja die schwere Brandwirkung von Dampf wegen des hohen Wärmeüberganges bei der Kondensation. Aus dem gleichen Grunde wirkt sich vor allem die Oberflächenbeschaffenheit sehr stark auf die Temperaturempfindung aus, da Materialien hoher Temperaturleitfähigkeit (Blechverkleidungen, Mäntel aus Beton oder Gips) der befühlenden Hand, die ja eine Störung des Temperaturfeldes hervorrufen, rasch von allen Seiten erhebliche Wärmemengen zuführen. Diese erscheinen also als heiß, während man Oberflächen von Isoliermaterialien mit gleicher Temperatur noch als handwarm empfindet. Ein schlagender Beweis ist, wenn man über Kesseln angeordnete eiserne Träger, Geländer usw. berührt, die offenkundig nur die Lufttemperatur besitzen können, die aber trotzdem als sehr heiß empfunden werden.

Aber selbst wenn man exakte Temperaturmessungen zugrunde legt (keine Quecksilberthermometer!), kann ein Unterschied allein durch Verschiedenheiten der Strahlungskonstanten der Oberfläche bedingt sein. Wird eine Isolierung mit einem Mantel aus verzinktem Eisenblech verkleidet, so muß ihre Temperatur höher sein, als wenn sie in üblicher Weise bandagiert und lackiert ist; denn die geringe Strahlungskonstante des Eisenbleches verringert zwar etwas den Wärmeverlust, bedarf aber zur Übertragung dieser Wärmemenge an die Luft trotzdem einer größeren Temperaturdifferenz.

Natürlich kann ganz allgemein ein gewisser Überblick über die Oberflächentemperatur von Interesse sein. Nachstehend seien deshalb als Zahlentafel 55 die Oberflächentemperaturen wiedergegeben, die sich für Innenräume mit „ruhiger Luft“ berechnen. Die wirklichen Werte sind im praktischen Betrieb im allgemeinen etwas niedriger zu erwarten. Die Berechnungsformel hierfür läßt sich aus Gleichung (7), (38) und (73) wie folgt ableiten:

Für Rohrleitungen:

$$t_a - t_2 = - \left(50 + \frac{10}{d_a \cdot J} \right) + \sqrt{\left(50 + \frac{10}{d_a \cdot J} \right)^2 + \frac{20}{d_a \cdot J} (t_1 - t_2)}. \quad (105)$$

Ähnlich können für ebene Wände die Formeln entwickelt werden:

Für senkrechte Wände:

$$t_a - t_2 = - \left(65 + 10 \frac{\lambda}{s} \right) + \sqrt{\left(65 + 10 \frac{\lambda}{s} \right)^2 + 20 \frac{\lambda}{s} (t_1 - t_2)}. \quad (106)$$

Zahlentafel 55. Übertemperatur der Oberfläche der Isolierung über Lufttemperatur ($= t_a - t_2$).

Rohr- durch- messer in mm	Wärme- leitzahl in $\frac{\text{kcal}}{\text{m h } ^\circ\text{C}}$	Isolierstärke in mm												
		20	30	40	50	60	70	80	90	100	125	150	200	
Temperaturdifferenz zwischen Rohr und Luft 100° C														
26/32	0,04	19	13	9	7	6	5	4	4	3				
	0,06	25	17	13	10	8	7	6	5	5				
	0,08	30	21	16	13	11	9	8	7	6				
	0,10	34	25	19	15	13	11	9	8	7				
	0,12	38	28	22	18	15	13	11	10	9				
	0,14	41	30	24	20	17	14	12	11	10				
	0,16	44	33	26	22	19	16	14	12	11				
51/57	0,04	21	14	10	8	7	6	5	4	4				
	0,06	27	20	15	12	10	9	7	6	6				
	0,08	33	24	18	15	12	11	9	8	7				
	0,10	37	28	22	17	15	13	11	10	9				
	0,12	40	31	24	20	17	15	13	11	10				
	0,14	43	33	26	22	19	16	14	12	11				
	0,16	47	36	29	24	21	18	16	14	13				
100,5/108	0,04	22	16	13	10	8	7	6	5	4	3	3		
	0,06	28	21	17	14	11	10	8	7	6	5	4		
	0,08	34	25	21	17	14	13	11	10	8	7	5		
	0,10	38	29	24	20	17	15	13	12	10	8	7		
	0,12	44	33	27	23	19	17	15	14	12	9	8		
	0,14	48	36	30	25	22	20	17	15	13	11	9		
	0,16	52	39	32	27	24	21	18	17	15	12	10		
150/159	0,04		16	13	10	8	7	6	6	5	4	3		
	0,06		22	18	14	12	10	9	8	7	6	5		
	0,08		27	22	18	15	14	12	11	9	7	6		
	0,10		31	25	21	18	16	14	12	11	9	7		
	0,12		35	28	24	21	18	16	15	13	10	9		
	0,14		39	31	27	23	20	18	16	14	12	10		
	0,16		42	34	29	25	22	20	18	16	13	11		
203/216	0,04			13	11	9	8	7	6	5	4	3	2	
	0,06			19	15	13	12	10	9	8	6	5	4	
	0,08			22	19	16	14	12	11	11	8	7	5	
	0,10			25	22	19	17	15	14	12	10	8	6	
	0,12			29	25	21	19	17	15	14	11	9	7	
	0,14			32	27	24	22	19	17	15	13	11	8	
	0,16			35	30	26	24	21	19	17	14	12	9	
303/318	0,04			13	11	9	8	7	6	6	5	4	3	
	0,06			19	15	14	12	10	9	8	7	6	4	
	0,08			23	19	17	15	13	12	11	8	7	5	
	0,10			27	22	20	18	15	14	12	10	8	6	
	0,12			30	25	22	20	18	16	15	12	10	7	
	0,14			33	28	25	22	20	18	16	14	11	8	
	0,16			35	30	27	24	21	20	18	15	12	9	

Zahlentafel 55 (Fortsetzung).

Rohr- durch- messer in mm	Wärme- leitzahl in $\frac{\text{kcal}}{\text{m h } ^\circ\text{C}}$	Isolierlierstärke in mm											
		20	30	40	50	60	70	80	90	100	125	150	200
Temperaturdifferenz zwischen Rohr und Luft 100° C													
402/420	0,04			14	11	10	9	7	6	6	5	4	3
	0,06			19	16	14	13	11	10	9	7	6	4
	0,08			23	20	17	15	13	12	11	9	7	6
	0,10			27	23	20	18	16	15	13	10	9	7
	0,12			30	26	23	20	18	16	15	12	10	8
	0,14			34	29	25	23	20	19	17	14	12	9
	0,16			37	31	28	25	23	21	18	15	13	10
Ebene Wand	0,04	21	16	13	10	9	8	7	6	6	5	4	3
	0,06	28	21	17	14	12	11	10	9	8	7	6	5
	0,08	33	26	21	18	16	14	12	11	10	9	7	6
	0,10	37	30	25	21	18	16	15	14	13	10	9	7
	0,12	41	33	28	24	21	19	17	16	14	12	10	8
	0,14	45	36	31	27	23	21	19	17	16	14	12	9
	0,16	48	39	33	29	26	23	21	19	18	15	13	10
Temperaturdifferenz zwischen Rohr und Luft 200° C													
26/32	0,04	34	24	18	14	12	10	8	7	6			
	0,06	45	32	24	19	16	14	12	10	9			
	0,08	53	39	30	25	20	18	15	14	12			
	0,10	61	45	35	29	24	21	18	16	14			
	0,12	67	49	39	32	27	24	21	18	16			
	0,14	74	55	44	37	31	27	24	21	19			
	0,16	80	59	48	40	35	30	27	24	21			
51/57	0,04	37	26	20	16	13	11	10	8	7			
	0,06	48	35	27	22	18	16	14	12	11			
	0,08	57	42	33	27	23	20	17	15	13			
	0,10	64	48	38	32	27	23	21	19	16			
	0,12	71	53	43	36	31	27	24	21	19			
	0,14	77	58	47	40	34	30	27	24	21			
	0,16	82	63	51	44	38	33	29	26	24			
100,5/108	0,04	40	29	22	18	15	13	11	10	9	7	5	
	0,06	51	38	30	25	21	18	16	15	13	10	8	
	0,08	60	45	37	31	26	23	20	18	16	13	10	
	0,10	68	52	43	36	31	27	24	22	19	15	13	
	0,12	74	58	48	40	35	31	27	24	22	18	14	
	0,14	80	63	52	45	39	35	30	28	25	20	17	
	0,16	86	67	55	48	42	37	33	30	27	22	18	
150/159	0,04		30	24	19	16	14	12	10	9	7	6	
	0,06		40	32	26	22	19	17	15	14	11	9	
	0,08		48	39	33	28	25	21	19	17	14	11	
	0,10		54	45	38	33	29	26	24	21	17	14	
	0,12		61	50	43	37	33	29	27	24	19	16	
	0,14		65	54	46	41	36	32	30	27	22	18	
	0,16		70	59	51	44	40	35	32	29	24	20	

Zahlentafel 55 (Fortsetzung).

Rohr- durch- messer in mm	Wärme- leitzahl in $\frac{\text{kcal}}{\text{m h } ^\circ\text{C}}$	Isolierstärke in mm											
		20	30	40	50	60	70	80	90	100	125	150	200
Temperaturdifferenz zwischen Rohr und Luft 200° C													
203/216	0,04			24	20	17	15	13	12	10	8	6	4
	0,06			33	27	23	21	18	16	15	11	10	7
	0,08			40	34	29	26	23	21	18	15	12	9
	0,10			47	39	34	31	28	25	22	18	15	11
	0,12			51	44	38	34	30	27	25	20	17	13
	0,14			57	48	42	39	34	31	28	23	19	14
303/318	0,16			61	52	46	41	37	34	31	25	21	16
	0,04			25	21	18	15	13	12	11	8	7	5
	0,06			34	29	26	23	19	17	16	12	10	8
	0,08			41	35	30	27	23	21	19	16	13	10
	0,10			47	40	35	31	28	25	23	19	16	12
	0,12			52	45	40	36	32	29	26	22	18	14
402/420	0,14			58	49	44	39	35	33	30	24	21	16
	0,16			65	54	48	43	39	36	33	27	23	17
	0,04			26	22	19	16	14	13	12	9	7	5
	0,06			35	29	25	22	20	18	16	13	11	8
	0,08			41	35	31	28	25	22	20	16	14	10
	0,10			48	41	36	32	29	26	24	19	17	12
Ebene Wand	0,12			54	46	41	36	32	28	27	22	19	15
	0,14			59	50	45	40	37	34	31	25	22	16
	0,16			64	55	49	44	41	37	34	28	24	18
	0,04	39	29	24	20	17	15	13	12	11	9	7	6
	0,06	50	38	31	26	23	20	18	16	15	13	11	9
	0,08	61	48	39	33	29	26	24	22	20	17	15	11
26/32	0,10	68	53	44	38	33	30	27	25	23	19	17	14
	0,12	75	59	49	42	38	34	31	28	26	22	19	15
	0,14	82	65	55	48	42	38	35	32	29	25	21	17
	0,16	87	70	59	52	46	42	38	35	33	28	24	19
	Temperaturdifferenz zwischen Rohr und Luft 300° C												
	26/32	0,04	47	33	25	20	16	14	12	10	9		
0,06		62	44	34	27	23	19	17	15	13			
0,08		73	53	42	34	29	25	22	19	17			
0,10		84	61	49	40	34	29	26	23	20			
0,12		92	69	54	45	39	34	30	27	23			
0,14		100	75	60	50	43	38	34	30	27			
51/57	0,16	108	81	65	55	48	42	37	33	29			
	0,04	51	37	28	23	18	16	14	12	11			
	0,06	67	48	38	31	26	22	19	17	15			
	0,08	80	58	46	38	32	28	24	21	19			
	0,10	90	66	53	44	38	33	29	26	23			
	0,12	97	73	60	50	43	38	33	30	27			
26/32	0,14	106	80	65	55	48	42	37	33	30			
	0,16	113	85	70	60	52	46	41	37	33			

Zahlentafel 55 (Fortsetzung).

Rohr- durch- messer in mm	Wärme- leitzahl in $\frac{\text{kcal}}{\text{m h } ^\circ\text{C}}$	Isolierstärke in mm											
		20	30	40	50	60	70	80	90	100	125	150	200
Temperaturdifferenz zwischen Rohr und Luft 300°C													
100,5/108	0,04	55	40	31	26	21	18	16	14	13	10	8	
	0,06	71	52	41	34	29	26	23	20	18	14	12	
	0,08	84	62	50	41	36	31	28	25	22	18	15	
	0,10	95	71	57	48	42	37	33	30	27	21	18	
	0,12	105	79	64	55	48	43	38	34	31	25	21	
	0,14	114	87	71	61	53	47	42	38	35	28	23	
	0,16	123	93	77	66	58	52	46	42	38	31	26	
150/159	0,04		41	33	27	23	20	17	15	14	11	9	
	0,06		55	44	37	31	27	24	22	20	16	13	
	0,08		65	53	45	39	34	30	28	25	20	16	
	0,10		74	61	52	45	40	35	32	29	23	19	
	0,12		82	69	58	51	45	40	37	33	27	22	
	0,14		90	75	64	56	50	45	41	37	30	26	
	0,16		96	81	70	61	55	49	45	41	33	28	
203/216	0,04			34	28	24	21	18	16	15	12	10	7
	0,06			46	38	33	29	25	22	20	16	14	10
	0,08			56	47	40	36	32	29	26	21	18	13
	0,10			64	54	47	42	38	34	30	25	21	16
	0,12			70	60	53	47	42	38	35	28	24	18
	0,14			78	66	58	52	47	43	39	32	27	20
	0,16			84	72	63	56	51	46	43	35	30	23
303/318	0,04			35	29	25	22	19	17	16	12	10	8
	0,06			47	40	34	30	27	24	22	18	15	11
	0,08			56	48	42	37	33	30	27	22	19	14
	0,10			66	55	49	44	39	35	32	27	22	17
	0,12			73	62	55	49	44	40	37	30	26	19
	0,14			80	67	60	54	49	45	41	34	29	22
	0,16			86	74	65	59	53	49	45	37	32	24
402/420	0,04			36	30	26	23	20	18	17	13	11	8
	0,06			47	40	35	30	27	25	23	19	16	12
	0,08			57	49	43	38	34	31	28	23	20	15
	0,10			65	56	49	44	40	36	33	27	23	18
	0,12			73	63	56	49	44	40	38	32	27	21
	0,14			79	69	60	56	50	46	42	35	30	23
	0,16			86	75	67	61	54	51	46	39	33	26
Ebene Wand	0,04	54	41	33	28	24	21	19	17	16	13	11	8
	0,06	72	55	45	38	33	30	27	25	23	19	16	12
	0,08	83	66	54	46	40	36	33	31	28	24	21	16
	0,10	94	74	62	54	47	42	38	35	32	28	24	19
	0,12	104	82	69	61	54	48	44	41	38	33	29	22
	0,14	112	90	76	66	59	54	49	45	42	36	32	25
	0,16	120	97	82	72	64	58	53	49	46	40	35	28

192 Berechnung und Anwendung des Wärme- und Kälteschutzes in der Industrie.

Zahlentafel 55 (Fortsetzung).

Rohr- durch- messer in mm	Wärme- leitzahl in $\frac{\text{kcal}}{\text{m h } ^\circ\text{C}}$	Isolierstärke in mm												
		20	30	40	50	60	70	80	90	100	125	150	200	
Temperaturdifferenz zwischen Rohr und Luft 400° C														
26/32	0,04	59	42	32	26	21	18	15	13	12				
	0,06	76	54	42	34	29	25	22	19	17				
	0,08	90	65	51	42	35	31	27	24	22				
	0,10	101	75	60	50	43	37	33	29	26				
	0,12	112	84	67	57	49	43	38	34	30				
	0,14	121	93	74	63	55	48	43	38	33				
51/57	0,16	130	100	81	69	60	53	47	42	38				
	0,04	64	45	36	29	24	21	18	16	14				
	0,06	83	60	48	39	33	29	25	22	20				
	0,08	98	73	58	48	41	35	31	28	25				
	0,10	113	83	67	55	48	41	37	33	30				
	0,12	123	92	75	63	54	47	42	38	34				
100,5/108	0,14	132	100	82	69	59	52	46	42	38				
	0,16	140	106	88	75	65	57	51	46	42				
	0,04	68	50	39	33	28	24	21	18	16	13	10		
	0,06	86	65	52	44	38	33	29	26	23	18	15		
	0,08	101	77	62	53	46	41	36	32	29	23	19		
	0,10	116	89	73	61	53	47	42	38	34	28	23		
150/159	0,12	128	99	81	69	60	54	48	44	39	32	27		
	0,14	137	107	89	76	66	59	53	48	43	35	30		
	0,16	146	113	95	82	72	64	58	52	48	39	33		
	0,04		53	42	34	30	26	22	20	18	14	11		
	0,06		69	55	46	40	35	31	28	25	20	17		
	0,08		81	66	56	48	43	38	34	31	26	21		
203/216	0,10		92	76	64	56	50	45	41	37	30	25		
	0,12		105	85	73	63	57	51	46	42	34	29		
	0,14		113	93	79	69	62	56	51	47	38	32		
	0,16		122	100	87	75	68	61	56	51	42	36		
	0,04			43	36	31	27	24	21	19	15	13	9	
	0,06			56	48	41	36	32	29	27	21	18	13	
303/318	0,08			68	58	50	45	40	36	33	27	23	17	
	0,10			77	67	58	53	47	43	38	32	27	21	
	0,12			87	75	66	59	53	48	44	36	31	23	
	0,14			96	82	72	64	58	53	48	40	34	26	
	0,16			102	89	78	70	63	58	54	44	38	29	
	0,04				44	37	32	28	25	22	20	16	13	10
303/318	0,06			59	50	45	38	34	31	28	23	19	14	
	0,08			70	60	52	46	42	38	35	29	24	18	
	0,10			80	69	60	54	48	44	41	34	29	22	
	0,12			90	77	68	61	55	50	46	38	33	25	
	0,14			98	83	75	67	60	55	51	43	37	28	
	0,16			105	91	81	72	66	60	56	47	40	31	

Zahlentafel 55 (Fortsetzung).

Rohr- durch- messer in mm	Wärme- leitzahl in $\frac{\text{kcal}}{\text{m h } ^\circ\text{C}}$	Isolierstärke in mm											
		20	30	40	50	60	70	80	90	100	125	150	200
Temperaturdifferenz zwischen Rohr und Luft 400°C													
402/420	0,04			46	38	33	29	26	23	21	17	14	10
	0,06			60	51	44	38	35	32	29	24	21	16
	0,08			72	61	53	48	43	39	36	30	26	19
	0,10			82	70	62	56	50	46	42	35	30	23
	0,12			91	78	69	60	56	51	48	40	34	27
	0,14			100	86	76	69	62	57	53	44	38	30
	0,16			109	94	83	74	68	62	58	48	42	33
Ebene Wand	0,04	67	51	42	36	31	27	24	22	20	17	14	11
	0,06	87	68	56	48	42	37	33	30	28	23	20	16
	0,08	103	81	68	58	51	46	42	38	35	29	25	20
	0,10	117	92	78	68	60	54	49	45	42	35	30	24
	0,12	130	100	86	75	67	61	56	52	48	41	35	28
	0,14	138	110	94	83	74	67	61	57	53	45	40	37
	0,16	149	118	102	90	80	73	67	62	58	50	43	35

Für horizontale Wände:

$$t_a - t_2 = - \left(60 + 8 \frac{\lambda}{s} \right) + \sqrt{\left(60 + 8 \frac{\lambda}{s} \right)^2 + 16 \frac{\lambda}{s} \cdot (t_1 - t_3)}. \quad (107)$$

Die Bezeichnungen vgl. S. 10 und S. 18.

b) Die Vermeidung von Schwitzwasserbildung. Verläuft das Temperaturgefälle von der äußeren Oberfläche einer Isolierung gegen den zu schützenden Gegenstand, so wird dadurch nicht nur eine besondere Fabrikation des Isolierstoffes bedingt (vgl. S. 50), sondern es ist auch die Möglichkeit einer Schwitzwasserbildung an der Oberfläche gegeben, die mit Rücksicht auf ihre unangenehmen Folgeerscheinungen für Lagergüter, Maschinen usw. sorgfältig vermieden werden muß.

Die physikalischen Gesetzmäßigkeiten der Erscheinung der Schwitzwasserbildung beruhen darauf, daß Luft nur einen ihrer jeweiligen Temperatur entsprechenden Höchstbetrag an Feuchtigkeit enthalten kann, der mit sinkender Temperatur der Luft abnimmt. Schwitzwasser muß daher stets an der Oberfläche von kalten Körpern auftreten, deren Temperaturunterschied gegenüber der umgebenden Luft ein bestimmtes Maß überschreitet, das durch den Feuchtigkeitsgehalt der Luft bestimmt ist.

Zur Vermeidung eines derartigen Feuchtigkeitsniederschlags stehen zwei Mittel zur Verfügung: entweder man sorgt mit Hilfe einer entsprechenden Isolierung dafür, daß die Oberflächentemperatur des

Körpers der Lufttemperatur genügend nahe bleibt, oder man hält durch besondere Lüftungsvorrichtungen den Feuchtigkeitsgehalt der Luft so gering, daß ihre Abkühlung an der Oberfläche des Körpers unschädlich bleibt¹. Letzteres Verfahren ist sehr umständlich und kommt praktisch kaum in Betracht.

Die Grundlagen zur Berechnung der erforderlichen Stärke der Isolierung sind von Knoblauch und Nöll² dargelegt und von K. Hencky³ für Gebäudewände in eine praktische Form gebracht worden.

Im nachstehenden sei die Berechnung der notwendigen Isolierstärke vor allem für Rohrleitungen, die einen Kälteträger führen, in einem einfachen Diagramm zusammengefaßt.

Führt eine Rohrleitung von der Temperatur t_1 durch einen Raum, dessen Luft die Temperatur t_2 besitzen möge, so tritt dann Schwitzwasserbildung an der Oberfläche der Leitung ein, wenn die Oberflächentemperatur t_a gleich oder geringer ist als die Sättigungstemperatur der Luft t_s für den vorhandenen Feuchtigkeitsgehalt. Die Isolierung der Leitung muß daher so ausgebildet werden, daß t_a größer als t_s wird.

Die Oberflächentemperatur einer Leitung wird nun stets dann am niedrigsten, wenn der Dauerzustand des Wärmeaustausches der Leitung mit der umgebenden Luft eingetreten ist. Aus Gleichung (7), S. 12, und Gleichung (38), S. 28, des Teiles I ergibt sich unter der hier ohne weiteres zulässigen Vernachlässigung des Wärmeübergangswiderstandes zwischen Kälteträger und Rohr und des Wärmedurchgangswiderstandes der Rohrleitung die Temperaturdifferenz zwischen Oberfläche und Luft wie folgt:

$$t_a - t_2 = \frac{t_1 - t_2}{1 + \frac{1}{2\lambda} \cdot \ln \frac{d_a}{d_i} \cdot \alpha_2 \cdot d_a} \quad (108)$$

Aus dieser Formel läßt sich die Isolierstärke berechnen, die notwendig ist, damit die Oberflächentemperatur den zulässigen Wert nicht unterschreitet. Dabei ist aber die Größe α_2 unbequem wegen ihrer vielfachen Abhängigkeiten. Für Rohrleitungen in Innenräumen kann sie etwa zwischen den Werten 4 bis 8 kcal/m² h °C schwanken. Es genügt hier aber, nach dem Vorgang von O. Knoblauch die Wärmeübergangszahl mit ihrem praktischen Mindestwert von 4 kcal/m² h °C einzuführen, da eine hiernach berechnete Isolierung bei höheren Werten um so sicherer ihren Zweck erfüllt. Eine Vergrößerung der Wärmeübergangs-

¹ In besonderen Fällen, z. B. bei Schaufenstern, kann man als drittes Mittel eine künstlich erzwungene lebhaftere Luftbewegung anwenden, durch die der Wärmeübergang zwischen Oberfläche und Luft verbessert und die Oberflächentemperatur der Lufttemperatur angenähert wird.

² Knoblauch, Osc., u. Fr. Nöll: Lit.-Nachw. 41.

³ Hencky, K.: Lit.-Nachw. 31.

zahl wirkt ja stets auf eine Annäherung der Oberflächentemperatur an die Lufttemperatur hin. Gegen diese Betrachtungsweise würde nur dann etwas einzuwenden sein, wenn die auf diese Weise berechneten

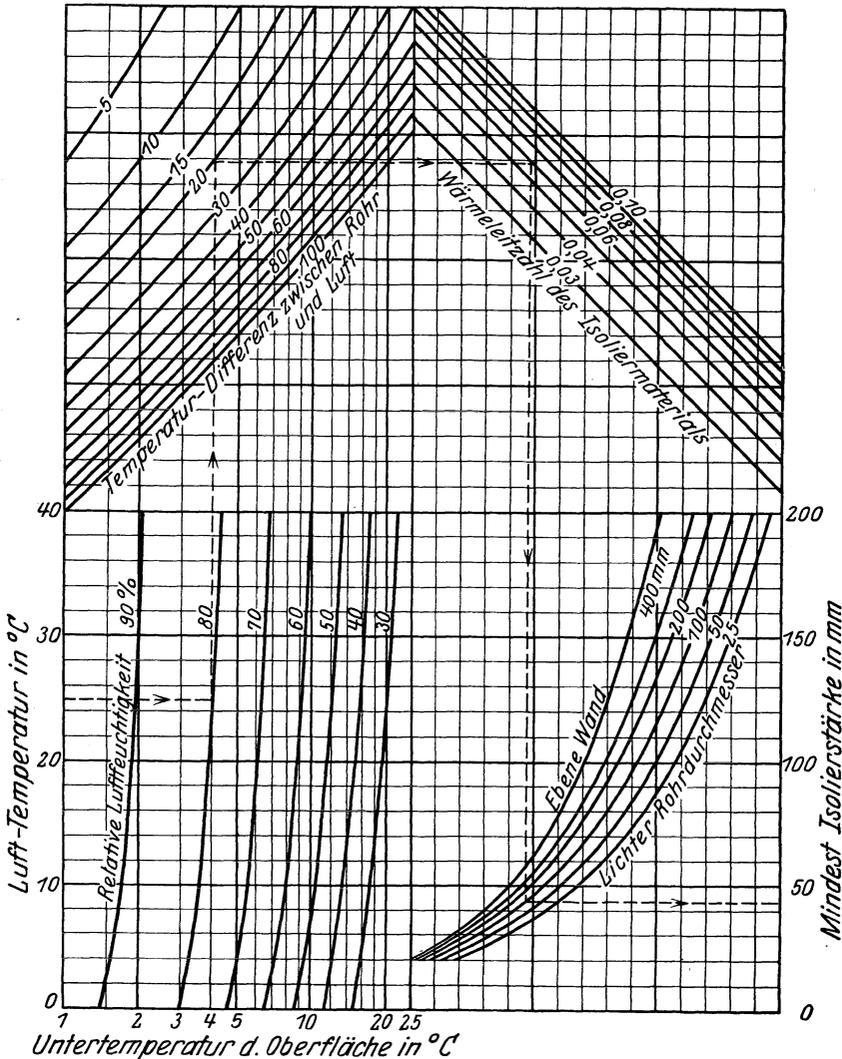


Abb. 64. Diagramm zur Berechnung der notwendigen Isolierstärke gegen Schwitzwasserbildung.

Isolierstärken allgemein als unwirtschaftlich stark zu betrachten wären. Wie gezeigt werden wird, ist dies jedoch nicht der Fall.

Auf dieser Grundlage ist nun das Diagramm Abb. 64 berechnet; dabei wurden alle Achsen mit Ausnahme der negativen Y-Achse in

einen logarithmischen Maßstab geteilt, der jedoch der leichteren Ablesbarkeit halber und da eine Zwischenablesung nicht notwendig ist, in der Zeichnung durch einen linearen ersetzt wurde. Außerdem wurde bei der positiven Y -Achse nicht der Rechnungswert, wie er sich aus der Gleichung (108) hierfür ergeben würde, sondern seine reziproke Größe aufgetragen, um annähernd unter 45° liegende Kurven zu erhalten.

Bei der Ablesung beginnt man im linken unteren Quadranten des Diagramms, durchläuft alsdann die beiden oberen und liest schließlich auf der Ordinatenachse des rechten unteren Quadranten die notwendige Isolierstärke ab.

Ausgegangen wird dabei im ersten Quadranten von der Lufttemperatur des Raumes, durch welchen die zu schützende Rohrleitung führt. Er enthält die Kurven konstanter relativer Feuchtigkeit der Luft und ermöglicht in einer Zwischenablesung auf der Abszissenachse die Feststellung der geringst zulässigen Temperatur der Oberfläche der Isolierung, ausgedrückt als Untertemperatur unter Lufttemperatur. Bei dieser Ablesung ist zu beachten, daß sie in einem logarithmischen Maßstab aufgetragen ist.

Der 2. Quadrant berücksichtigt den Einfluß der Temperaturdifferenz zwischen Rohr und Luft, der 3. die Wärmeleitzahl des Isoliermaterials, der 4. den Rohrdurchmesser.

Die Anwendung des Diagramms geht aus dem eingezeichneten Beispiel klar hervor:

Zahlenbeispiel: Eine Frischwasserleitung von 5°C Wassertemperatur und 100 mm lichtigem Durchmesser soll durch einen Fabrikationsraum mit $+25^{\circ}\text{C}$ Lufttemperatur führen, dessen Luftfeuchtigkeit 80% sei. Die Wärmeleitzahl der Isolierung betrage $0,06 \text{ kcal/m h }^{\circ}\text{C}$. Das Diagramm ergibt dann für die notwendige Isolierstärke 45 mm. Da es sich hierbei stets um Mindestisolierstärken handelt, muß die Abrundung auf Handelsmaß grundsätzlich nach oben erfolgen, so daß man also eine 50 mm starke Isolierung auszuführen hat. Wie durch ein Rückwärtsablesen des Diagramms zu ersehen ist, liegt alsdann die Oberflächentemperatur der Isolierung nunmehr ca. $3,6^{\circ}$ unter der Lufttemperatur, während sie nach der genauen Ermittlung $4,0^{\circ}$ darunter liegen dürfte, um Schwitzwasserbildung nicht auftreten zu lassen.

Das Diagramm läßt sich auch für die Isolierung von Kühlraummauern anwenden. Man hat nur von der ermittelten Isolierstärke die gleichwertige Stärke der vorhandenen Wandkonstruktion abzuziehen, also z. B. bei 25 cm Betonwand mit einer Wärmeleitfähigkeit von $1,0 \text{ kcal/m h }^{\circ}\text{C}$ 1 cm, wenn das Isoliermaterial ein λ von 0,04 hat. Der Wärmeübergang an der kalten Oberfläche kann der Einfachheit halber vernachlässigt werden, d. h. man setzt auch hierfür als Temperaturdifferenz im 2. Quadrant diejenige zwischen Innen- und Außenluft ein.

Einen Überblick über die ungefähre Größe der bei Rohren notwendigen Isolierstärken gibt Abb. 65. Sie sind für eine Luftfechtig-

keit von 70 % (gestrichelte Kurve) und 80 % (ausgezogene Kurve) und für eine Temperatur des Rohres von -20 und 0° bei einer Lufttemperatur von $+20^{\circ}\text{C}$ in Abhängigkeit vom Rohrdurchmesser aufgetragen. Die Wärmeleitzahl der Isolierung ist mit $0,06 \text{ kcal/m h }^{\circ}\text{C}$ angesetzt.

Man sieht, daß der Einfluß des Rohrdurchmessers bei Durchmessern über 100 mm vielfach nur gering ist, während der Einfluß der Luftfeuchtigkeit und der Temperaturdifferenz stets groß bleibt.

Es sei nun noch kurz verglichen, inwieweit die wirtschaftlichste Isolierstärke in Übereinstimmung mit dieser Mindeststärke steht, die zur Vermeidung von Schwitzwasserbildung an der Oberfläche notwendig ist. Dabei ist einmal ein sehr billiger Kältepreis von $0,05 \text{ M}/1000 \text{ kcal}$ und ein anderes Mal ein verhältnismäßig hoher von $0,30 \text{ M}/1000 \text{ kcal}$ bei Temperaturdifferenzen von 20° und 40° zwischen Rohr und Luft und bei Rohrdurchmessern von 50 und 200 mm l.W. zugrunde gelegt. Als Luftfeuchtigkeit sei der verhältnismäßig schon recht hohe Feuchtigkeitsgehalt von 80% angenommen, als Kapitaldienstquote 20% .

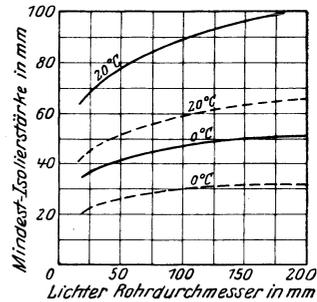


Abb. 65. Notwendige Mindest-Isolierstärken gegen Schwitzwasserbildung.

Zahlentafel 56.

Vergleich der wirtschaftlichsten Stärke mit der Mindeststärke.

Lichter Rohrdurchmesser in mm	Temperaturdifferenz zwischen Rohr und Luft in $^{\circ}\text{C}$	Wirtschaftliche Isolierstärke in mm bei einem Kältepreis von		Mindestisoliertärke zur Vermeidung von Schwitzwasserbildung in mm
		$0,05 \text{ M}/1000 \text{ kcal}$	$0,3 \text{ M}/1000 \text{ kcal}$	
0,05	20	35	85	42
	40	50	120	78
0,2	20	52	125	52
	40	72	170	102

Aus der Zusammenstellung ist ersichtlich, daß man im allgemeinen nur bei sehr großen Anlagen die Dimensionierung der Isolierstärke mit Rücksicht auf Schwitzwasserbildung vornehmen muß, während bei mittleren und kleineren Anlagen bei einer Bemessung auf Wirtschaftlichkeit auch die Schwitzwasserbildung im allgemeinen ausgeschlossen sein wird. Bei sehr hohem Feuchtigkeitsgehalt der Luft ist natürlich eine Sonderberechnung nach Abb. 64 nicht zu vermeiden.

c) Die Temperaturverteilung in den Materialschichten mit Rücksicht auf Temperaturbeständigkeit. In Abschnitt 4e wurde die Berechnung der Temperaturverteilung in den Materialschichten eines isolierten

Körpers angegeben und an Zahlenbeispielen gezeigt, wie man bei Isolierungen für Objekte mit sehr hohen Temperaturen (Feuerungskammern von Kesseln, Winderhitzern, Roheisenmischern usw.) nachzuprüfen hat, ob bei der vorgesehenen Wandkonstruktion die für die beständigsten Isoliermaterialien höchstzulässigen Temperaturen von ca. 950 bis 1000° nicht überschritten werden. Natürlich sind derartige Berechnungen nicht nur unter dem Gesichtspunkt des Isoliermaterials durchzuführen, sondern es ist auch die temperaturerhöhende Rückwirkung auf die feuerfeste Innenausmauerung zu kontrollieren. Letzteres weniger hinsichtlich der Steigerung der inneren Oberflächentemperatur des feuerfesten Mauerwerks, die sich meist ohnedies nur wenig von der Temperatur der heißen Gase unterscheidet, als wegen der Veränderung des Temperaturgefälles in der Steinschicht. Man ist hier oft gezwungen, mit Rücksicht auf die Betriebssicherheit sich auf Isolierstärken zu beschränken, die weit unter den wirtschaftlichen Maßen liegen.

Aus einem ganz ähnlichen Grunde muß man bei Heißgasleitungen mit Temperaturen über 600°, die meist nur im Innern mit einem Schamottefutter versehen werden, die Isolierschicht innerhalb der eisernen Rohrwandung anordnen, da sonst die Wandung nach Isolierung glühend würde. Platzrücksichten werden auch hier oft zu einer äußersten Beschränkung der Isolierung zwingen, gegebenenfalls unter Verringerung der üblichen Stärken des Schamottefutters. Die Berechnung nach Abschnitt 4e, Teil I bietet keinerlei Schwierigkeit.

Nachstehend sei noch etwas ausführlicher auf einen anderen praktisch sehr häufigen Fall eingegangen, nämlich auf die Verwendung von nicht hitzebeständigen Materialien, z. B. Seidenzopf, Kork, Torf usw., unter Verwendung eines Schutzunterstrichs. Die entwickelte Formel gilt im übrigen auch für beliebig andere Materialien mit beschränkter Hitzebeständigkeit, bei denen ein Schutzunterstrich zur Anwendung kommen soll, z. B. für Magnesiumkarbonat, das je nach der Verarbeitung und den Rohstoffen oberhalb 300°C Kohlensäure abgibt.

Der Schutzunterstrich muß hier so bemessen werden, daß die Temperatur der Grenzfläche zwischen ihm und dem eigentlichen Isoliermittel das zulässige Maß (bei organischen Materialien etwa 100°C¹) nicht übersteigt. Die Stärke des Unterstrichs hat natürlich eine wirtschaftliche Grenze in der Verschlechterung, welche die Wärmeleitzahl der Gesamtkonstruktion durch den Unterstrich erfährt, so daß gegenüber den neuzeitlichen anorganischen Isolierstoffen die Verwendung organischer Materialien bei Temperaturen über 100°C stark einge-

¹ Die zulässige Temperatur pflegt erheblich unter der Temperatur zu liegen, bei welcher Verkohlung eintritt, da schon viel früher durch trockene Destillation eine unzulässige Veränderung des Gefüges des Isoliermaterials im Laufe der Zeit einzutreten pflegt.

schränkt wird. Zu beachten ist übrigens, daß die Wärmeleitfähigkeit organischer Materialien an sich bei höheren Temperaturen bei weitem nicht mehr so vorteilhaft ist, wie man dies von ihrer Verwendung im Bauwesen und in der Kälteindustrie her gewohnt ist.

Führt man die hier ohne weiteres zulässige Vereinfachung ein, die äußere Wärmeübergangszahl als eine Konstante einzusetzen (für Innenräume beispielsweise etwa mit $6,0 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}^\circ\text{C}$) und setzt die Rohrtemperatur gleich der Temperatur des Wärmeträgers, so gibt folgende Gleichung die notwendige Stärke der Schutzschicht, damit das nicht hitzebeständige Material nur der zulässigen Innentemperatur ausgesetzt wird.

$$\ln \frac{d_m}{d_i} = \frac{\frac{2}{\alpha_2 \cdot d_a} + \frac{1}{\lambda_a} \cdot \ln \frac{d_a}{d_i}}{\frac{1}{\lambda_i} \cdot \frac{t_1 - t_2}{t_1 - t_x} + \frac{1}{\lambda_a} - \frac{1}{\lambda_i}} \quad (109)$$

Darin ist:

d_m = Durchmesser der Trennungsfläche von Schutzschicht und Isoliermaterial in m,

λ_i = Wärmeleitfähigkeit der Schutzschicht in $\text{kcal/m h}^\circ\text{C}$.

λ_a = Wärmeleitfähigkeit des Isoliermaterials in $\text{kcal/m h}^\circ\text{C}$,

t_x = zulässige Temperatur der Trennungsfläche zwischen Schutzschicht und Isoliermaterial in $^\circ\text{C}$.

Die notwendige Stärke der Schutzschicht ist also von einer ganzen Reihe von Größen abhängig, vor allem von der

zulässigen Höchsttemperatur des Isoliermaterials,

Gesamtisolerstärke,

Wärmeleitfähigkeit der Schutzschicht,

Wärmeleitfähigkeit des Isoliermaterials,

Rohrtemperatur,

Lufttemperatur.

Im allgemeinen wird sich das Verhältnis der Wärmeleitfähigkeit der Schutzschicht zu der des Isoliermaterials zwischen den Werten 1,5 bis 2,0 bewegen müssen. Geringere Werte kommen nicht in Betracht, weil sonst die Verwendung guter organischer Materialien wegen ihres höheren Preises überhaupt wirtschaftlich sinnlos wird. Höhere Werte, d. h. eine allzu minderwertige Schutzschicht, bedingt eine Erhöhung ihres Anteils an der Gesamtstärke, die den Nutzen des eigentlichen Isoliermaterials gegenüber guten anorganischen Stoffen ebenfalls illusorisch machen würde.

Für mittlere wirtschaftliche Isolerstärken¹ gibt Abb. 66 für die beiden Verhältnisse der Wärmeleitfähigkeiten den prozentualen Anteil der Schutz-

¹ Genaueres vergleiche I. S. Cammerer: Lit.-Nachw. 75, Heft 7. 1925.

schicht an der Gesamtstärke, wenn die zulässige Grenztemperatur 100°C ist. Die Abbildung zeigt, daß die übliche Stärke einer Schutzschicht von 10 bzw. höchstens 20 mm, die einem prozentualen Anteil an der Gesamtstärke von etwa 30 bis 40 % entspricht, höchstens bis Rohrtemperaturen von 125°C ausreicht. Höhere Temperaturen würden einen Unterstrich bis zu 80 % der Gesamtstärke verlangen.

In der Praxis ist jedoch der Anteil des Unterstrichs auch dadurch beschränkt, daß die Stärke des eigentlichen Isoliermaterials mindestens 20 mm betragen muß, ohne daß die Gesamtstärke die wirtschaftlichste Stärke überschreiten darf. Sobald also der Unterstrich die dadurch gezogene Grenze überschreiten würde, muß die Verwendung organischer

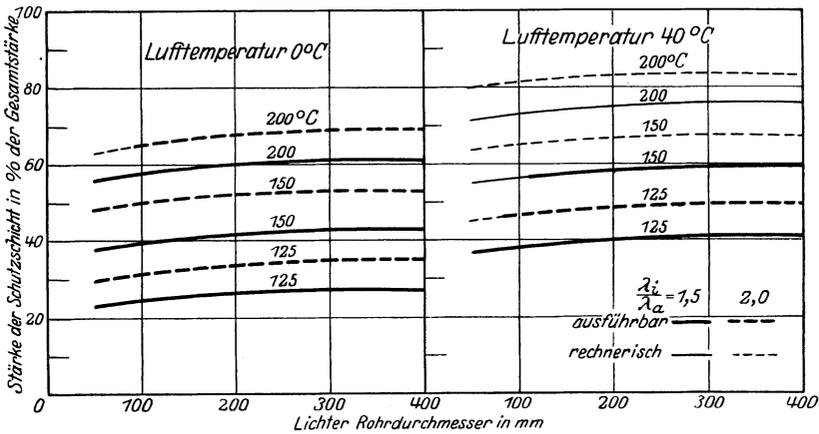


Abb. 66. Schutzschichtstärken für organische Materialien bei Temperaturen über 100° .

Materialien schon aus diesem Grunde ausscheiden. In der Abbildung sind diese ausführbaren Stärken entsprechend hervorgehoben und man sieht, daß bei einer Lufttemperatur von 40°C , wie sie beispielsweise bei Fernheizleitungen in nicht begehbaren Kanälen in Frage kommt, die Verwendung organischer Stoffe auch hierdurch eine wesentliche Einschränkung erfährt. Die Grenze wird noch schärfer gesteckt durch die Notwendigkeit, daß man nicht hitzebeständige Materialien überhaupt nur bei einer ausgesprochenen wirtschaftlichen Überlegenheit verwenden wird. Folgende Zusammenstellung zeigt aber deutlich, daß selbst für eine so niedrige Wärmeleitfähigkeit des eigentlichen Isoliermaterials wie 0,045 nur dann ein Anreiz vorhanden ist, wenn auch die Schutzschicht noch eine Wärmeleitfähigkeit von 0,0675 hat (Verhältnis der Wärmeleitfähigkeit 1,5), was nur bei hochwertigen Massen erreichbar ist. Bedenkt man, daß man heute zu mäßigen Preisen anorganische Materialien erhält, deren Wärmeleitfähigkeit 0,07 beträgt, so wird man die anderen Kombinationen der Zusammenstellung nicht in Betracht ziehen können.

Zahlentafel 57. Mittlere Wärmeleitzahl unter Einrechnung der Schutzschicht. Rohrtemperatur 150°C. Lufttemperatur 40°C.

Wärmeleitzahl des Isoliermaterials in kcal/m h °C	Verhältnis der Wärmeleitzahlen der Schutzschicht und des Isoliermaterials	Mittlere Wärmeleitzahl λ_m der Gesamtisolierung in kcal/m h °C
0,045	1,5	0,057
	2,0	0,069
0,06	1,5	0,076
	2,0	0,092

37. Das Gefrieren des Erdreichs unter Kühlräumen.

Es hat sich gezeigt, daß zuweilen bei Kühlanlagen mit Temperaturen, die wesentlich unter 0°C liegen, Schädigungen dadurch auftreten können, daß infolge des Gefrierens des Erdreichs und der damit verbundenen Ausdehnung die Bodenkonstruktion der Kühlräume zerstört und unter Umständen sogar durch Hebung der Fundamente der Tragsäulen auch die Decke in Mitleidenschaft gezogen wird. Es ist daher nach der Mindestisolierstärke zu fragen, um derartige Erscheinungen unter allen Umständen zu verhindern¹.

In erster Linie wird man den Grundsatz aufstellen müssen, daß Säulen, die durch einen Kühlraum gehen, stets zu isolieren sind, und zwar im allgemeinen nicht unter 60 mm stark (unter besonders ungünstigen Verhältnissen in der gleichen Stärke wie der Fußboden); denn anderenfalls stellen sie, da sie die Fußbodenisolierung durchbrechen, sog. Wärmebrücken zwischen dem Rauminneren und dem Erdreich dar, durch welche nicht nur verhältnismäßig viel Kälte abfließen kann, sondern infolge deren auch die Bodentemperatur an dieser Stelle besonders leicht 0° unterschreitet.

Diese Maßnahme vorausgesetzt, sind dann die gefährdeten Stellen nicht die Säulendfundamente, sondern die an die glatte Bodenfläche angrenzende Erdschicht.

Für die hier zu entscheidende Frage genügt eine angenäherte Berechnungsweise, die in einer gewissen Entfernung vom Fußboden die normale Erdtemperatur auch bei ununterbrochenem Betrieb des Kühlraumes annimmt. Die Größe dieser Entfernung hängt einmal von der Flächenausdehnung des Kühlraumes ab, da hierdurch die Wirkung der seitlich

¹ Bei einer großen Kühlanlage wurde zur Vermeidung jeder Gefahr eine Unterkellerung der gesamten Kühlräume in ca. 50 cm Höhe ausgeführt, durch die gegebenenfalls noch temperierte Luft geblasen werden soll. Da die Kosten dieser Maßnahme sich auf ca. 100 000 \mathcal{M} belaufen, wäre selbst eine überreichlich bemessene Isolierung nach den hier angeführten Formeln weitaus wirtschaftlicher und einfacher gewesen.

aus dem Erdreich zuströmenden Wärmemengen beeinflusst wird, außerdem von der Tiefe des Grundwassers, dessen Temperatur man als konstant und mit $+10^{\circ}\text{C}$ annehmen kann. W. Redenbacher¹ hat in seiner Dissertation München 1917 gelegentlich der Untersuchung der Leitfähigkeit des gewachsenen Erdbodens festgestellt, daß in dem untersuchten Fall in ca. 4 m Abstand vom Kellerboden die unveränderliche Temperatur von 11°C erhalten blieb. Grundwasserströmung war hierbei nicht vorhanden. E. Prätorius² fand bei Kesselanlagen, daß sich die Zone konstanter Temperatur in etwa 3 m Entfernung von den Kesselfundamenten einstellte. Zu berücksichtigen ist aber im letzteren Falle, daß die Anlage in täglich unterbrochener Betriebsweise arbeitete, wodurch eine Verminderung der Tiefe des Eindringens von Temperaturänderungen bedingt ist.

Nicht ohne Bedeutung ist natürlich auch die Zusammensetzung und der Feuchtigkeitsgehalt des Erdbodens, da hiervon seine Wärmeleitfähigkeit abhängt.

Aus dem Gesagten geht hervor, daß im allgemeinen mit vorsichtig geschätzten Werten gerechnet werden muß, wenn nicht die Tiefe des Grundwasserspiegels einwandfrei bekannt ist. Im letzteren Falle ist damit ja die Zone gleichbleibender Temperatur ohne weiteres gegeben. Bemerkt sei aber, daß von einer großen Entfernung des Grundwassers nicht ohne weiteres auf eine geringe Feuchtigkeit des Bodens geschlossen werden kann, die vielleicht ein Ausfrieren überhaupt ausschließen würde, weil wasserstauende Schichten dazwischen liegen können, die das Regen- oder Sickerwasser aufhalten und weil es Bodenarten gibt, die viel Wasser kapillar festzuhalten vermögen. Auf Grund der erwähnten Versuchsergebnisse und unter Berücksichtigung der bei wirklichen Kühlanlagen meist vorhandenen größeren Ausdehnungsfläche wird man aber sagen können, daß man in allerhöchstens 8 m Entfernung von der Bodenfläche des Kühlraumes mit einer konstanten Erdtemperatur $+10^{\circ}\text{C}$ rechnen kann.

Für die Berechnung der notwendigen Isolierschicht, die verhindern soll, daß die Oberfläche des Erdreichs eine geringere Temperatur als 0° bekommt, ist selbstverständlich auch die Art der Fußbodenkonstruktion maßgebend. Aus Gleichung (14) läßt sich durch die Bedingung, daß der Wärmedurchgang durch die Isolierschicht und die Fußbodenkonstruktion gleich der gesamten Wärmemenge ist, die vom Kühlraum bis zur Zone konstanter Temperatur wandert, folgende Gleichung aufstellen:

$$\frac{s_{is}}{\lambda_{is}} + \frac{s_1}{\lambda_1} + \frac{s_2}{\lambda_2} \dots = -\frac{t_1}{t_0} \cdot \frac{s_0}{\lambda_0} - \frac{1}{\alpha_1} \quad (110)$$

¹ Redenbacher, W.: Lit.-Nachw. 48. — Der Dauerzustand der Temperaturverteilung trat hierbei erst nach über 4 Wochen ununterbrochener Betriebsweise ein. Ausfrieren des Erdreichs wurde verhindert.

² Prätorius, E.: Lit.-Nachw. 47.

Darin bedeutet:

- λ_{is} = die Wärmeleitfähigkeit der Isolierschicht in kcal/m h °C,
 s_{is} = die Dicke der Isolierschicht in m,
 $\lambda_1, \lambda_2 \dots$ = die Wärmeleitzahl der sonstigen Schichten, aus welchen der Boden des Kühlraumes besteht, in kcal/m h °C,
 s_1, s_2 = ihre jeweilige Stärke in m,
 λ_0 = die Wärmeleitfähigkeit des Erdreichs in kcal/m h °C,
 s_0 = die Dicke der Erdschicht zwischen Kühlraumboden und der Zone gleichbleibender Temperatur,
 α_1 = die Wärmeübergangszahl von der Luft in dem Kühlraum auf die Bodenfläche in kcal/m² h °C,
 t_1 = die Temperatur des Kühlraumes in °C,
 t_0 = die Temperatur des Erdreichs in °C.

Im Durchschnitt wird man $t_0 = + 10^\circ \text{C}$, die Wärmeübergangszahl zwischen Luft und Boden mit dem für die Isolierung vorsichtigen Wert von 8,0, die Wärmeleitzahl des Erdreichs mit 2,0, wie sie K. Hencky für sehr dichtes Erdreich und W. Redenbacher für lehmigen, tonigen Feinsand bei normaler Feuchtigkeit findet, anzusetzen haben.

Für den extremen Fall $s_0 = 8 \text{ m}$ wird dann die Gleichung

$$\frac{s_{is}}{\lambda_{is}} + \frac{s_1}{\lambda_1} + \frac{s_2}{\lambda_2} + \dots = - 0,4 t_1 - 0,125. \quad (110a)$$

Nachstehende Zusammenstellung zeigt die sich unter den genannten durchschnittlichen Annahmen errechnenden Mindestisolierstärken unter der Voraussetzung einer Bodenkonstruktion aus 25 cm Beton (Wärmeleitfähigkeit ca. 0,8 kcal/m h °C) bei verschiedenen Entfernungen der Zonen unveränderlicher Temperatur bzw. des Grundwassers vom Kühlraumboden, wenn die Lufttemperatur des Kühlraumes -10°C beträgt und die Oberfläche des Erdreichs nicht unter 0° abgekühlt werden darf. Außerdem ist die Temperatur der obersten Schicht des Erdreichs angefügt, wenn eine normale Isolierung mit Korksteinplatten von 100 mm Stärke (Wärmeleitzahl 0,04 kcal/m h °C) verlegt wird.

Zahlentafel 57a.

Entfernung der Zonen unveränderlicher Temperatur bzw. des Grundwassers vom Kühlraumboden	Notwendige Isolierstärke zur Verhinderung des Gefrierens der angrenzenden Bodenschichten in mm	Temperatur des angrenzenden Erdreichs bei 100 mm Isolierstärke in °C
2 m	23	+ 5,0
5 "	83	+ 0,9
8 "	142	- 1,4
		(Gefrierzone ca. 1 m)

Die Zusammenstellung zeigt, daß man wohl nur in seltenen Fällen eine wesentliche Verstärkung der Isolierschicht über das wirtschaft-

liche Maß hinaus vornehmen muß, um ein Ausfrieren des Bodens hintanzuhalten. Immerhin ist besonders bei Räumen mit sehr tiefer Temperatur eine Nachprüfung von Fall zu Fall notwendig.

38. Der Wärmeschutz von Gebäudewänden.

Der Wärmeschutz im Hochbau kann nicht im Rahmen des vorliegenden Buches behandelt werden. Es genügt hier auf das grundlegende Buch von K. Hencky: „Die Wärmeverluste durch ebene Wände“, München-Berlin: Verlag Oldenburg 1920, zu verweisen. Nachstehend sei lediglich ein Diagramm angegeben, das für einfachere Berechnungen bei industriellen Bauten gute Dienste tun kann.

Die moderne Entwicklung der Bautechnik hat zu einer Ausbildung der Festigkeitseigenschaften der Baustoffe geführt, die ihre Anwendung in so geringen Stärken ermöglicht, daß sie ihre gleichzeitige wärmeschutztechnische Funktion, die mit Rücksicht auf eine wirtschaftliche Beheizung unerlässlich ist, nicht mehr wie die älteren Baumethoden zu erfüllen imstande sind. Man ist daher vielfach gezwungen, zur umfassenden Verwendung besonderer wärmeschutztechnischer Konstruktionselemente zu greifen.

Auch die Stärke von Bauteilen bzw. die Bemessung zusätzlicher isolierender Glieder müßte in erster Linie nach wirtschaftlichen Überlegungen erfolgen. Die größere Kompliziertheit der Verhältnisse und die auch heute noch recht unübersichtliche Preisgestaltung läßt jedoch eine derartige Festlegung nur in sehr umständlicher Weise zu. Statt dessen wurde von K. Hencky eine bestimmte höchstzulässige Wärmedurchlässigkeit für Baukonstruktionen, die Schutzwirkung einer $1\frac{1}{2}$ Stein starken Ziegelmauer in die Literatur eingeführt, die in unserem Klima ausreicht, um an allen Stellen eines normalen Raumes einen Feuchtigkeitsniederschlag durch Schwitzwasser auszuschließen. Man darf nach den praktischen Erfahrungen annehmen, daß auf diese Weise auch eine genügend wirtschaftliche Bemessung erreicht wird. Unter ungünstigen klimatischen Verhältnissen, wie z. B. in Ostpreußen, wird man allerdings eine etwas höhere Stärke, etwa die 2 Steine starke Ziegelmauer als Normalwand anzusehen haben.

Handelt es sich um Industriebauten mit besonders stark feuchtigkeitshaltiger Luft, so bedarf es naturgemäß jeweils einer besonderen Berechnung der zur Vermeidung von Schwitzwasser zulässigen Oberflächentemperatur und der zu ihrer Erreichung notwendigen Wärmedurchlässigkeit der Wandkonstruktion (vgl. S. 193).

Im Bauwesen hat sich für die Berechnung der wärmeschutztechnischen Wirkung einer Wandkonstruktion die sog. Wärmedurchlässigkeitszahl eingeführt, die angibt, welche Wärmemenge im Dauerzustand der Wärmeströmung pro Zeit und Flächeneinheit durch eine Wand geht,

wenn zwischen ihren Oberflächentemperaturen ein Unterschied von 1°C besteht. Ihre Dimension ist die gleiche wie die der Wärmedurchgangszahl (vgl. S. 5), also

$$\text{kcal/m}^2 \text{ h } ^{\circ}\text{C}$$

und man bezeichnet sie in der einschlägigen Literatur mit A und berechnet sie aus der Wandstärke s und ihrer Wärmeleitfähigkeit λ :

$$A = \frac{\lambda}{s}. \quad (111)$$

Bei einer aus mehreren Schichten zusammengesetzten Wand gilt gemäß Gleichung 17 auf S. 17:

$$\frac{1}{A} = \frac{1}{A_1} + \frac{1}{A_2} + \dots, \quad (112)$$

wenn $A_1, A_2 \dots$ die Wärmedurchlässigkeitszahlen der einzelnen Schichten bezeichnen. Führt man auch hier wieder für den reziproken Wert den Begriff des Widerstandes ein (vgl. S. 17), so lautet Gl. (112) in Worten:

Der Wärmedurchlässigkeitswiderstand der Gesamtschicht = der Summe der einzelnen Teilwiderstände.

Unter mittleren äußeren Verhältnissen ist der Wärmedurchlässigkeitswiderstand der

1½ Stein starke,	beiderseits verputzte	Ziegelwand	ca. 0,68	m ² h ⁰ C/kcal
2	„	„	„	ca. 0,89 ¹ .

Ist der Wärmedurchlässigkeitswiderstand einer rein auf Festigkeit bemessenen Baukonstruktion geringer als diese normalen Werte, so hat man nach obigem eine Verstärkung mit einem geeigneten Material vorzunehmen, damit diese Werte erreicht werden².

Die Berechnung dieser zusätzlichen Isolierschicht gestaltet sich an Hand der Abb. 67 sehr einfach. Es ist dort für Baustoffe verschiedener Wärmeleitfähigkeit der Wärmedurchlässigkeitswiderstand in Abhängigkeit von der Wandstärke (0 bis 60 cm) aufgetragen. Aus dem Vergleich mit den ebenfalls eingetragenen Normalwerten ist in einfacher Weise zu ersehen, ob eine gewählte Konstruktion auch in wärmeschutz-

¹ Diese von K. Hencky stammenden Werte sind nach den neueren Ergebnissen (vgl. Zahlentafel 75 A 3 im Anhang) etwas hoch, da sie die Wärmeleitfähigkeit des Ziegelmauerwerks mit 0,6, jene des Verputzes mit 0,7 ansetzen. Sie seien hier aber beibehalten, weil eine tatsächliche Klärung der ganzen Verhältnisse noch nicht vorliegt und die Henckyschen Zahlen bei der Verwendung als Normalschutz eine kleine Sicherheit bedeuten.

² Ausgenommen sind natürlich jene Industriebauten, die weder einen besonderen Heizaufwand erfordern, noch Schwitzwasser ausgesetzt sind z. B. Kesselhäuser. Bei Dampf-Turbinenanlagen ist jedoch vielfach die Decke des Maschinenraumes auf Schwitzwasser zu berechnen, da die Turbinenwrasen sich sonst an der Decke niederschlagen.

technischer Hinsicht genügt oder inwieweit sie noch einer Ergänzung bedarf. Diese Ergänzung kann durch Kombination mit einem anderen geeigneten Baumaterial vorgenommen werden (z. B. Schlackenbeton, Bimsbeton usw.). In vielen Fällen wird man sich jedoch zweckmäßiger eines hochwertigen Isoliermaterials bedienen, wie z. B. Korkplatten, besonders wenn der verfügbare Platz beschränkt ist bzw. die Gewichtslast ein Minimum sein soll (bei Heizkörpernischen, Dach-

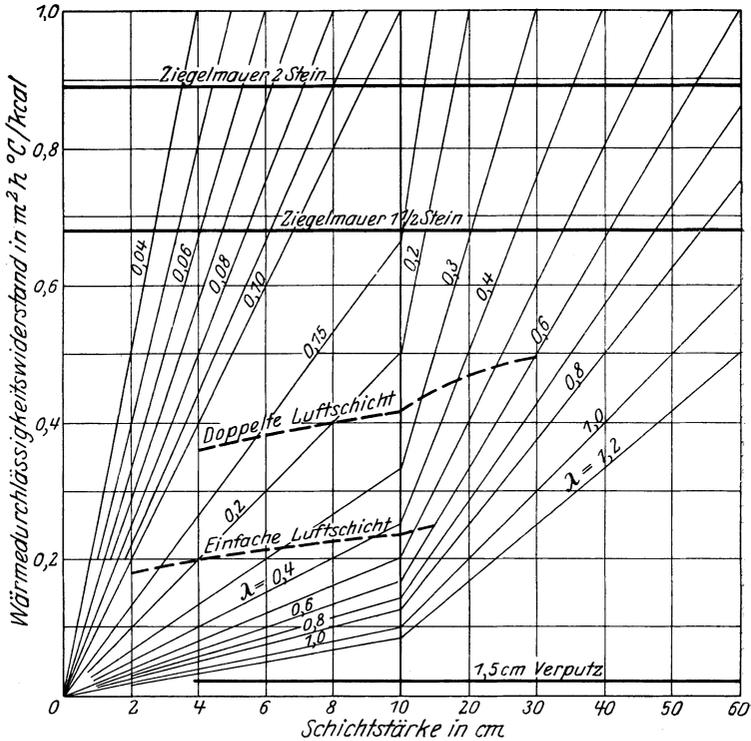


Abb. 67. Berechnungsdiagramm für die Isolierung von Gebäudemauern.

konstruktionen usw.). Die notwendige Stärke der Zusatzschicht bzw. der Isolierung ist aus der Abbildung direkt zu entnehmen, wenn man mit dem Zirkel den fehlenden Wärmedurchlässigkeitswiderstand abgreift und zusieht, bei welcher Wandstärke die Ordinate der Linie jener Wärmeleitfähigkeit, die für das in Aussicht genommene Zusatzmaterial in Betracht kommt, gleich der abgegriffenen Strecke ist. Über die in Frage kommende Wärmeleitfähigkeit von Isolierung und Baustoff vgl. die Diagramme und Zahlentafeln im Anhang. Bei Baustoffen ist, wie in Abschnitt 17e auseinandergesetzt, die Abhängigkeit der Wärmeleitfähigkeit vom Feuchtigkeitsgehalt sorgfältig zu berücksichtigen. In Zahlentafel 75 A3 im Anhang ist deshalb für „trockene“ Wände, wie z. B. bei

geschützter Lage der Mauer, feuchtigkeitsdichter Abdeckung und bei Verwendung von leicht austrocknenden Hohlsteinen eine Feuchtigkeit von 5 Volumenprozent, bei normalen Außenwänden eine solche von 10 Volumenprozent berücksichtigt¹.

Bei Wandkonstruktionen aus nebeneinander liegenden Teilen verschiedener Wärmedurchlässigkeit (Fachwerksbauten, Hohlsteine mit Luftkanälen) muß man mit der mittleren Wärmeleitfähigkeit der Gesamtkonstruktion in die Abbildung eingehen. Nach den Ausführungen im ersten Teil hat die Berechnung unter Zugrundelegung von Gleichung (27) zu erfolgen. Für überschlägige Berechnungen kann man sich mit Nutzen der „Regeln“ des Verbandes der Zentralheizungsindustrie² bedienen, in denen die Wärmedurchgangszahl k für eine große Anzahl von Wandkonstruktionen zusammengestellt ist. Man muß nur von den Wärmedurchgangszahlen, um Abb. 67 benutzen zu können, auf den Wärmedurchlässigkeitswiderstand zurückrechnen nach der Formel:

$$\frac{1}{A} = \frac{1}{k} - 0,15 \quad (113)$$

Darin bedeutet die Zahl 0,15 die Summe der Wärmeübergangswiderstände an den Oberflächen für mittlere Verhältnisse.

Zahlenbeispiel: I. Eine Heizkörpernische schwächt das Ziegelmauerwerk auf 1 Steinstärke. Mit Rücksicht auf die durch die Nähe des Heizkörpers bedingte besonders hohe Lufttemperatur an dieser Stelle, soll durch eine Korkplattenisolierung der Wärmeschutz einer 2 Stein starken Ziegelmauer erreicht werden.

Die Maße sind:

Stärke des Ziegelmauerwerks	25 cm,
„ „ Verputzes beiderseits	1 ¹ / ₂ cm.

Aus der Zahlentafel 75 läßt sich für diesen Fall eine Wärmeleitfähigkeit des Ziegelmauerwerks von etwa 0,60 schätzen, entsprechend der stark austrocknenden Wirkung des Heizkörpers.

Die Berechnungstafel liefert dann:

Wärmedurchlässigkeitswiderstand von 3 cm Verputz	0,040
„ „ „ 25 cm Ziegel	0,415
vorhandener Wärmedurchlässigkeitswiderstand	0,040 + 0,415 = 0,455,
gewünschter Wärmedurchlässigkeitswiderstand	0,89,
benötigter zusätzlicher Wärmedurchlässigkeitswiderstand	0,435.

Bei Verwendung einer Korkplatte mit der Wärmeleitfähigkeit von 0,05 ergibt sich eine notwendige Stärke von ca. 2 cm (unter Abrundung auf Handelsmaß).

II. Für den Ausbau von Dachgeschossen soll der Wärmeschutz einer Holzfachwerkwand ohne Putz, 12 cm stark, auf den Wert von 1¹/₂ Stein Ziegelmauerwerk gebracht werden. Die Korkisolierung besitzt eine Wärmeleitfähigkeit von 0,06 und soll innen verputzt werden.

¹ Die Werte der Zahlentafel gründen sich auf die Versuche von O. Knoblauch, E. Raisch und H. Reiher (Lit.-Nachw. 42), E. Schmidt und A. Großmann (Lit.-Nachw. 10) und I. S. Cammerer (Lit.-Nachw. 10).

² Neu zusammengestellt von E. Schmidt 1926, Lit.-Nachw. 73.

Unter a) 29 ist in den „Regeln“ des Verbandes der Zentralheizungsindustrie die Wärmedurchgangszahl der nicht isolierten Wand mit $2,2 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$ angegeben. Nach obiger Formel ist ihre

$$\text{Wärmedurchlässigkeitszahl } \frac{1}{A} = \frac{1}{2,2} - 0,15 = 0,455 - 0,15 = 0,305.$$

Es wird also ein zusätzlicher Widerstand von

$$0,68 - 0,305 = 0,375$$

benötigt, der lt. Diagramm durch eine 2 cm starke Isolierplatte erhalten wird, wenn man den Schutz des Innenverputzes berücksichtigt.

Die gesamten Additionen bzw. Subtraktionen des Beispiels I und II lassen sich mit dem Zirkel ausführen, so daß die Zwischenwerte in Wirklichkeit nicht abgelesen werden müssen.

In Abb. 67 sind auch die Kurven des Wärmedurchlässigkeitswiderstandes für eine einfache und eine doppelte Luftschicht eingezeichnet, die heute im Bauwesen noch häufig verwendet werden. Man sieht auch hier, daß der Wärmedurchlässigkeitswiderstand von Luftschichten bei weitem nicht wie derjenige fester Körper proportional der Dicke zunimmt, woraus die Zweckmäßigkeit einer mehrfachen Unterteilung folgt. Die Berechnung einer derartig unterteilten Luftschicht kann in gleicher Weise erfolgen, wie sich in der Abbildung die Kurve der doppelten Luftschicht aus der der einfachen Luftschicht ableiten läßt: Der Wärmedurchlässigkeitswiderstand einer 4 cm starken einmal unterteilten Luftschicht ist gleich der von zwei Schichten zu 2 cm^1 , der ein größerer ist als bei einer 4 cm starken ungeteilten Schicht. Bezüglich der Schwitzwassergefahr bei Luftschichten vgl. aber S. 79.

E. Die Bemessung von Wärme- und Kälteschutzmitteln nach Wirtschaftlichkeit.

39. Allgemeines über die „wirtschaftlichste“ Isolierstärke unter Zugrundelegung einer ununterbrochenen Betriebsweise.

Die im vorhergehenden Abschnitt behandelten betriebstechnischen Forderungen schließen im allgemeinen die Bemessung der Stärke einer Isolierung unter wirtschaftlichen Gesichtspunkten nicht aus, weil sich letztere in den zulässigen Grenzen hält bzw. die notwendige Mindestwirkung hervorbringt. Man kann deshalb in der Regel die „wirtschaftlichste“ Stärke ausführen, die dadurch charakterisiert wird, daß die Summe der jährlichen Gesamtaufwendungen für die laufenden Betriebsverluste einerseits und den Kapitaldienst zur Amortisation und Ver-

¹ Die Isolierwirkung einer Luftschicht ist ziemlich erheblich von der Temperatur in ihr abhängig (vgl. S. 78). Für die Abb. 67 wurden 5°C zugrunde gelegt, wie dies für Luftschichten im Mauerwerk von Gebäuden während der Heizperiode im allgemeinen zutreffen wird. Für 1°C Temperaturerhöhung kann man etwa mit einer Verminderung des Wärmedurchlässigkeitswiderstandes von 1% rechnen.

zinsung andererseits ein Minimum wird. Abb. 68 zeigt die bekannte graphische Lösung dieser Aufgabe, wie sie erstmalig 1919 von M. Hottinger¹ im Prinzip aufgestellt und 1921 von M. Gerbel² sorgfältig durchgearbeitet wurde.

Von Gerbel wurden auch Formeln entwickelt, die jedoch praktisch sich nicht eingebürgert haben, da die ihnen zugrunde liegende Abhängigkeit der Anlagekosten vom Volumen der Isolierung und der Größe der Oberfläche der Preisbildung in der Praxis nicht entsprechen. Es muß daher für die Berechnung stets der zeichnerische Weg eingeschlagen werden, den auch Gerbel selbst schon als den bequemeren empfiehlt.

Abb. 68 benötigt kaum einer Erläuterung. Man sieht (alles berechnet in \mathcal{M}/m Jahr) in Kurve a den jährlichen Kapitaldienst für Amortisation und Verzinsung der Anlagekosten in Abhängigkeit von der Isolierstärke aufgezeichnet, in Kurve b den Wärmeverlust an die Umgebung. Da Kurve a mit den Anlagekosten gleichmäßig oder meist sogar in erhöhtem Maße steigt, während

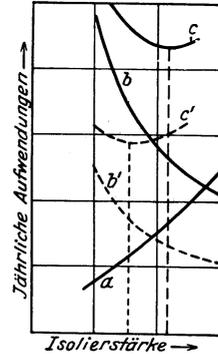


Abb. 68. Graphische Berechnung der wirtschaftlichsten Isolierstärke.

die Betriebsverluste der Kurve b mit zunehmender Isolierstärke immer weniger wirksam vermindert werden, so ergibt die Summenkurve c des jährlichen Gesamtaufwandes bei einer bestimmten Isolierstärke, der „wirtschaftlichsten“, ein Minimum. Bei anderen Stärken ist das Verhältnis zwischen Anlagekosten und erzielten Ersparnissen unwirtschaftlicher. Wählt man die Isolierstärke größer, so erzielen die Anlagekosten keine genügenden Ersparnisse mehr; wählt man sie geringer, so sind die laufenden Aufwendungen im Betrieb zu hoch.

Aus dem Gesagten läßt sich ableiten, daß die wirtschaftlichste Isolierstärke von vielen Größen abhängig ist:

- Krümmungsradius der zu isolierenden Objekte (Rohrdurchmesser),
- Temperatur des Wärmeträgers und der Luft,
- Wärmeleitzahl des Isoliermaterials,
- Wert einer verlorenen Kalorie,
- Anlagekosten des Isoliermaterials,
- Betriebsart,
- jährliche Betriebsdauer,
- Amortisations- und Verzinsungsquote.

Unter diesen Umständen bietet die Ermittlung der wirtschaftlichsten Isolierstärke durch die graphische Berechnung zwar keine besonderen Schwierigkeiten, sie ist jedoch recht umständlich; denn

¹ Hottinger, M.: Lit.-Nachw. 35.

² Gerbel, M.: Lit.-Nachw. 57.

man muß zur einwandfreien Festlegung der einzelnen Kurven mindestens 4, besser 5 Punkte des Kapitaldienstes und der Wärmeverluste berechnen und zu der Kurve des Gesamtaufwandes graphisch addieren. Dies bedeutet bei Anlagen mit verschiedenen Durchmessern und Temperaturen eine Umständlichkeit, welche die Einführung der genauen Bemessung in die Praxis wesentlich erschwert. Nachstehende Zahlentafeln bringen in dieser Hinsicht die notwendige Erleichterung.

Um zunächst einen Überblick über die ungefähre Größe der wirtschaftlichsten Isolierstärke und ihre Beeinflussung durch die verschiedenen Faktoren zu geben, ist in Abb. 69 für ein Material mit guter Wärmeleitfähigkeit, mittleren Anlagekosten, Wärmepreisen und Kapitaldienstquoten die Abhängigkeit der

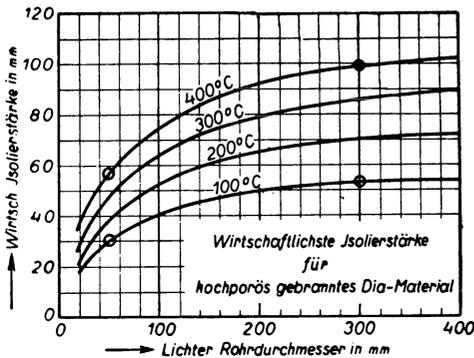


Abb. 69. Abhängigkeit der wirtschaftlichsten Isolierstärke von Rohrdurchmesser und Temperatur.

wirtschaftlichsten Isolierstärke von Rohrdurchmesser und Temperatur gezeichnet. Aus der Abbildung ist zu ersehen, daß mit zunehmendem Rohrdurchmesser die wirtschaftlichste Isolierstärke immer weniger steigt, so daß man von einem Durchmesser von 400 mm un schwer auf größere Durchmesser extrapolieren kann.

Im übrigen bewegen sich die wirtschaftlichsten Isolierstärken von Wärme- und Kälteschutzanlagen innerhalb etwa gleicher Größenordnung, da zwar bei

Wärmeschutzanlagen die Temperaturdifferenzen zwischen dem zu isolierenden Objekt und der Luft etwa 10 mal so groß als bei Kälteschutzanlagen sind, jedoch gleichzeitig die Erzeugungskosten für 1 kcal nur $\frac{1}{10}$ bis $\frac{1}{50}$ betragen.

Die seinerzeit von Gerbel berechneten Isolierstärken scheinen in mancher Beziehung wesentlich über das übliche Maß hinauszugehen. Sie beziehen sich aber trotzdem erst auf mittlere Verhältnisse und es müssen darüber hinaus Isolierstärken bei Kälteleitungen bis zu 300 mm und bei Wärmeschutzanlagen solche bis zu 150 mm vielfach in Betracht gezogen werden. Die Großindustrie ist denn auch tatsächlich zu diesen hohen Stärken übergegangen¹. Die Anwendung derartiger Stärken wäre aber gerade in mittleren und kleineren Werken wegen des höheren Wärmepreises oft noch mehr gerechtfertigt.

In diesem Zusammenhang sei darauf hingewiesen, daß besonders bei kleineren Kälteanlagen, die infolge ihres großen Kälteerzeugungs-

¹ Vgl. K. Hencky: Lit.-Nachw. 33.

preises eine hohe wirtschaftliche Isolierstärke erfordern, fast nie auch nur annähernd genügend Platz für die Ausführung der Isolierung vorhanden ist. Es muß daher vom Konstrukteur mehr als bisher schon bei der Projektierung auf eine wirtschaftliche Bemessung des Wärmeschutzes Bedacht genommen werden (Abstände der Leitungen usw. untereinander und von anderen Objekten, Befestigungsmöglichkeit der Isolierung an Apparaten usw.).

Bemerkt sei, daß es im allgemeinen nicht notwendig ist, die Isolierstärke im Freien anders zu bemessen, als in Innenräumen. Die Steigerung der Wärmeverluste durch die etwas tiefere mittlere jährliche Lufttemperatur und den normalen Windanfall im Freien beträgt meist weniger als 20%, bei größeren Dimensionen sogar kaum 10 bis 20%. Die hierdurch bewirkte Erhöhung der wirtschaftlichsten Isolierstärke hält sich annähernd innerhalb der notwendigen Abrundung auf Handelsmaß.

Bei der Berechnung der wirtschaftlichsten Stärke sind folgende 4 Fälle zu unterscheiden:

1. Die wirtschaftlichste Isolierstärke im vollkommen ununterbrochenen Betrieb, in welchem als Betriebsverluste nur die Wärmeverluste an die Umgebung im Dauerzustand des Wärmeaustausches anzusetzen sind, entsprechend den Erzeugungskosten.

2. Die wirtschaftlichste Isolierstärke bei durchlaufendem Betrieb, der sich aber nicht über das ganze Jahr erstreckt (Heiz- bzw. Kühlperiode, Schiffe usw.). Auch hier kann man genügend genau die Betriebsverluste wie unter 1. ansetzen und lediglich mit einer entsprechend geringeren Betriebsstundenzahl rechnen.

3. Die wirtschaftlichste Isolierstärke bei regelmäßig (täglich) unterbrochener Betriebsweise, bei der die in der Anheiz- bzw. Auskühlungsperiode verlorenen Wärmemengen in besonderer Weise berechnet werden müssen.

4. Die wirtschaftlichste Isolierstärke bei Entwertung der übrigen nichtverlorenen Wärme durch die Wärmeverluste (z. B. Dampfverbrauch von Kondensationsmaschinen durch den Überhitzungsverlust in der Zuleitung oder zusätzliche Wärmeverluste bei Nichtverwertung des Kondensats von Sattedampfleitungen).

Die Berechnung von Gerbel gilt nur für die ersten beiden Fälle.

In den beiden folgenden Abschnitten sind deshalb die Zusammenhänge für die Fälle 3 und 4 noch näher dargelegt.

Dabei ist zunächst wie üblich von einer Rückwirkung der Isolierstärke auf die Bemessung der Anlage selbst abgesehen, was streng genommen allerdings nur für bereits bestehende Anlagen zutrifft. Wie später noch auseinandergesetzt wird, ist aber eine Anwendung derartiger Zahlenwerte auch auf Neuanlagen fast stets ohne weiteres zulässig.

40. Die Berechnung der wirtschaftlichsten Isolierstärke bei täglich unterbrochener Betriebsweise.

Die Erläuterung der graphischen Berechnung der wirtschaftlichsten Isolierstärke bei täglich unterbrochener Betriebsweise ist zum Verständnis der unten folgenden Zahlentafeln notwendig und sei an folgenden zwei Fällen gezeigt:

	Fall 1:	Fall 2:
Rohrdurchmesser	50/57	200/216 mm
Wärmeleitzahl des Isoliermaterials	0,10	0,06 kcal/m h °C
Raumgewicht des Isoliermaterials	600	300 kg/m ³
Spezifische Wärme des Isoliermaterials	0,24	0,20 kcal/kg °C
Temperatur des Wärmeträgers	420	220 °C
Lufttemperatur	20 °C	
Lage der Leitungen	Innenräume	
Tägliche Betriebszeit	10 h	
Jährl. Betriebstage (Anzahl der Betriebsunterbrechungen)	300	
Wärmepreis	1,25	0,5 M/100 000 kcal
Anlagekosten der Isolierung bei 40 mm Stärke	6,0 M/m ²	
Preissteigerung pro 10 mm Isolierstärke	1,0 M/cm	
Amortisations- und Verzinsungsfaktor	0,2	0,4

In Abb. 70 und 71 ist nun für diese beiden Fälle zunächst nach dem normalen Verfahren von Gerbel die Kurve des Kapitaldienstes *a* und der Betriebsverluste *b* in Mark pro lfd. m und Jahr und der sich daraus ergebende Gesamtaufwand *c* (gestrichelte Kurve) in Abhängig

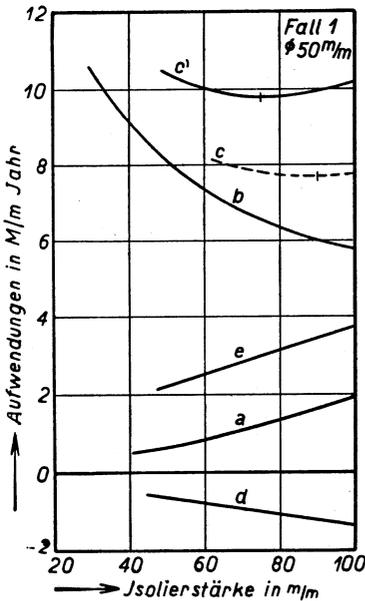


Abb. 70. Berechnung der wirtsch. Isolierstärke im unterbrochenen Betrieb.

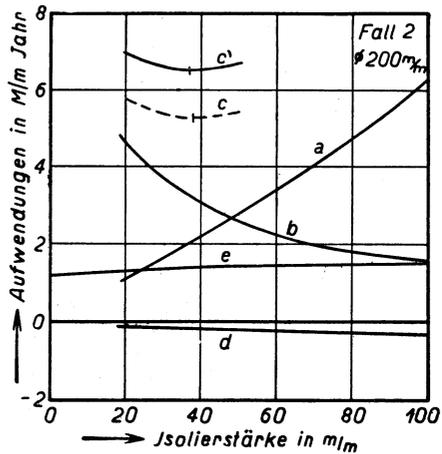


Abb. 71. Berechnung der wirtschaftlichsten Isolierstärke im unterbrochenen Betrieb.

keit von der Isolierstärke eingezeichnet, wobei die unterbrochene Betriebsweise lediglich durch Ansetzen der entsprechenden Betriebszeit

berücksichtigt wird. Unter Betriebszeit sei dabei die Zeit verstanden, während welcher die Leitung unter Druck gesetzt ist, also die eigentliche Arbeitszeit zuzüglich einer etwaigen besonderen Anwärmezeit. Dieses Verfahren vernachlässigt also noch die Verringerung der Wärmeverluste an die Umgebung beim Anwärmen und die Auskühlungsverluste in den Betriebspausen. Vergl. auch die gestrichelten Kurven der Abb. 68, die zeigen, daß infolge der geringeren Betriebszeit Kurve b' flacher als Kurve b (Dauerbetrieb) verläuft, so daß das Minimum des Gesamtaufwandes c' bei einer geringeren Stärke liegt, als das der Kurve c .

Es müssen nun noch zwei weitere Kurven d und e hinzugefügt werden.

Kurve d stellt die Verminderung der Betriebsverluste dar, die dadurch erfolgt, daß in der Anheizzeit während der Zeit z_0 nur ein Bruchteil der Wärmeverluste im Dauerzustand — bei unvollkommener vorhergehender Auskühlung — bzw. gar keine Wärmeverluste vorhanden sind. Diese Kurve ist also im Diagramm negativ aufzutragen.

Die Auskühlungsverluste werden durch die Kurve e berücksichtigt. Die Berechnung der Kurven d und e erfolgt nach Gleichungen (91 a) und (96 a), wobei man für die Isolierstärke 0 (nackte Leitung) die Kurve d stets, also auch für überhitzten Dampf und Heißgase durch den O -Punkt gehen lassen kann (also $z_0 = 0$, d. h. sofortiger Betriebszustand), während die Kurve e für die Isolierstärke 0 einen Auskühlungsverlust ergibt, der hinreichend genau auch für Unterbrechungen von nur 6 bis 8 h gleich dem völligen Verlust der Speicherwärme der Rohrwandung (vgl. Abb. 61, S. 156) gesetzt werden kann.

Kurve d hat nun die entgegengesetzte Neigung wie Kurve e . Während die erstere die wirtschaftlichste Isolierstärke für sich allein gegenüber dem normalen Fall vergrößern würde, würde sie Kurve e verkleinern. Je nach dem Unterschied der Neigung dieser beiden Kurven rückt das Minimum der Kurve des Gesamtaufwandes c' , welcher sämtliche Kurven a , b , d und e zusammenfaßt, mehr oder weniger gegenüber dem Minimum der Kurve c nach innen.

Bei dem vorliegenden Beispiel ergibt sich, daß im Fall I das Minimum der Kurve c bei 90 mm liegt, das der Kurve c' bei 75 mm. Der Unterschied der Berechnungsweise nach Ziffer II und III ist also nicht unerheblich. Im Fall 2 dagegen beträgt die wirtschaftlichste Isolierstärke 38 mm bzw. 37 mm, d. h. der Unterschied ist praktisch geringer als die Zeichengenauigkeit, und die Berechnung der wirtschaftlichsten Isolierstärke nach Gerbel läßt sich auch hier anwenden unter der Voraussetzung, daß man als Betriebszeit nicht die reine Arbeitszeit wählt, sondern die gesamte Zeit, während welcher die Leitung unter Druck steht.

Für die Ermittlung des Gesamtaufwandes bei der wirtschaftlichsten Isolierstärke natürlich ist auch da, wo die Isolierstärke selbst durch die täglichen Betriebsunterbrechungen keiner Beeinflussung unterliegt, die genaue Berechnung nach Abschnitt 32, S. 163, durchzuführen. In den vorliegenden beiden Fällen steigt z. B. der Gesamtaufwand gegenüber der einfachen Gerbelschen Rechnung um 30 bzw. 23%.

Die Frage, wann eine Berücksichtigung der Kurven d und e auch für die Ermittlung der wirtschaftlichsten Stärke unbedingt notwendig ist und wann man einfach nach Gerbel verfahren kann, ist ziemlich kompliziert; allgemein läßt sich sagen, daß eine Berücksichtigung der genauen Verhältnisse für die Wahl der Isolierstärke um so notwendiger ist, je

1. kleiner der Rohrdurchmesser,
2. höher die Rohrtemperatur,
3. höher der Wärmepreis,
4. billiger das Isoliermaterial,
5. geringer die Kapitaldienstquote,
6. größer die Zahl der Betriebsunterbrechungen pro Jahr,
7. größer die Speicherfähigkeit der Isolierung, also Raumgewicht und spezifische Wärme

ist. Für wöchentlich einmalige Betriebsunterbrechungen kann man grundsätzlich den Anwärme- und Auskühlzustand vernachlässigen, solange es sich nur um die Ermittlung der wirtschaftlichsten Stärke handelt.

41. Die Erzeugungskosten einer verlorenen Wärme- und Kälteeinheit.

Der Wärme- bzw. Kältepreis muß bei Wirtschaftlichkeitsbetrachtungen jeweils möglichst genau ermittelt werden. Dabei ist außer Heizwert und Preis des Brennstoffes und Wirkungsgrad der Erzeugungsanlage auch der Generalunkostenzuschlag des Werkes (unter Einschluß der Löhne und der Amortisation für die Anlage) zu berücksichtigen. Auch den Preis für Abdampfwärme hat man nach den hierfür gültigen besonderen Gesichtspunkten zu bemessen. Die Erzeugungskosten von 1000 Kalorien in Dampfform schwanken im allgemeinen etwa zwischen den Grenzwerten 0,0015 bis 0,015 $\mathcal{M}/1000$ kcal¹. Der niedrigste Wert findet sich bei den Selbsterzeugern der Brennstoffe, also den Braunkohlengruben und Kohlenzechen. Der hohe Wert bei Werken mit ungünstiger Frachtlage und kleinen bzw. veralteten Anlagen. Bei Zentralheizungen kann man ziemlich allgemein etwa mit Werten von 0,0075

¹ Der Wärmepreis ist der Einheitlichkeit in den Zahlentafeln halber ebenso wie der Kältepreis auf 1000 kcal bezogen.

bis 0,009 \mathcal{M} /1000 kcal rechnen bei einem Kokspreis von 30 \mathcal{M} /t frei Verwendungsstelle. Während man bei Wärmeerzeugungsanlagen eine wenigstens angenäherte Kenntnis des tatsächlichen Wärmepreises wohl immer voraussetzen kann, fehlt sie vielfach bei Kälteanlagen, bei denen es sich größtenteils um kleinere Aggregate in wenig sachkundigen Händen handelt. Nachstehend sei deshalb eine kleine Übersicht über die ungefähren Kälteerzeugungskosten¹ bei verschiedenen großen Anlagen gegeben, welche die gesamte Anlage jedoch exkl. Gebäude und Grunderwerb umfaßt. Die Amortisations- und Verzinsungsquote der Kälteanlage ist dabei entsprechend den heutigen Verhältnissen mit 18% angesetzt. Die angegebenen Grenzwerte verstehen sich dergestalt, daß der Preis um so niedriger ist, je größer die Anlage ist.

Zahlentafel 58. Kälteerzeugungskosten.

	Umfang der Leistung der Anlage in kcal/h	Antriebsart	Kühlwasserbeschaffung	Betriebsweise	Erzeugungskosten von 1000 kcal in Mark
Große Kühlanlage	über 100 000	Dieselmotor	Eigene Brunnenanlage	200 sechszehnstündige Arbeitstage	0,055 bis 0,085
Mittlere Kühlanlage	15 000 bis 100 000	"	"	"	0,085 bis 0,20
Kleine Kühlanlage	2500 bis 15 000	Elektromotor	Städtische Leitung	200 sechsstündige Arbeitstage	0,30 bis 0,58

42. Die Wertsteigerung einer verlorenen Wärmeeinheit durch zusätzliche Betriebsverluste.

Im allgemeinen können in Wirtschaftlichkeitsbetrachtungen als Preis einer verlorenen Wärmeeinheit deren Gestehungskosten angesetzt werden. Die Aufwendungen im Betrieb für die Wärmeverluste an die Umgebung sind aber nur dann tatsächlich mit deren Erzeugungskosten gleichbedeutend, wenn die Möglichkeit der Ausnutzung der übrigen Wärme hierdurch nicht beeinträchtigt wird. Dies ist in der Regel der Fall. Immerhin gibt es manche wichtige Ausnahmefälle, bei denen die wirklichen Betriebsaufwendungen infolge dieses Wärmeverlustes ein Mehrfaches der reinen Erzeugungskosten sind und es müssen dann offenbar nicht die letzteren, sondern die ganzen durch ihn bedingten Mehraufwendungen in Ansatz gebracht werden².

¹ Diese Zusammenstellung verdankt der Verfasser der Gesellschaft für Lindes Eismaschinen A.-G., Wiesbaden.

² Vgl. I. S. Cammerer: Lit.-Nachw. 20 u. 55.

Dies geschieht am einfachsten in Form eines

Betriebsaufwandsfaktors b ,

der ausdrückt, welches Vielfache der Erzeugungskosten der reinen Wärmeverluste an die Umgebung die tatsächlichen Betriebsaufwendungen darstellen. Diese Aufwendungen sind ja innerhalb der praktisch vorkommenden Grenzen den Verlusten proportional. Man hat also nur den Wärmepreis mit dem Betriebsaufwandsfaktor zu multiplizieren, um im übrigen ohne weiteres den normalen Rechnungsgang auch in den bezeichneten Fällen beibehalten zu können.

Der Betriebsaufwandsfaktor ist je nach den näheren Umständen verschieden. Die beiden praktisch wichtigsten Fälle sind:

Heißdampfkräftleitungen mit unvollkommener Ausnutzung des Abdampfes,

Sattdampfleitungen mit unvollkommener Weiterverwendung des Kondensats.

a) Heißdampfkräftleitungen. Der Wärmeverlust von Heißdampfkräftleitungen vermindert durch den von ihm hervorgerufenen Temperaturabfall in der Zuleitung zur Maschine das ausnutzbare Wärmegefälle des Dampfes und bedingt dadurch einen vermehrten Dampfverbrauch pro Leistungseinheit. Je nach der Art der Maschine und der Verwendung des Dampfes nach seinem Austritt (Auspuß-, Kondensations-, Anzapf- oder Gegendruckmaschinen mit den verschiedenen Möglichkeiten der Verwendung der Abwärme) ist der ganze Wärmeinhalt des mehrverbrauchten Dampfes oder nur ein Teil davon als verloren in Rechnung zu setzen.

Es besteht die Möglichkeit, für den Betriebsaufwandsfaktor eine Formel aufzustellen, welche die Berechnung des Temperaturabfalls in der Zuleitung nicht nötig macht. Bezeichnet man mit:

ε = den prozentualen Dampfverbrauch der Maschine für 1 °C Überhitzungsverlust,

i_a = den Wärmeinhalt des Dampfes am Anfang der Leitung in kcal/kg abzüglich des natürlichen Wärmeinhalts des Speisewassers,

i_n = den noch ausnutzbaren Wärmeinhalt des Dampfes nach Verlassen der Maschine in kcal/kg,

c_p = die spezifische Wärme des Dampfes in der Leitung in kcal/kg °C,

dann ergibt sich der Betriebsaufwandsfaktor:

$$b = \frac{0,01 \cdot \varepsilon \cdot (i_a - i_n)}{c_p}. \quad (114)$$

Die spezifische Wärme des Dampfes in der Leitung kann dabei mit ihrem Wert am Beginn der Leitung eingesetzt werden, obwohl streng

genommen die spezifische Wärme für die mittlere Temperatur des Dampfes in der Leitung maßgebend ist.

Für den Grenzfall der reinen Kondensationsmaschine ergibt sich der Faktor b laut folgender Zahlentafel 59 bzw. Abb. 72.

Zahlentafel 59. Dampfmeerverbrauch ϵ und Betriebsaufwandsfaktor b bei Kondensationsturbinen.

Annahmen:

Natürliche Speisewassertemperatur . . . 10° C
 Ausnutzbare Kondensattemperatur . . . 30° C¹

Dampfüberhitzung in °C	Dampfmeerverbrauch pro 1° C Überhitzungsverlust (nach Baumann)
0	0,2
80	0,15
160	0,13

Druck in ata	Dampf Temperatur in °C	Betriebsaufwands- faktor b in %
10	300—400	1,85
20	300—400	1,80
30	300—400	1,76

Zahlentafel 60.
 Dampfmeerverbrauch ϵ bei Kondensationskolbenmaschinen.

Annahmen:

Natürliche Speisewassertemperatur . . . 10° C
 Ausnutzbare Kondensattemperatur . . . 30° C

Dampfdruck in ata	Dampf Temperatur in °C	Dampfmeerverbrauch pro 1° C Überhitzungsverlust ² in %
11	250	0,19
	300	0,17
	350	0,16
21	250	0,29
	300	0,21
	350	0,19
31	250	—
	300	0,23
	350	0,20

Es ist ohne weiteres klar, daß der Einfluß der Dampfentwertung durch die Wärmeverluste in der Zuleitung auf die wirtschaftliche Stärke bei der Höhe dieses Betriebsaufwandsfaktors erheblich ist. Zahlenbeispiele vgl. S. 230.

¹ Ungefährer Mittelwert zwischen Frischwasserkühlung und Rückkühlung.

² Aus Angaben berechnet, die der Verfasser der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg, Werk Nürnberg, verdankt.

b) **Sattdampfleitungen mit Kondensatverlusten.** Verhältnismäßig gering ist der Betriebsaufwandsfaktor im allgemeinen bei Sattdampfleitungen, bei denen sich der Wärmeverlust nur in einer Verminderung

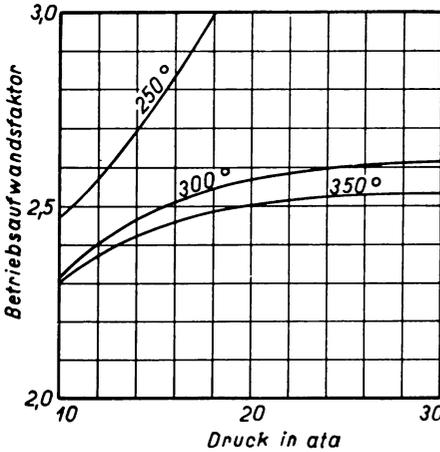


Abb. 72. Betriebsaufwandsfaktor b bei Kondensationskolbenmaschinen.

der am Ende der Leitung zur Verfügung stehenden Dampfmenge zeigt, ohne sie selbst für den Verbrauchszweck zu entwerfen. Die gesamten Betriebsaufwendungen erhöhen sich zwar gegenüber den eigentlichen Wärmeverlusten in der Leitung noch um die Wärmeverluste bei der Weiterführung des Leitungskondensats und um den Kapitaldienst der hierzu nötigen Betriebseinrichtungen. Diese Aufwendungen sind aber bei einem normalen Wärmeschutz gering und jedenfalls in keiner nennenswerten Abhängigkeit von der Stärke der Isolierung.

Wird jedoch der Wärmeinhalt des Kondensats nicht oder nicht ganz weiter verwendet, so erreicht auch bei Sattdampfleitungen der

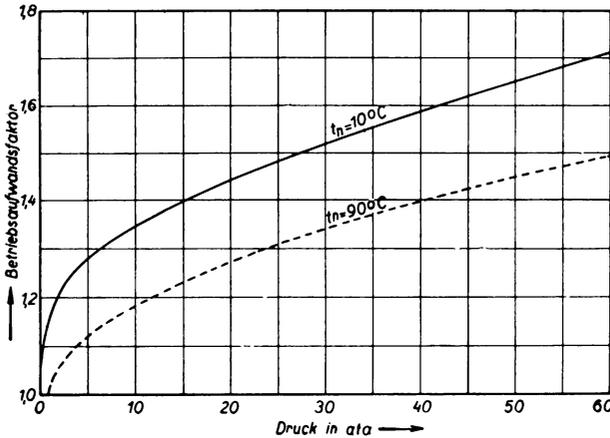


Abb. 73. Betriebsaufwandsfaktor b bei Sattdampfleitungen.

Betriebsaufwandsfaktor einen nicht unerheblichen Betrag. Hier gilt folgende Gleichung:

$$b = 1 + \frac{t_s - t_n}{r} \quad (115)$$

Darin bedeutet:

t_s = die Sättigungstemperatur in $^{\circ}\text{C}$,

t_n = die Nutzttemperatur des Kondensats in $^{\circ}\text{C}$,

r = die Kondensationswärme von 1 kg Dampf in kcal/kg.

Wird die Speisewassertemperatur wieder mit 10°C angenommen und vollständiger Verlust des Leitungskondensats bzw. Verwertung mit 90°C (also bei Druckentspannung) vorausgesetzt, so ergibt sich ein Betriebsaufwandsfaktor gemäß Abb. 73 in Abhängigkeit vom Druck in ata. Man sieht, daß bei hohen Drücken der Betriebsaufwandsfaktor gleich dem von Kondensationsmaschinen werden kann.

43. Zahlentafeln zur Berechnung der wirtschaftlichsten Isolierstärke.

Wie schon erwähnt, beansprucht die graphische Ermittlung der wirtschaftlichsten Isolierstärke einen sehr großen Zeit- und Arbeitsaufwand. Bedenkt man, daß es sich bei den meisten Anlagen um verschiedene Rohrdurchmesser und Temperaturen handelt, so daß man also, wie in Abb. 69 angedeutet, mindestens 4 Stärken berechnen muß, um nach dem typischen Kurvenverlauf dieser Abbildung interpolieren zu können, sowie daß man diesen Rechenaufwand nochmals wenigstens verdreifachen muß, weil man ja meist auch eine Entscheidung zwischen den zur Verfügung stehenden Materialien treffen muß¹, so hat man selbst bei Dauerbetrieb etwa 90 Punkte zu berechnen, 180 Punkte in Diagrammen aufzutragen und zu 36 Kurven zusammenzufassen.

Aus dem Gesagten erklärt sich die heute noch vielfach unzureichende Berücksichtigung der an sich einfachen wirtschaftlichen Überlegungen in der Industrie. Schematas, die teils von großen Lieferfirmen angegeben, teils von Zentralstellen abnehmender Werke auf Grund überschlägiger Berechnungen aufgestellt wurden, müssen notwendigerweise zu ganz erheblichen Abweichungen von den in den einzelnen Fällen richtigen Lösungen führen, und die begangenen Fehler sind um so größer, als man bei Aufstellung derartiger Durchschnittswerte mangels anderer Unterlagen fast stets von der einfachen Lösung von Gerbel ausgegangen ist.

Daraus erhellt die Notwendigkeit eines allgemeinen Tafelwerks der wirtschaftlichsten Isolierstärken², das die wirtschaftlichste Isolierstärke

¹ Diese Materialauswahl setzt voraus, daß man den jährlichen Gesamtaufwand für die erwähnten vier typischen Fälle bei jedem der in Frage kommenden Materialien vergleicht; denn es kann sehr wohl das eine Material bei höheren Temperaturen mit Rücksicht auf seine bessere Isolierwirkung den Vorzug verdienen, während das andere für niedrigere Temperaturen infolge seiner billigeren Anlagekosten das wirtschaftlichere ist.

² Cammerer, I. S.: Lit.-Nachw. 55.

für jeden beliebigen Fall direkt bzw. nach Ausführung einfacher vorbereitender Rechnungen entnehmen läßt. Der Zeit- und Arbeitsaufwand sinkt dadurch auf einen Bruchteil des bisher notwendigen. Auch die Ermittlungen des jährlichen Gesamtaufwandes bei verschiedenen Materialien bedarf nunmehr lediglich für die betreffende Isolierstärke allein der Ermittlung des Betriebs- und Kapitalaufwandes unter gleichzeitiger Einsparung jeglicher graphischer Aufzeichnung. Die Abhängigkeit dieser Größe von der Isolierstärke interessiert nicht mehr.

Um trotz der großen Anzahl von beeinflussenden Größen zu einer einigermaßen handlichen Form der Zahlentafeln zu gelangen, müssen kleinere Vereinfachungen in den Kauf genommen werden, was um so leichter statthaft ist, als ja grundsätzlich eine Abrundung der theoretisch genauen Werte auf Handelsmaß notwendig wird. Diese Abrundung wird selbstverständlich möglichst nach unten erfolgen müssen, da ja eine Abrundung nach oben nur einen unnötig höheren Kapitalaufwand bei der Beschaffung der Anlage bedingen würde, ohne den jährlichen Gesamtaufwand wesentlich vermindern zu können.

Hierzu kommt, daß besonders bei größeren Isolierstärken das Minimum der Gesamtaufwandskurve c in Abb. 68 einen außerordentlich flachen Charakter hat, so daß schon die Zulassung einer ganz geringen Erhöhung des Gesamtaufwandes eine außerordentlich wirksame Abrundung noch unter das der genauen wirtschaftlichen Isolierstärke nächstliegende Handelsmaß herunter ermöglicht. Mit Rücksicht auf die Schwierigkeiten der Unterbringung und Ausführung großer Stärken wird man grundsätzlich hiervon Gebrauch machen. Bei nachfolgenden Zahlentafeln ist als Maß dieser Abrundung eine zulässige Erhöhung des Mindestgesamtaufwandes um 1% zugrunde gelegt worden. Will man aus bestimmten Gründen darüber hinausgehen, so ist es nicht schwierig, sich durch Berechnung des Gesamtaufwandes für die vorgesehene noch stärker abgerundete Isolierstärke ein Bild zu machen, ob die Erhöhung der jährlichen Gesamtaufwendungen zugelassen werden soll.

a) Vollständiger Dauerbetrieb. In Zahlentafel 62 sind die verschiedenen, die wirtschaftlichste Isolierstärke beeinflussenden Größen wie folgt eingetragen:

Rohrdurchmesser in Spalte 1 und 2,

Wärmeleitfähigkeit der Isolierung in Spalte 3,

¹ Hencky, K. schlägt eine Abrundung von 2% entsprechend der Normalberechnungsgenauigkeit vor. Vgl. Lit.-Nachw. 9. Bei der Aufstellung allgemeiner Zahlentafeln erscheint es jedoch unzulässig, allzu stark von den genauen Werten abzugehen. Man wird dies vielmehr gegebenenfalls besser einer Entscheidung von Fall zu Fall überlassen.

Anlagekosten der Isolierung in Spalte 4, zusammengezogen mit
 jährliche Kapitaldienstquote in Spalte 4,
 Temperaturdifferenz zwischen Rohr und Luft in Spalte 5, zusammen-
 gezogen mit
 Wärmepreis in Spalte 5.

Die getroffene Staffelung der einzelnen Größen ist so gewählt, daß sie stets eine einfache Interpolation unter Berücksichtigung des Handelsmaßes ermöglicht. Spalte 4 und 5 bedürfen noch einer kurzen Erläuterung.

In Spalte 4 ist das Produkt aus Anlagekosten und Amortisation und Verzinsungsfaktor eingetragen, also der jährliche Kapitaldienst, allerdings nicht dieser selbst, sondern seine Zunahme pro 10 mm Isolierstärke. Die Einführung des Kapitaldienstes ist nämlich insofern schwierig, als in der Praxis die Abhängigkeit der Anlagekosten von der Stärke eine völlig willkürliche sein kann. Es ist deshalb von der Tatsache Gebrauch zu machen, daß die wirtschaftlichste Stärke in Abb. 68, die sich auf 1 lfd. m Rohr bezieht, lediglich von der Änderung des Kapitaldienstes mit der Isolierstärke bestimmt wird, also von der Neigung der Kurve a , nicht jedoch von ihren absoluten Werten. Zahlentafel 62 legt in Spalte 4 daher 5 Normalpreiskurven zugrunde, welche durch den Nullpunkt gehen. Nun ist aber weiterhin zu berücksichtigen, daß die Preise in der Praxis stets auf den Quadratmeter äußerer Oberfläche bezogen werden, also nicht auf den laufenden Meter, wie es die Berechnung verlangt, und in der Regel natürlich nicht durch den Nullpunkt gehen.

Aus diesem Grund muß die Kapitaldienstzunahme pro 10 mm Stärke und pro Quadratmeter äußerer Oberfläche, wie sie zunächst in den Angeboten vorliegt, noch mit einem Korrekturglied versehen werden, bevor man mit ihr (nach Multiplikation mit der Kapitaldienstquote) in Spalte 4 der Zahlentafel 62 eingeht. Es bedeutet:

- f = die gegebene Preiszunahme pro 10 mm Stärke in \mathcal{M}/m^2 10 mm,
 K_0 = der extrapolierte Preis der Isolierung bei der Isolierstärke 0 in \mathcal{M}/m^2 ,
 d_i = der Außendurchmesser des Rohres in mm,
 s_1, s_2 = die Isolierstärken, innerhalb welcher die Preiszunahme betrachtet wird, in mm.

Dann wird die umgerechnete Steigerung des Kapitaldienstes f' , mit welcher in die Zahlentafel 62 einzugehen ist:

$$f' = f + K_0 \cdot \frac{10}{s_1 + s_2 + \frac{d_i}{2}} \quad (116)$$

$$= f + K_0 \cdot g. \quad (116 \text{ a})$$

Nachstehende Tabelle enthält den Faktor g .

Zahlentafel 61. Umrechnungsgröße g für Gleichung (116a).

Rohrdurchmesser in mm	Umrechnungsgröße g bei Isolierstärken in mm von				
	30—40	40—50	50—100	100—200	über 200
50/57	0,10	0,085	0,06	0,033	0,02
100/108	0,075		0,05	0,03	0,02
200/216	0,05		0,04	0,025	0,015
400/420	0,03			0,02	0,01

Wie ersichtlich, ist der Faktor g abhängig von der Isolierstärke. Die unvermeidliche Abrundung des Resultates auf Handelsmaß gestattet aber eine Zusammenfassung in Gruppen derart, daß die Abschätzung des Endresultates behufs Auswahl des Faktors g so leicht gemacht wird, daß man nur bei niedrigsten Isolierstärken und kleinen Rohrdurchmessern evtl. mit einer Wiederholung der Rechnung nach Korrektur des ursprünglich gewählten Faktors rechnen muß.

Noch aus einem anderen Grunde kann zuweilen eine Wiederholung des Rechnungsganges, die ja an Hand der Zahlentafel wenig Umstände macht, notwendig werden. Die Preisabhängigkeit von der Isolierstärke pro Quadratmeter äußerer Oberfläche ist ja nicht in allen Fällen einfach linear. Sie wird dies zwar meist über den hauptsächlichsten Bereich sein, wenn nicht, kann man sie aber immer in einfachster Weise in zwei, allerhöchstens in drei lineare Stücke zerlegen. Man führt dann die Berechnung zunächst mit dem Teil der Preisgeraden durch, für die man die wirtschaftlichste Stärke erwartet, und wird sich nach einiger Übung nur sehr selten genötigt sehen, die wirtschaftlichste Stärke, da sie nicht in diesen Bereich fällt, noch einmal mit dem benachbarten Stück zu ermitteln. Selbstverständlich wird man soweit möglich die Zerlegung der Preiskurve in lineare Stücke möglichst so vornehmen, daß sie gleich der Gruppeneinteilung der Zahlentafel 61 entspricht, um nur einen einzigen Wert f' hierfür errechnen zu müssen.

Den Amortisations- und Verzinsungsfaktor einer Isolierung kann man im Durchschnitt mit etwa 20% annehmen, wie dies heute in der Großindustrie üblich ist, unter dem Gesichtspunkt, daß die Zeitdauer bis zu Beginn größerer Reparaturen auf etwa 6 bis 7 Jahre geschätzt werden kann und während dieser Zeit der mittlere Verzinsungssatz etwa 5% beträgt. Nach dieser Zeit wird zwar die Lebensdauer der Isolierung noch nicht erschöpft sein, an Stelle der Kapitaldienstquote tritt aber eine entsprechende Reparaturquote. Besondere Verhältnisse können natürlich auch eine ganz andere Wahl des Kapitaldienstfaktors rechtfertigen, z. B. wenn eine Leitung nur 2 Jahre liegt und man mit einer Wiederverwendung des Isoliermaterials nicht oder nur zu einem gewissen Prozentsatz rechnen kann.

Zahlentafel 62. Wirtschaftlichste Isolierstärke in mm:

Rohr- Be- zeich- nung	Durch- messer in mm	Wärme- leitzahl der Iso- lierung in kcal m h °C	Preiszunahme pro 10 mm Isolierstärke (f bzw. f') x Kapital- dienstquote in M/m ² Jahr (bei tägl. unterbrochenem Be- trieb evtl. unter Be- rücksichtigung der zuzüglichen Verluste nach Abschn. 43 c)	1. Bei Dauerbetrieb (Abschnitt 43 a): Wärmepreis x Temperaturdifferenz zwischen Wärmeträger und Luft												
				2. Bei unterbrochenem Betrieb (Abschn. 43 bu. c): Wärmepreise x Temperaturdifferenz x $\frac{\text{Betriebsstundenzahl}}{8760}$												
				3. Bei zusätzlichen Betriebsverlusten (Abschn. 43d): wie unter 1. oder 2. x Betriebsaufwandsfaktor b												
				0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0	6,0	8,0	
50	51/57	0,050	0,10	40	50	60	70	70	80	90	100	110	120	140	150	
			0,20	30	40	50	60	60	70	70	80	80	90	100	110	120
			0,30	20	30	40	50	50	60	60	70	70	80	90	100	110
			0,50	20	30	30	40	40	50	50	60	60	70	80	90	90
			1,00	10	20	20	30	30	40	40	40	40	50	50	60	70
		0,075	0,10	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130	150	170	
			0,20	30	40	50	60	70	70	80	90	100	110	120	140	
			0,30	20	30	40	50	60	60	70	80	90	100	110	120	
			0,50	20	30	30	40	50	50	60	70	70	80	90	100	
			1,00	10	20	20	30	30	40	40	50	50	60	60	70	
		0,100	0,10	50	60	70	80	90	100	110	120	130	150	170	190	
			0,20	30	50	60	60	70	80	90	100	110	120	130	150	
			0,30	30	40	50	60	60	70	70	80	90	100	110	130	
			0,50	20	30	40	50	50	60	60	70	80	80	90	110	
			1,00	15	20	30	30	40	40	50	50	60	60	70	80	
		0,125	0,10	50	60	70	80	90	110	120	130	140	160	180	210	
			0,20	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130	150	170	
			0,30	30	40	50	60	60	70	80	90	100	110	120	140	
			0,50	20	30	40	50	50	60	70	70	80	90	100	120	
			1,00	15	20	30	30	40	50	50	60	60	70	80	90	
		0,150	0,10	50	60	70	90	100	110	130	140	150	170	200	230	
			0,20	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130	160	180	
			0,30	30	40	50	60	70	70	80	90	100	110	130	150	
			0,50	20	30	40	50	50	60	70	80	80	90	100	120	
1,00	15		20	30	30	40	50	50	60	60	70	80	90			
100	100,5/108	0,050	0,10	50	60	70	80	90	100	110	120	130	150	170	190	
			0,20	40	50	50	60	70	80	90	100	110	120	130	150	
			0,30	30	40	50	50	60	70	80	90	100	110	120	130	
			0,50	20	30	40	40	50	60	60	70	80	90	100	110	
			1,00	15	20	30	30	30	40	50	50	60	60	70	80	
		0,075	0,10	50	70	80	90	100	110	130	140	150	170	190	220	
			0,20	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130	150	170	
			0,30	30	40	50	60	70	80	90	100	100	110	130	150	
			0,50	20	30	40	50	60	60	70	80	80	90	110	120	
			1,00	15	20	30	30	40	50	50	60	60	70	80	90	
		0,100	0,10	60	70	90	100	110	130	140	150	160	190	210	240	
			0,20	40	60	70	80	80	100	110	120	130	140	160	180	
			0,30	30	50	60	70	70	80	90	100	110	120	140	160	
			0,50	30	40	40	50	60	70	80	80	90	100	120	130	
			1,00	20	30	30	40	40	50	60	60	70	80	90	100	

Zahlentafel 62 (Fortsetzung).

Bezeichnung	Rohr-Durchmesser in mm	Wärmeleitfähigkeit der Isolierung in $\frac{\text{kcal}}{\text{m h } ^\circ\text{C}}$	Preiszunahme pro 10 mm Isolierstärke (f bzw. f') x Kapitaldienstquote in \mathcal{M}/m^2 Jahr (bei tägl. unterbrochenem Betrieb evtl. unter Berücksichtigung der zuzüglichen Verluste pro 10 mm Stärke nach Abschn. 43c)	1. Bei Dauerbetrieb (Abschnitt 43a): Wärmepreis x Temperaturdifferenz zwischen Wärmeträger und Luft															
				2. Bei unterbrochenem Betrieb (Abschn. 43b u. c) Wärmepreis x Temperaturdifferenz x $\frac{\text{Betriebsstundenzahl}}{8760}$															
				3. Bei zusätzlichen Betriebsverlusten (Abschn. 43d) wie unter 1. oder 2. x Betriebsaufwandfaktor i															
				0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0	6,0	8,0				
100	100,5/108	0,125	0,10	60	80	90	100	110	130	150	160	170	200	220	260				
			0,20	50	60	70	80	90	110	120	130	140	150	170	190				
			0,30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130	150	170				
			0,50	30	40	50	50	60	70	80	90	100	110	130	140				
			1,00	20	30	30	40	50	60	60	70	80	90	100	110				
		0,150	0,10	60	80	100	110	120	140	160	170	180	210	240	280				
			0,20	50	60	70	80	90	110	120	130	140	160	180	200				
			0,30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	140	160	180				
			0,50	30	40	50	60	60	80	80	90	100	120	130	150				
			1,00	20	30	30	40	50	60	70	70	80	90	100	120				
200	203/216	0,050	0,10	50	70	80	90	100	120	130	140	160	180	200	230				
			0,20	40	50	60	70	80	100	110	120	130	140	160	180				
			0,30	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	140	150				
			0,50	20	40	40	50	60	70	80	80	90	100	120	130				
			1,00	15	30	30	40	40	50	50	60	70	80	90	100				
		0,075	0,10	60	80	90	100	110	130	150	160	180	200	220	260				
			0,20	50	60	70	80	90	110	120	130	140	160	180	200				
			0,30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	140	160	170				
			0,50	30	40	50	60	70	70	80	90	100	110	130	150				
			1,00	20	30	40	40	50	50	60	70	80	90	100	110				
		0,100	0,10	60	90	100	110	130	150	170	180	200	220	240	290				
			0,20	50	60	80	90	100	120	130	140	150	170	200	220				
			0,30	40	50	70	80	90	100	110	120	130	150	170	190				
			0,50	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	140	160				
			1,00	20	30	40	50	50	60	70	80	80	90	110	120				
		0,125	0,10	70	90	110	120	130	150	170	190	210	230	260	320				
			0,20	50	70	80	90	100	120	130	150	160	180	210	230				
			0,30	40	60	70	80	90	110	120	130	140	160	180	200				
			0,50	30	50	60	70	80	90	100	110	120	130	150	170				
			1,00	20	30	40	50	60	70	70	80	90	100	120	130				
		0,150	0,10	70	90	110	120	140	160	180	200	220	250	270	340				
			0,20	50	70	90	100	110	130	140	160	170	200	220	240				
			0,30	40	60	70	80	90	110	120	130	150	170	190	210				
			0,50	30	50	60	70	80	90	100	110	120	130	160	180				
			1,00	20	30	40	50	60	70	80	90	90	100	120	140				
		400	402/420	0,050	0,10	60	80	100	110	120	140	150	160	180	200	230	260		
					0,20	50	60	70	80	90	110	120	130	140	160	180	210		
					0,30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130	150	170		
					0,50	30	40	50	60	70	80	80	90	100	110	130	150		
					1,00	20	30	30	40	50	60	60	70	80	80	100	120		

Zahlentafel 62 (Fortsetzung).

Rohr- Be- zeichnung	Durch- messer in mm	Wärme- leitzahl der Iso- lierung in $\frac{\text{kcal}}{\text{m h } ^\circ\text{C}}$	Preiszunahme pro 10 mm Isolierstärke (f bzw. f') x Kapital- dienstquote in \mathcal{M}/m^2 Jahr (bei tägl. unterbrochenem Be- trieb evtl. unter Be- rücksichtigung der zuzüglichen Verluste pro 100 mm Stärke nach Abschn. 43c)	1. Bei Dauerbetrieb (Abschnitt 43a): Wärmepreis x Temperaturdifferenz zwischen Wärmeträger und Luft													
				2. Bei unterbrochenem Betrieb (Abschn. 43 b u. c): Wärmepreis x Temperaturdifferenz Betriebsstundenzahl x 8760													
				3. Bei zusätzlichen Betriebsverlusten Abschn. 43d): wie unter 1. oder 2. x Betriebsaufwandsfaktor b													
				0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0	6,0	8,0		
400	402/420	0,075	0,10	70	90	110	130	140	160	170	190	210	230	270	300		
			0,20	50	70	80	90	100	120	140	150	160	190	210	240		
			0,30	40	60	70	80	90	110	120	130	140	160	180	200		
			0,50	30	50	60	70	80	90	90	100	120	130	150	170		
			1,00	20	30	40	50	60	70	70	80	90	100	110	130		
		0,100	0,10	80	100	120	140	150	170	190	210	230	260	300	340		
			0,20	60	80	90	100	110	130	150	170	180	210	230	260		
			0,30	40	60	80	90	100	120	130	140	150	180	200	220		
			0,50	30	50	60	70	80	90	100	110	130	140	170	190		
			1,00	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	140		
		0,125	0,10	80	110	130	150	160	190	210	230	250	280	330	370		
			0,20	60	80	100	110	120	140	160	180	190	220	230	280		
			0,30	50	70	90	100	110	130	140	160	170	190	220	240		
			0,50	40	60	70	80	90	100	110	120	140	150	180	200		
			1,00	30	40	50	60	70	80	80	90	100	110	130	150		
		0,150	0,10	80	110	130	150	170	200	220	240	270	300	350	390		
			0,20	60	90	110	120	130	150	170	190	200	230	270	300		
			0,30	50	70	90	100	110	130	150	170	180	200	230	250		
			0,50	40	60	70	80	90	110	120	130	140	160	190	210		
			1,00	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	140	160		
		Ebene Wand		0,050	0,10	80	120	140	160	180	220	250	290	320	360	—	—
					0,20	60	80	100	110	130	160	180	200	220	260	320	380
					0,30	40	60	80	90	110	130	140	160	180	210	260	300
					0,50	30	50	60	70	80	90	110	120	130	150	190	230
1,00	20				30	40	50	60	70	80	90	100	120	140	160		
0,075	0,10			100	130	160	190	220	260	300	340	380	—	—	—		
	0,20			70	100	120	140	160	190	220	240	260	310	390	—		
	0,30			50	70	90	110	130	160	180	200	220	260	310	360		
	0,50			40	60	70	90	100	110	130	150	170	200	240	280		
	1,00			30	40	50	60	70	90	100	110	120	140	170	200		
0,100	0,10			110	150	180	210	240	300	350	390	—	—	—	—		
	0,20			80	110	130	160	180	220	250	280	300	350	—	—		
	0,30			60	80	100	120	140	180	210	240	260	300	360	420		
	0,50			40	60	80	100	110	130	150	180	200	240	280	320		
	1,00			30	40	50	60	70	90	110	120	130	160	190	220		
0,125	0,10			120	170	210	240	270	330	390	—	—	—	—	—		
	0,20			90	120	150	180	200	240	280	310	340	400	—	—		
	0,30			70	90	120	140	160	200	230	260	280	330	—	—		
	0,50			50	70	90	110	120	150	180	200	220	250	300	350		
	1,00			30	50	60	70	80	100	120	140	150	180	210	240		
0,150	0,10			130	180	220	260	290	360	420	—	—	—	—	—		
	0,20			90	130	160	190	220	260	300	340	—	—	—	—		
	0,30			70	100	130	150	170	210	240	270	300	360	—	—		
	0,50			50	80	100	110	130	160	190	210	230	260	320	380		
	1,00			30	50	60	70	80	100	120	140	160	190	210	250		

In Spalte 5 ist das Produkt aus der Temperaturdifferenz und dem Wärmepreis pro 1000 kcal zusammengesetzt, um den Umfang der Tafel möglichst einzuschränken. Die Betriebsverluste sind allerdings nicht genau proportional der Temperaturdifferenz, wie dies hinsichtlich des Wärmepreises der Fall ist und durch die bezeichneten Maßnahmen vorausgesetzt wird. Die Ungenauigkeit ist jedoch unerheblich, da gerade bei großen Temperaturdifferenzen, bei denen der Einfluß merkbar werden könnte, stets verhältnismäßig starke und hochwertige Isolierungen in Frage kommen, so daß der Anteil der Wärmeübergangszahl am gesamten Wärmeaustauschwiderstand, welcher die Abweichung von der genauen Proportionalität bedingt, sehr klein wird.

Zahlenbeispiel a): Der Preis der Isolierung sei durch die Lieferfirma wie folgt angegeben:

Isolierstärke in mm	Preis in \mathcal{M}/m^2	Preissteigerung in \mathcal{M}/m^2 pro 10 mm Isolierstärke
20	5.90	—.—
40	8.50	1.30
60	11.—	1.25
80	15.50	2.25
100	19.—	1.75

Außerdem seien die übrigen technischen Daten:

Dampf Temperatur	325° C
Lufttemperatur (Maschinenhaus).	25° C
Rohrdurchmesser.	200/216 mm
Wärmeleitzahl der Isolierung	0,08 kcal/m h °C
Wärmepreis	0,005 $\mathcal{M}/1000$ kcal
Betriebsart — Dauerbetrieb —	8760 Stunden/Jahr
Amortisations- und Verzinsungsquote	0,25

Die Preiskurve der Isolierung kann man mit genügender Annäherung in zwei Stücke zerlegen, und zwar von 20 bis 60 mm mit einer Preissteigerung von \mathcal{M} 1.30 pro 10 mm Stärke und von 60 bis 100 mm mit einer Preissteigerung von \mathcal{M} 2,— pro 10 mm Stärke. Bei der vorliegenden hohen Temperaturdifferenz von 300° C, dem großen Rohrdurchmesser und der niedrigen Kapitaldienstquote ist dem einigermaßen Geübten von vornherein klar, daß die wirtschaftlichste Isolierstärke oberhalb 60 mm liegt, so daß nur die Preissteigerung von \mathcal{M} 2,—/m² pro 10 mm Stärke in Frage kommt. Der Grundpreis bei 0 mm Isolierstärke errechnet sich, wenn man von 60 mm Isolierstärke ausgeht, zu $11,0 - 6 \cdot 2 = -1,0$ \mathcal{M}/m^2 .

Aus Zahlentafel 61 würde sich die Korrektur für den Grundpreis wie folgt ergeben:

$$f' = 2,0 - 1,0 \cdot 0,04 = 1,96,$$

d. h. die Nullpunktkorrektur ist hier, wie praktisch sehr oft, ganz nebensächlich.

Das Produkt aus Kapitaldienstquote und Preissteigerung pro 10 mm Isolierstärke ist also

$$0,25 \cdot 1,96 = 0,49.$$

Da das Produkt aus Wärmepreis und Temperaturdifferenz zwischen Rohr und Luft 1,5 beträgt, so findet man in der Zahlentafel eine Stärke von

70 mm.

Zahlenbeispiel b): Für genau die gleichen Verhältnisse sei eine Spezialisolierung in Betracht gezogen mit folgenden Anlagekosten:

Grundpreis 8,0 \mathcal{M}/m^2
 Preissteigerung pro 10 mm Isolierstärke 1,0 \mathcal{M}/m^2

Auch hier wird man von vornherein schätzen können, daß die wirtschaftlichste Stärke zwischen 50 bis 100 mm liegt. Unter Benutzung von Tafel 61 ist daher eine korrigierte Preissteigerung zu berechnen von

$$f'' = 1,0 + 0,04 \cdot 8,0 = 1,32 .$$

Man hat daher in Spalte 4 der Zahlentafel mit dem Wert $1,32 \cdot 0,25 = 0,33$ einzugehen und findet dafür eine wirtschaftlichste Isolierstärke von

90 mm.

b) Ununterbrochener Betrieb während eines Teiles des Jahres. Ist der Betrieb zwar Tag und Nacht ununterbrochen, erstreckt sich aber nur über einen Teil des Jahres (mindestens aber laufend über 1 Woche), so bleibt der Rechnungsgang genau wie unter a) Man hat lediglich in Spalte 5 nicht das Produkt aus Wärmepreis und Temperaturdifferenz einzuführen, sondern dies ist, wie in Zahlentafel 62 angedeutet, nochmals mit dem Verhältnis der tatsächlichen Betriebsstundenzahl zu der bei völligem Dauerbetrieb, 8760 Stunden/Jahr, zu multiplizieren.

Zahlenbeispiel: Es sei eine Kälteleitung mit folgenden Verhältnissen zu isolieren:

Soletemperatur — 30° C
 Lufttemperatur + 20° C
 Rohrdurchmesser. 50/57 mm
 Wärmeleitzahl der Isolierung 0,05 kcal/m h °C
 Kältepreis 0,12 $\mathcal{M}/1000$ kcal
 Kapitaldienstquote 0,20
 Betriebsweise 200 Tage/Jahr

Kosten der Isolierung:

Isolierstärke in mm	Preis in \mathcal{M}/m^2
50	15.50
80	18.80
100	21.—
150	26.—

Die Preissteigerung pro 10 mm Isolierstärke ist bei allen Stärken hinreichend genau 1,0 \mathcal{M}/m^2 , der Grundpreis berechnet sich zu 10,5 \mathcal{M}/m^2 , die korrigierte Preissteigerung — auch hier kommen von vornherein nur Stärken über 50 mm in Frage — zu 1,63. In Spalte 4 ist also mit der Zahl 0,33 einzugehen.

Für Spalte 5 hat man folgenden Wert zu bilden:

$$0,12 \cdot 50 \cdot \frac{200 \cdot 24}{8760} = 3,3 .$$

Es findet sich dann eine wirtschaftlichste Isolierstärke von

80 mm.

c) **Täglich unterbrochene Betriebsweise.** Es wurde schon im Abschnitt 40 erwähnt, daß eine genaue Berücksichtigung der Anwärme- und Auskühlungsverluste bei Rohrleitungen nur für täglich unterbrochene Betriebsweise notwendig ist und daß sie in diesem Falle zwar immer für die Berechnung der Gesamtaufwendungen stattfinden muß, jedoch oft die wirtschaftlichste Isolierstärke kaum beeinflußt. Eine genaue Regel, wann das letztere der Fall ist und wann deshalb bei der Benutzung der Zahlentafel 62 nach der nachstehenden Weise verfahren werden muß, ist nicht möglich. Einen gewissen Anhaltspunkt erhält man, wenn man die Isolierstärke zunächst nach vorstehendem Abschnitt b, also unter Vernachlässigung des Anwärme- und Auskühlvorganges ermittelt. Ist die Isolierstärke unterhalb 50 mm, so wird auch der genaue Berechnungsgang nichts Wesentliches daran ändern, wie das Beispiel auf S. 212 zeigt. Für größere Stärken verfähre man in der Weise, daß man rechnerisch die Kurven a , d und e in eine einzige zusammenfaßt und so, wie dies in Spalte 4 der Zahlentafel 62 angegeben ist, mit der entsprechenden Aufwandssteigerung pro 10 mm Isolierstärke in die Zahlentafel eingeht. Man rechnet also den Kapitaldienst, die Ersparnis während der Anwärmezeit und die Auskühlungsverluste zusammen. Dabei kann man sich hinsichtlich der Ersparnisse in der Anwärmezeit und der Auskühlungsverluste auf die Ermittlung der Größen E und A gemäß Gleichungen (91 a) und (96 a) auf nur zwei Isolierstärken beschränken und den Verlauf der dazwischen liegenden Werte als linear betrachten. Der Rechnungsgang ist dann einfach folgender:

1. man bildet für die betrachteten beiden Isolierstärken die Differenz ($A - E$),

2. rechnet sie bei den betrachteten Isolierstärken auf den Quadratmeter äußerer Oberfläche um,

3. dividiert sie mit der Kapitaldienstquote, um sie dann zu den Anlagepreisen zu addieren. Diese Division mit der Kapitaldienstquote ist notwendig, damit die Größe ($A - E$) bei der Korrektur zur Berücksichtigung des Preises der Isolierstärke 0 nach Zahlentafel 61 mit berücksichtigt werden kann,

4. rechnet nun mit dieser Summe genau wie mit gewöhnlichen Anlagekosten nach Ziffer b. (Natürlich unter Berücksichtigung der korrigierten Preisabhängigkeit f' .)

Zur Erleichterung der Umrechnung der Werte ($A - E$) von lfd. m auf m^2 dient folgende Zahlentafel 63, die den Umrechnungsfaktor für 50 und 100 mm enthält. Diese Stärken wird man bei der Berechnung der Größen A und E am zweckmäßigsten heranziehen.

Zahlentafel 63. Umrechnungstabelle von Werten pro lfd. m Rohrleitung im Werte pro Quadratmeter äußerer Oberfläche.

Rohr- bezeichnung	Rohrdurchmesser in mm	Umrechnungsfaktor der Werte pro 1 lfd. m Rohr bei einer Isolierstärke in mm von	
		50	100
25	26/32	2,41	1,37
30	32/38	2,30	1,34
40	41,5/47,5	2,15	1,28
50	51/57	2,03	1,24
60	57,5/63,5	1,95	1,21
70	70/76	1,81	1,15
80	82,5/89	1,68	1,10
90	88,5/95	1,63	1,08
100	100,5/108	1,53	1,03
120	119/127	1,40	0,975
125	125/133	1,37	0,955
130	131/140	1,33	0,936
150	150/159	1,23	0,887
160	162/171	1,18	0,858
180	180/191	1,09	0,815
200	203/216	1,01	0,765
225	228/241	0,935	0,722
250	253/267	0,867	0,682
275	277/292	0,813	0,647
300	303/318	0,762	0,615
325	327/343	0,719	0,586
350	352/368	0,680	0,561
375	377/394	0,645	0,536
400	402/420	0,612	0,514

Zahlenbeispiel: Es sei für die Annahmen des Falles 1 auf Seite 212 die Berechnung durchgeführt.

Es ist nach Zahlentafel 43 bzw. 44 (14 h tägliche Auskühlung):

Isolierstärke in mm	z_0 in h	p in %
50	0,83	4,5
100	2,67	12,5

Ferner ist die Anzahl der Betriebstage = 300, $h = 0,0125/1000$ kcal; der Wärmeverlust im Dauerzustand q berechnet sich nach Abschnitt 25, der Wärmeverlust q_0 bei Beginn der Anwärmung nach Gleichung 92 zu

Isolierstärke in mm	q in kcal/m h	q_0 in kcal/m h	$q - q_0$ in kcal/m h
50	216	9,7	206
100	154	19,3	135

Weiterhin ist die aufgespeicherte Wärme nach Abschn. 28 u. 29

bei 50 mm Stärke = 620 kcal/m,
 „ 100 „ „ = 1145 kcal/m.

Es errechnet sich dann nach Gleichungen (91 a) und (96 a) und Zahlentafel 63:

Isolierstärke in mm	E in \mathcal{M}/m Jahr	A in \mathcal{M}/m Jahr	Differenz $A - E$ in	
			\mathcal{M}/m Jahr	\mathcal{M}/m^2 Jahr
50	0,642	2,22	1,58	3,21
100	1,35	3,76	2,41	2,99

Es ist nun nach S. 228 die Differenz ($A - E$) durch die Kapitaldienstquote zu dividieren, zu den Anlagekosten zu addieren und die korrigierte Zunahme der Aufwendungen pro 1 m^2 zu bilden.

Isolierstärke in mm	Anlagekosten in \mathcal{M}/m^2	$(A - E)$ 0,2	Summe der Aufwen- dungen pro 1 m^2	f	„Grund- preis“	f'
50	7,00	16,05	23,05			
100	12,00	14,95	26,95	0,78	19,15	1,93

Nach S. 227 ist in Spalte 5 der Tafel 62 mit dem Wert einzugehen:

$$0,0125 \cdot 400 \cdot \frac{3000}{8760} = 1,71.$$

Für Spalte 4 ist der Wert maßgebend:

$$1,93 \cdot 0,2 = 0,39$$

und man erhält aus Tafel 62 die wirtschaftlichste Stärke abgerundet

$$= 70 \text{ mm}.$$

d) Besondere Betriebsverluste. Die Berücksichtigung besonderer Betriebsverluste in Zahlentafel 62 geschieht einfach in der Weise, daß in Spalte 5 die entsprechenden Werte nach Ziffer a, b oder c, welche den Wärmepreis, die Temperaturdifferenz und die Benutzungsdauer zusammenfassen, auch noch mit dem Betriebsaufwandsfaktor b gemäß Abschnitt 42 multipliziert werden.

Nachstehend seien zwei Beispiele berechnet, und zwar für eine vollkommene Kondensationsturbine und für eine Maschine, bei der die Kondensation nur zum Teil in einem normalen Oberflächenkondensator erfolgt, während sie zum anderen Teil zum Eindampfen von Flüssigkeiten benutzt werde.

Zahlenbeispiel a): Kondensationsturbine ohne Abdampfverwertung. Es seien die gleichen Annahmen wie bei Zahlenbeispiel auf S. 226 zugrunde gelegt, lediglich mit der Abänderung, daß es sich um eine Kondensationsturbine mit einem

$$\text{Dampfdruck} = 15 \text{ ata}$$

handelt. Nach Zahlentafel 59 ist der Betriebsaufwandsfaktor für diesen Fall

$$b = 1,82$$

und man hat in der Haupttafel der wirtschaftlichsten Isolierstärke in Spalte 5 mit dem Produkt:

$$b \cdot (t_1 - t_2) \cdot h = 1,82 \cdot 1,5 = 2,73$$

einzugehen und findet dann für die wirtschaftlichste Isolierstärke

$$90 \text{ mm}.$$

Zahlenbeispiel b): Kondensationskolbendampfmaschine mit teilweiser Abdampfausnützung. Für den gleichen Fall wie im vorigen Beispiel, jedoch für eine Kolbendampfmaschine, sei die wirtschaftlichste Stärke zu berechnen, wenn noch 300 kcal/kg der Abdampfwärme (also ca. 50%) nutzbar verwendet werden. Nach obiger Zusammenstellung 60, bzw. aus Dampftabellen ergibt sich dann:

$$\varepsilon = 0,18$$

$$i_a = 728 \text{ (abzüglich der Speisewasserwärme) kcal/kg}$$

$$c = 0,525 \text{ kcal/kg } ^\circ\text{C.}$$

Damit wird der Betriebsaufwandsfaktor nach Gl. (114)

$$b = \frac{0,01 \cdot 0,18 \cdot (728 - 300)}{0,525} = 1,47$$

und das Produkt für Spalte 5 der Zahlentafel 62:

$$b \cdot (t_1 - t_2) \cdot h = 2,2$$

und die wirtschaftlichste Isolierstärke

$$80 \text{ mm.}$$

44. Die Wirtschaftlichkeit der Isolierung von Kesseleinmauerungen.

Die Frage der Wirtschaftlichkeit der Isolierung von Kesselmauerwerk hat E. Schulte¹ unter Mitbenutzung der ausführlichen Versuche von E. Prätorius² untersucht. Nachstehend seien kurz die wesentlichsten Ergebnisse wiedergegeben:

Die Isolierung von Dampfkesseleinmauerungen ist wirtschaftlich nicht so aussichtsreich wie die von Rohrleitungen oder Kesseln: Der Grund liegt teils in der geringeren Temperatur des Objekts (infolge der Isolierwirkung des normalen Kesselmauerwerkes betragen die Oberflächentemperaturen nur etwa 50 — 100°), teils in den Schwierigkeiten einer Isolierung großer ebener Flächen. Grundsätzlich spricht jedoch auch hier für die Anwendung einer Isolierung die Tatsache, daß sie eine Maßnahme darstellt, die nur eine einmalige Aufwendung erfordert und so gut wie keinerlei Wartung bedarf.

Nach eingehenden Versuchen werden durch Leitung, Konvektion und Strahlung eines Kessels im Dauerzustand etwa 2 bis 4% der im Brennstoff enthaltenen Wärme verloren, je nach der Kesselbauart, dem Temperaturverlauf in den Heizzügen und dem Verhältnis von Rostfläche zur Mauerwerkfläche. Nach amerikanischen Angaben³ kann der Prozentsatz zwischen 3% bei starkbelasteten großen Kesseln und 15% bei schlecht belasteten Kleinkesseln schwanken. Als normaler Wert werden hier 4% angegeben. Die deutschen Angaben sind also etwas knapper, wegen ihrer genaueren Analyse aber wohl zuverlässiger, wobei jedoch zu beachten ist, daß sie sich nur auf vollbelastete Kessel beziehen.

¹ Schulte, E.: Lit.-Nachw. 13.

² Prätorius, E.: Lit.-Nachw. 47.

³ Wärme 1925, S. 471.

Die Verluste zerfallen in drei Teile:

Verluste durch das Mauerwerk,

Verluste durch die Eisenteile (Kesselböden, Stutzen, Flanschen, Armaturen, Feuertüren usw.),

Verluste durch die Fundamente.

E. Prätorius fand für einen Steinmüllerkessel von 243 m² Heizfläche und 7 m² Rostfläche im Dauerbetrieb einen Gesamtverlust von 3%, wovon ein Betrag von 51% auf das Mauerwerk, 37% auf die Eisenteile und 12% auf die Grundfläche entfallen. Im Mittel kann man nach Schulte als Verlust durch das Mauerwerk für die meisten Kesseltypen etwa 1% der dem Kessel zugeführten Wärme einsetzen, wovon durch Isolierung ca. 30% gespart werden können. Diese Brennstoffersparnis von 0,3% ist also nicht besonders hoch und man wird bei nachträglicher Isolierung etwa mit den sechsfachen Anlagekosten der jährlichen Ersparnisse rechnen müssen.

Wesentlich günstiger für eine Isolierung werden die Verhältnisse bei unterbrochener Betriebsweise, bei welcher in den Betriebspausen sonst große Wärmeverluste durch die teilweise Auskühlung des Mauerwerks entstehen. Besonders bei Steilrohrkesseln sind die fraglichen Beträge sehr hoch. Bei 600 m² Heizfläche wird während des Betriebes etwa gespeichert:

Feuerfestes Mauerwerk	15580000 kcal
Ziegelmauerwerk	10664000 „
Eisenteile	820000 „
Wasser- und Dampfraum	5334000 „
	insgesamt 32398000 kcal

Dieser Betrag kann durch weitgehenden Ersatz des Ziegelmauerwerkes durch Isoliersteine auf etwa

24700000 kcal

herabgedrückt werden. Prätorius fand an den untersuchten Steinmüllerkesseln, daß bei achtstündiger Betriebszeit der Gesamtverlust an die Umgebung auf etwa 9% der zugeführten Wärme steigen kann. Der Anteil des Mauerwerks wird allerdings hierbei prozentual geringer. Immerhin kann man im Jahresdurchschnitt je nach Kesselbauart mit einem Wärmeverlust des Mauerwerks von 2,6 bis 2,7% rechnen. Durch Isolierung können etwa 0,7 bis 0,9% des zugeführten Brennstoffes erspart werden.

Schulte empfiehlt grundsätzlich die Anbringung einer Isolierung bei Neuaufstellung eines Kessels vor allem für die Stirnwand von Steilrohrkesseln, da die Kosten eines isolierten und eines nichtisolierten Mauerwerks bei gleicher Wärmedurchlässigkeit etwa gleich sind. Zu einer nachträglichen Anbringung von Isolierplatten, die aus Festigkeitsgründen dann wohl mit einer Blechverkleidung versehen

werden müssen, wird man sich allerdings wegen der Kohlenersparnis allein auch bei unterbrochenem Betrieb meist nicht entschließen können. Bei Neuanlagen wird man dies aber um so eher tun, als man durch Verwendung von Isolierungen wesentlich an Fundamentkosten sparen kann. Eine Blechverkleidung der Isolierung hat außerdem noch den Vorteil der Abdichtung des Mauerwerks, wodurch die Abgasverluste um 2 bis 4% herabgedrückt werden können.

Hinsichtlich der Bemessung der Stärke der Isolierung an Stellen mit sehr hohen Temperaturen vgl. die Ausführungen über die Rückwirkung der Isolierung auf die Lebensdauer des feuerfesten Mauerwerks bzw. die Temperaturbeständigkeit der Isolierung. Bemerkte sei noch, daß man vielfach für Kesseleinmauerungen Isoliersteine höherer Festigkeit verwenden wird, bei denen zwar die Wärmeersparnisse etwas geringer sind, die jedoch einen festeren Verband ergeben, gegen Wärmespannungen unempfindlicher sind und unter Umständen sogar einen Außenschutz durch eine Ziegelvormauerung oder eine Blechverkleidung entbehrlich machen können.

45. Die wirtschaftlichste Isolierstärke bei Neuanlagen.

Der bisherige Berechnungsgang der wirtschaftlichsten Isolierstärke ließ die Möglichkeit zunächst außer acht, durch die Bemessung der Isolierung die Dimensionen der Anlage selbst wirtschaftlich zu beeinflussen. Er bezog sich also streng genommen nur auf bereits bestehende Anlagen. Nähere Betrachtungen zeigen, daß die auf diese Weise ermittelten Stärken jedoch auch für Neuanlagen fast stets ohne weiteres anwendbar sind bzw. den Ausgangspunkt der Ermittlungen auch hierfür bilden.

Die Auswirkung der Isolierstärke auf eine Wärmeerzeugungsanlage hängt von der Größe des Rohrleitungsnetzes ab, außerdem auch von dem Belastungsgrade der Anlage, da die Wärmeverluste fast unabhängig hiervon sind, ihr prozentualer Anteil an der Gesamtwärmeerzeugung demgemäß bei geringer Belastung entsprechend größer ist. Folgende Zusammenstellung gibt einen ungefähren Überblick über diesen Anteil für Vollast:

in Kraftwerken	ca. 2%
in Hüttenwerken	bis 5%
in der chemischen Industrie	6 bis 8%

Durch eine von dem vorstehend geschilderten Rechnungsgang abweichende Isolierung wird man daher in wirtschaftlicher Weise nur Wärmemengen ersparen können, die meist wesentlich geringer als 0,5% der Gesamtenergie sind. Eine Rückwirkung der Bemessung der Isolierung auf die Wärmeerzeugungsanlage bei Vollast ist daher ausgeschlossen.

Auch eine Änderung der normalen wirtschaftlichsten Isolierstärke mit Rücksicht auf die Tatsache, daß die Intensität des Wärmeschutzes den wirtschaftlichsten Durchmesser einer Rohrleitung beeinflußt, kommt kaum je in Frage. Im übrigen erhält man aus dem normalen Rechnungsgang auch in den seltenen Sonderfällen, bei denen eine diesbezügliche Nachprüfung angebracht erscheint, die notwendigen Unterlagen für die Berechnung des wirtschaftlichsten Durchmessers, gleichgültig, ob man sich dabei einer graphischen Ermittlung bedient oder einer rechnerischen, wie z. B. nach den Formeln von O. Dennecke¹. Man entnimmt aus den Zahlentafeln zunächst die normalerweise vorteilhafteste Ausführung der Isolierung und braucht nur für eine entsprechend höhere Isolierstärke (eine niedrigere kommt ja nicht in Betracht) nochmals die Rechnung zu überprüfen, um zu sehen, ob hierfür die Ergebnisse noch günstigere werden.

Anders liegen die Verhältnisse bei Kälteanlagen. Hier können die Verluste durch die Isolierung etwa 20 bis 50% der Leistung der Maschine beanspruchen. Nachstehend seien zwei typische Fälle durchgerechnet.

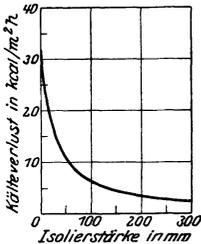


Abb. 74. Kälteverlust eines Kühlraumes in Abhängigkeit von der Isolierstärke.

In beiden Fällen handele es sich um die Wandisolierung von Kühlräumen, die eine Temperaturdifferenz gegenüber der Außenluft von 20°C besitzen mögen. Die Wandkonstruktion bestehe aus 25 cm starkem Ziegelmauerwerk und der Isolierplatte ($\lambda = 0,04$) mit Verputz.

Die Abb. 74 zeigt dann die Größe des Wärmedurchganges in Abhängigkeit von der Isolierstärke beginnend mit 34 kcal/m² h bei nicht isoliertem Mauerwerk bis herab zu 2,47 kcal/m² h bei 300 mm Isolierstärke. Das Verhältnis der Wärmeverluste in diesen beiden Grenzfällen beträgt also etwa 1:14.

Der Umfang des zu isolierenden Objektes sei dadurch gekennzeichnet, daß als praktisch übliche Isolierstärke 100 mm und eine Gesamtleistung der Kältemaschine in dem Fall I von 5000, in dem Fall II von 250000 kcal/h zugrunde gelegt wird. Nimmt man an, daß für die kleine Anlage 50% der erzeugten Leistung auf die Kälteverluste gerechnet werden müssen, bei der großen Anlage 20%, so würde sich aus der gewählten Leistung eine Wandfläche von etwa 96² m im ersten Fall und von 5130 m² im zweiten Fall berechnen unter Voraussetzung einer sechs- bzw. sechzehnständigen täglichen Arbeitszeit der Maschine. Als Wandfläche würde hier natürlich nur jener Teil der Räume zu betrachten sein, der wirklich für einen Kälteausaustausch in Frage kommt, nicht etwa die

¹ Dennecke, O.: Lit.-Nachw. 27 u. 28.

Wandfläche zwischen zwei gekühlten Räumen, die man zwar auch meist, wenn auch weniger stark, isolieren wird (für den Fall von Betriebsunterbrechungen in dem einen Raum), durch die aber normalerweise kein Kälteausaustausch stattfindet.

Abb. 75 zeigt dann die Abhängigkeit der Gesamtkälteleistung von der Isolierstärke, beginnend mit 15600 bzw. 460000 kcal/h bei fehlender Isolierung, bis herab zu 3450 bei 300 mm Isolierstärke, bzw. 228000 bei 200 mm Isolierstärke.

Es ergibt sich also, daß die nötige Kälteleistung der Maschinenanlage durch die Isolierung an sich sehr stark beeinflusst wird.

Abb. 76 und 77 berechnet zunächst die normale wirtschaftlichste Isolierstärke nach Gerbel, aus dem Kapitaldienst für die Isolierung — Kurve *a* — und den Kälteverlusten, und zwar sind die Kälteverluste an die Umgebung in ihrer Abhängigkeit von der Isolierstärke mit zwei

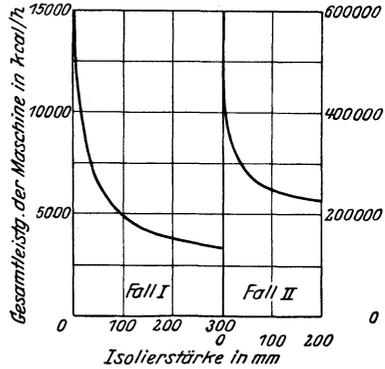


Abb. 75. Abhängigkeit der Gesamtkälteleistung von der Isolierstärke.

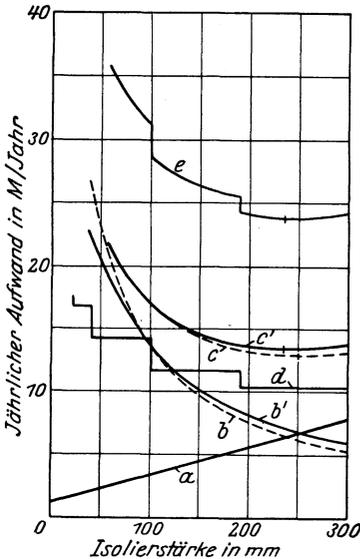


Abb. 76. Berechnung der wirtschaftlichsten Isolierstärke in Fall I.

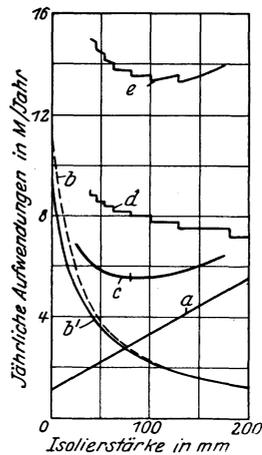


Abb. 77. Berechnung der wirtschaftlichsten Isolierstärke in Fall II.

Kurven *b* bzw. *b*¹ eingezeichnet, wovon die Kurve *b* lediglich den mittleren Kältepreis einer Maschinenanlage von 5000 bzw. 250000 kcal/h für alle Isolierstärken zugrunde legt, während die Kurve *b*¹ die Änderung des Kältepreises mit der Größe der Maschine und damit mit der

Isolierstärke berücksichtigt. Hierdurch tritt eine Verschiebung der Minima der Kurven der Gesamtaufwendungen c bzw. c^1 d. h. eine kleine Abnahme der wirtschaftlichsten Isolierstärke ein, die im Fall I 20 mm beträgt, im Fall II ohne Belang ist. Die Amortisations- und Verzinsungsquote der Maschinenanlage ist dabei mit 20%, die der Isolierung mit dem verhältnismäßig hohen Betrage von 40% eingesetzt.

Als Kurve d ist in den beiden Diagrammen nun auch noch der jährliche Kapitaldienst für die Maschine, bezogen auf 1 m^2 Wandfläche, eingezeichnet. Ihr Einfluß auf die wirtschaftlichste Isolierstärke hängt natürlich weitgehend davon ab, welche Staffelung der Maschinenleistung praktisch möglich ist. Kleinere Unterschiede können ja nicht zur Auswirkung kommen. In der Abbildung ist für die Anlage I oberhalb der Leistung von 2500 kcal/h die Möglichkeit einer Staffelung von 2500 kcal/h, unterhalb von 1000 kcal/h angenommen, für die Anlage II oberhalb der Leistung von 300000 kcal/h eine Staffelung von 25000 unterhalb von 10000 kcal/h. Bekanntlich wird man zwar nicht diese Staffelung für die ganze Anlage durchführen können, da die Kompressorgrößen nicht so oft unterteilt werden können. Man kann aber die Kosten für die Rohrleitungen und für den Verdampfer usw. dem genauen Bedarf anpassen und dies macht etwa $\frac{2}{3}$ der Gesamtkosten aus.

Addiert man nun den Kapitaldienst für die Maschine pro m^2 Wandfläche zu den übrigen Kurven, so bekommt man eine neue Kurve des Gesamtaufwandes e mit Knicken entsprechend der Staffelung der Maschinengröße.

Als Ergebnis der beiden Beispiele läßt sich folgendes feststellen:

1. Ähnlich wie bei den Rohrleitungen sind auch die wirtschaftlichsten Isolierstärken von Kühlräumen bei kleinen Anlagen viel größer als sie in der Praxis üblich sind. Bei großen Anlagen treffen die gebräuchlichen Stärken etwa zu.

2. Bei kleinen Anlagen ist bei der Umrechnung der Kälteverlustkurven in Mark/Jahr die Abhängigkeit des Kältepreises von der Isolierstärke bzw. der Größe der Maschine an sich zu berücksichtigen. Da man aber die sich theoretisch ergebenden außerordentlich hohen Isolierstärken praktisch nie ganz genau verwirklichen wird, so kann diese Abhängigkeit ganz allgemein für die Berechnung außer acht gelassen werden.

3. Bei kleinen Anlagen ergibt sich eine Erhöhung der theoretischen wirtschaftlichsten Isolierstärke durch Einbeziehung des Kapitaldienstes für die Maschinenanlage in die Berechnung im allgemeinen nicht. Bei großen Anlagen ist dieser Gesichtspunkt zu beachten. Allerdings ist bei der heutigen Handhabung auch bei kleinen Anlagen insofern eine gewisse Rückwirkung der Größe der Maschinenlage auf die Wirtschaftlichkeit der Isolierung vorhanden, als die zurzeit übliche Bemessung

der Isolierung eine Abrundung der tatsächlich wirtschaftlichsten Stärke darstellt, die, an sich schon unzulässig hoch, unter diesem Gesichtspunkt zu einer noch weiteren Verschlechterung des wirtschaftlichen Effektes führt. Wie groß zum Beispiel in Abb. 76 die Ersparnisse durch wirtschaftliche Dimensionierung der Isolierung würden, geht daraus hervor, daß der Unterschied im jährlichen Gesamtaufwand gegenüber der handelsüblichen Stärke von 100 mm selbst noch bei Abrundung des genauen rechnerischen Wertes auf 200 mm $4,6 \mathcal{M}/\text{m}^2$ Jahr ist. Das würde also bei der betrachteten Anlage von ca. 96 m^2 Wandfläche eine unnötige jährliche Ausgabe von $\mathcal{M} 440$.— bedeuten, also einen Betrag, der immerhin etwa von der Größenordnung von ca. 45% der Gesamtanlagekosten der Isolierung ist.

Als praktisches Ergebnis dieser Untersuchungen ist daher festzustellen, daß die Isolierstärken von kleineren Anlagen besonders auch in Hinsicht ihrer Rückwirkung auf die Größe der Maschinenanlage unbedingt wesentlich über das heute übliche Maß hinausgesteigert werden müssen. Die heute üblichen Stärken sind kaum die Hälfte der wirtschaftlichen.

Es sei allerdings zugegeben, daß die praktische Ausführung vor allem dann auf Schwierigkeiten stößt, wenn es sich nicht um den Bau einer neuen Anlage handelt, sondern wenn der Kühlraum nachträglich in bestehende Räume eingebaut werden soll. Hier kann unter Umständen die Rücksicht auf verminderte Raumausnutzung ein wirtschaftliches Gegengewicht gegen die erhöhten Isolierstärken bilden. An der grundsätzlichen Forderung, mit der bisherigen Praxis zu brechen, kann jedoch auch dadurch nichts geändert werden, und es erscheint dringend notwendig, bei der Konstruktion von Kältemaschinen und -anlagen von vornherein eine entsprechende Bemessung der Isolierung im Auge zu behalten, da sonst vielfach ihre spätere Ausführbarkeit in Frage gestellt ist.

46. Verbesserung schlechter vorhandener Isolierungen.

Sehr oft steht die Frage zur Entscheidung, ob es wirtschaftlich gerechtfertigt ist, eine vorhandene alte Isolierung¹ durch einen neuzeitlichen Wärmeschutz zu ersetzen oder wenigstens eine Verstärkung vorzunehmen, wenn gleichzeitig auch die Isolierstärke selbst unzureichend ist. Selbstverständlich sind die Verhältnisse von Fall zu Fall sehr verschieden und Voraussetzung einer genauen Wirtschaftlichkeitsbetrachtung ist die Messung des Isoliereffektes der vorhandenen Isolierung oder wenigstens seine Schätzung auf Grund des λ in einfacher Weise

¹ Bemerkt sei, daß vielfach auch Isolierungen aus der Inflationszeit außerordentlich unwirtschaftlich sind. Dem Verfasser sind Wärmeleitahlen im Betrieb bis zu $0,19 \text{ kcal}/\text{m h } ^\circ\text{C}$ bekannt geworden.

festzustellenden Raumgewichts (vgl. die Diagramme im Anhang). Von Einfluß sind ferner naturgemäß Wärmepreis und jährliche Betriebsstundenzahl. Nachstehende Zahlentafel gibt für einen sehr niedrigen Wärmepreis, wie er etwa bei Braunkohlengruben vorliegt, und einen sehr hohen, wie er sich bei ungünstiger Frachtlage eines Werkes und veralteten Kesselanlage stellt (vgl. über Wärmepreise S. 214), sowie für völligen Dauerbetrieb (8760 Stunden im Jahr) und täglich 10stündiger Betriebszeit¹ (3000 Stunden im Jahr) die Wärmeersparnisse eines modernen Wärmeschutzes unter sonst mittleren Verhältnissen:

Zahlentafel 64.

Rohrdurchmesser	150/159 mm
Rohrtemperatur	300° C
Lufttemperatur	20° C
Stärke der alten Isolierung	50 mm
Wärmeleitzahl der alten Isolierung	0,130 kcal/m h °C
Stärke der neuen Isolierung	80 mm ²
Wärmeleitzahl der neuen Isolierung	0,075 kcal/m h °C

Es betragen dann die Wärmeverluste pro lfd. m und Stunde

bei der alten Isolierung	380 kcal/m h
„ „ neuen „	170 „ „ „

und es wird

Wirtschaftlichkeit von Neuisolierungen.

Wärmepreis in M/100000 kcal	Jährliche Ersparnis in M pro 1 m ² äußerer Oberfläche durch Neuisolierung bei einer Betriebsstundenzahl von		Zeitdauer in Jahren zur Deckung der Anlagekosten der Neuisolierung durch ihre Ersparnisse bei einer Betriebs- stundenzahl von	
	8760 h	3000 h	8760 h	3000 h
0,2	3,68	1,26	3,8	11,1
1,0	18,4	6,30	0,76	2,2

Die Anlagekosten einer Isolierung pflegen pro 1 m² äußerer Oberfläche berechnet zu werden und sind in dem gewählten Beispiel gleich-

¹ In der Berechnung sind nur die Wärmeverluste während des Betriebes einander gegenübergestellt. In Wirklichkeit werden durch die geringere Speichervärme des neuzeitlichen Materials bei unterbrochener Betriebsweise auch die Auskühlungsverluste in den Pausen geringer. So wichtig diese Auskühlungsverluste bei der Auswahl von Materialien sind, so können sie doch im Rahmen dieser Betrachtung vernachlässigt werden.

² Für den niedrigen Kohlenpreis würden 80 mm Stärke unwirtschaftlich sein. Es würden schon 60 mm völlig genügen. Man hat jedoch auch bei so extrem niedrigen Preisen im allgemeinen aus betriebstechnischen Gründen mit mittleren Isolierstärken zu rechnen. Umgekehrt würde der hohe Wärmepreis unter Umständen mehr als 80 mm Stärke rechtfertigen. Für den beabsichtigten Vergleich sind diese Gesichtspunkte jedoch unerheblich.

zeitig identisch mit den Kosten pro lfd. m. Bei der angegebenen Wärmeleitzahl der Neuisolierung kann man mit etwa 12 bis 16 \mathcal{M}/m^2 , in Mittel also mit 14 \mathcal{M}/m^2 rechnen, und hieraus findet sich die Zeitdauer bis zur Abdeckung der Isolierkosten.

Für eine so einschneidende Betriebsmaßnahme wie die Erneuerung einer an sich intakten Isolierung wird im allgemeinen wohl nur dann ein genügender Anreiz geboten sein, wenn die Kosten in etwa 2 bis 3 Jahren schon eingebracht sind. Bei mittleren Wärmepreisen wird diese Maßnahme für Dauerbetrieb also meist gegeben sein, für täglich unterbrochenen Betrieb jedoch seltener zutreffen.

Statt völliger Neuisolierung kann man, wie schon erwähnt, besonders bei geringer Stärke des vorhandenen Wärmeschutzes eine Verstärkung in Frage ziehen. Aus Platzgründen wird dabei meist eine Auflage von höchstens 40 mm möglich sein. Im vorerwähnten Beispiel würde eine Verstärkung auf 80 mm mit dem neuen Material stündlich eine Wärmeersparnis von rund 140 kcal/m h bringen, also etwa 67% von den Ersparnissen bei völliger Neuisolierung. Da eine Verstärkung aber immer verhältnismäßig teuer kommt, weil erhebliche Teile der Anlagekosten (z. B. Stellung von Gerüsten, Zurichten der Leitung, Bandagierung und Lackierung der Oberfläche usw.) die gleichen wie bei vollständiger Erneuerung sind, so wird man mit Anlagekosten nicht unter der Hälfte der Neuisolierung rechnen können. Man sieht hieraus, daß bei der wenig geringeren Wirtschaftlichkeit der Neuisolierung der Vorzug zu geben ist mit Rücksicht auf den höheren Betriebswert der Anlage.

Unbedingt völlige Neuisolierung ist in den Fällen anzuraten, in denen die alte Isolierung teilweise schadhaft und ein Teil der Leitung von der Isolierung entblößt ist. Nach Abschnitt 27 erspart eine neuzeitliche Isolierung bei nicht zu niedrigen Temperaturen etwa 90 bis 95% der Wärmeverluste im nackten Zustande der Leitung, so daß, wenn nur 10% der Leitung ohne Isolierung sein würden, dadurch allein schon Wärmeverluste entstehen, die ebenso groß bzw. doppelt so groß sind, als die Gesamtverluste nach Neuisolierung der Anlage überhaupt.

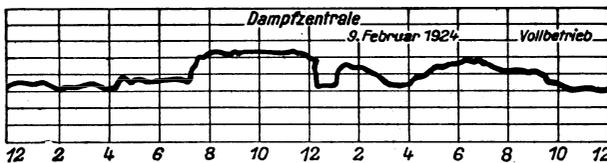


Abb. 78. Normale Dampferzeugung.

In Übereinstimmung mit diesen theoretischen Berechnungen ist ein interessanter Betriebsversuch in einem Aufsatz von F. Gerhardt: Die Bedeutung der Dampfmessung im Betriebshaushalt, Siemens-

Zeitschrift 1926, S. 42, in dem nebenstehende drei Betriebsdiagramme wiedergegeben sind¹.

Abb. 78 stellt die Normaldampferzeugung dar bei vollem Betrieb. Aus Abb. 79 ist zu ersehen, wie groß die Verluste sind, die durch die Zuleitungen allein verloren gehen, wenn sämtliche Verbrauchsstellen

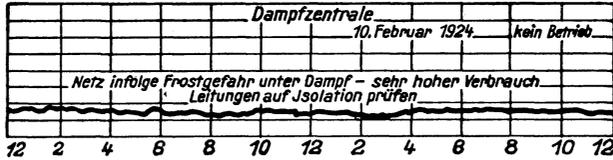


Abb. 79. Dampfverbrauch in den Zuleitungen bei vorhandener Isolierung.

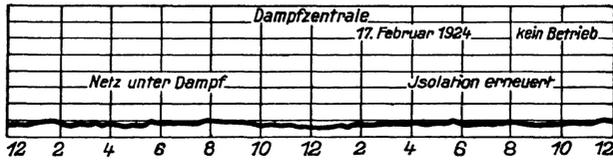


Abb. 80. Dampfverlust in den Zuleitungen nach Erneuerung der Isolierung.

abgeschaltet waren. Nach durchgreifender Erneuerung der Isolierung ergab sich das Diagramm Abb. 80, bei welchem die Leerlaufverluste auf rund die Hälfte herabgesetzt wurden.

Vorstehende Ausführungen weisen gleichzeitig auf die Notwendigkeit hin, der laufenden Instandhaltung des Wärmeschutzes eine entsprechende Beachtung zu schenken.

47. Beeinflussung der Gesamtwärmeverluste von Dampfleitungen für Heizzwecke durch die Wahl der Dampfart.

Im Gegensatz zur Fortleitung von Dampf für Krafterzeugung, für die nur überhitzter Dampf in Frage kommt, hat man bei der Übertragung von Dampf für Heizzwecke, bei denen fast ausschließlich Satt-dampf verwandt wird, grundsätzlich die freie Wahl, den Dampf durch die Leitung als Satt-dampf oder als überhitzten Dampf strömen zu lassen. Wärmewirtschaftlich unterscheiden sich diese beiden Arten von Wärmeträger im wesentlichen folgendermaßen:

Bei Satt-dampf bringen die Wärmeverluste keine Temperatur-änderung hervor — eine solche findet vielmehr nur entsprechend der Druckänderung statt —, sondern einen Kondensatanfall, der, abgesehen vom Verlust an Dampfmenge, zur Verwertung der im Kondens-

¹ Für die Überlassung der Abbildungen ist der Verfasser der Schriftleitung der Siemenszeitschrift zu Dank verpflichtet.

sat enthaltenen Wärme besondere Vorrichtungen erfordert oder der bei Nichtverwertung des Kondensats einen zusätzlichen Wärmeverlust bedeutet. Bei überhitztem Dampf dagegen tritt kein Verlust an Dampfgewicht ein, dagegen eine Temperaturverminderung, die bei Verwendung des Dampfes für Heizzwecke normalerweise ohne weitere Auswirkungen ist, da man in den Apparaturen ja nur Sattedampf zu haben wünscht. Man kann also den Dampf am Beginn der Leitung soweit überhitzen, daß er beim Einströmen in die Verbrauchsapparate sich gerade auf Sattedampftemperatur abgekühlt hat und vermeidet so entweder besondere Vorrichtungen für die Verwertung von Kondensat oder die Wärmeverluste, die bei nicht vollständiger Ausnützung des Kondensats von Sattedampf entstehen würden. Andererseits bedingt jedoch die höhere Temperatur des überhitzten Dampfes einen größeren Wärmeverlust der Leitung selbst gegenüber Sattedampf von gleichem Druck.

Man hat deshalb die Vor- und Nachteile der beiden Arten von Wärmeträgern wirtschaftlich gegeneinander abzuwägen. Im folgenden seien die Verhältnisse für den Fall der Nichtverwertung oder nur teilweisen Ausnutzung der Kondensatwärme untersucht. In der wärmetechnischen Literatur¹ ist bereits mehrfach auf diese Zusammenhänge hingewiesen worden. Es fehlen jedoch Betrachtungen, die einen Überblick für die verschiedensten Verhältnisse gestatten. Nachstehend wird zunächst von den Verhältnissen bei ununterbrochener Betriebsweise ausgegangen.

Als Basis des Vergleichs zwischen den Verlusten bei den beiden Arten von Wärmeträgern wird zweckmäßig der reine Wärmeverlust an die Umgebung bei Verwendung von Sattedampf des entsprechenden Druckes gewählt. Auf dieser Grundlage kann dann einerseits der zusätzliche Verlust bei Sattedampf durch nicht ausgenutzte Kondensatwärme, andererseits der Mehrverlust an Wärme durch die Isolierung bei überhitztem Dampf gerechnet werden. Für den Kondensatverlust ist schon in Gleichung (115) ein „Betriebsaufwandsfaktor b “ aufgestellt worden, der die Wertsteigerung angibt, die eine an die umgebende Luft verlorene Kalorie infolge dieser Kondensatwärmeverluste erfährt².

In gleicher Weise läßt sich auch bei Verwendung von überhitztem Dampf ein „Betriebsaufwandsfaktor b “ aufstellen, der die infolge der höheren Temperaturen sich ergebenden Mehrverluste durch die Isolierung gegenüber Sattedampf ausdrückt. Für ihn gilt, wenn man, was für den vorliegenden Zweck ohne weiteres zulässig ist, die Wärmeverluste direkt proportional der Temperaturdifferenz zwischen Wärme-

¹ So hat z. B. K. Hencky (Lit.-Nachw. 33) für ein bestimmtes Zahlenbeispiel ein anschauliches Diagramm aufgestellt.

² Bei völliger Kondensatausnutzung ist also der Betriebsaufwandsfaktor $b = 1$.

träger und Luft setzt, die Beziehung:

$$b' = \frac{t_{\ddot{u}} + t_s - t_2}{t_s - t_2} \quad (117)$$

Darin ist:

$t_{\ddot{u}}$ = die Temperatur des überhitzten Dampfes am Beginn der Leitung,
 t_2 = die Lufttemperatur der Umgebung in $^{\circ}\text{C}$.

Unter Benutzung dieses Betriebsaufwandsfaktors b läßt sich dann durch die Gleichsetzung der Gleichungen (115) und (117) für die zulässige Höchsttemperatur des überhitzten Dampfes am Beginn der Leitung, bei welcher gerade Gleichheit zwischen den Aufwendungen für die verlorene Kondensatwärme und den erhöhten Wärmeverlusten bei überhitztem Dampf bestehen, folgende Beziehung ableiten:

$$t_a = (t_s - t_2) \cdot (2 \cdot b - 1) + t_2. \quad (118)$$

Vorstehende Gleichung läßt also für jeden Dampfdruck ohne weiteres angeben, wie hoch die Dampfüberhitzung am Beginn der Leitung höchstens werden darf, um gegenüber Sattedampf mit Kondensatverlusten noch wirtschaftlich zu sein. Zahlentafel 65 gibt diese zulässige Dampfüberhitzung oder mit anderen Worten den zulässigen Temperaturabfall in der Leitung in Abhängigkeit vom Druck gegenüber Nichtverwertung des Kondensats bzw. Verwertung unter Druckentspannung (vgl. S. 218). Lufttemperatur 20°C .

Zahlentafel 65. Wirtschaftliche Überhitzungsgrenze des Dampfes.

Druck in ata	Überhitzung des Dampfes über Sattedampftemperatur in $^{\circ}\text{C}$ bei		Zulässige Anfangstemperatur des überhitzten Dampfes in $^{\circ}\text{C}$ bei	
	$t_n = 10^{\circ}$	$t_n = 90^{\circ}$	$t_n = 10^{\circ}$	$t_n = 90^{\circ}$
1,5	34,5	7	145,5	118
2	41	11	161	131
3	53	19	186	152
5	74	32	225	183
10	111	58	290	237
15	142	82	339	279
20	170	103	381	314

Es erhebt sich nun die Frage, ob in einem bestimmten Falle diese zulässige Überhitzungstemperatur des Dampfes, die, wie man sieht, sehr erheblich sein kann, ausreicht, um die Wärmeverluste in der Leitung so vollständig zu decken, daß, wie dies ja beabsichtigt wird, der Dampf gerade als Sattedampf am Ende der Leitung ankommt, ohne daß sich in der Leitung selbst im Betrieb Kondensat bildet. Dies hängt ab von:

- Rohrdurchmesser,
- Isolierstärke,
- Wärmeleitzahl der Isolierung,
- Länge der Leitung,
- stündl. Gewichtsmenge des Wärmeträgers,
- Dampfdruck.

Die Verhältnisse sind also ziemlich kompliziert. Um zu einer einigermaßen einfachen Übersicht zu kommen, seien zugrunde gelegt:

- Lichter Rohrdurchmesser 50, 200 und 400 mm
- Wärmeleitzahl der Isolierung 0,08 kcal/m h °C
- Wirtschaftlichste Isolierstärken¹ mittlere Werte
- Strömungsgeschwindigkeit des Dampfes . 25 m/sec

Von besonderem Einfluß ist die Dampfgeschwindigkeit, da die zu lässige Leitungslänge etwa im gleichen Verhältnis wächst. Zahlentafel 66 gibt die unter diesen Annahmen berechnete Leitungslänge.

Zahlentafel 66. Wirtschaftliche Leitungslänge für überhitzten Dampf.

Dampfdruck in ata	Wirtschaftliche Grenzlänge in m bei überhitztem Dampf mit einer Strömungsgeschwindigkeit von 25 m/sec und einem Rohrdurchmesser von					
	50		200		400 mm	
	$t_n = 10^\circ \text{C}$	$t_n = 90^\circ \text{C}$	$t_n = 10^\circ \text{C}$	$t_n = 90^\circ \text{C}$	$t_n = 10^\circ \text{C}$	$t_n = 90^\circ \text{C}$
1,5	41	10,5	329	82	830	210
2	56	20	500	166	1270	420
3	101	46	796	362	2220	1014
5	187	106	1605	911	4400	2500
10	460	318	3545	2450	9680	6760
15	727	564	6120	4780	16800	13100
20	992	819	8370	6940	23000	19000

Es ist also festzustellen:

Der wirtschaftliche Nutzen der Verwendung von überhitztem Dampf steigt mit dem

- Dampfdruck,
- Rohrdurchmesser.

Er nimmt ab mit der Ausnutzungsmöglichkeit des Kondensats.

Dieser letztere Einfluß ist bei geringeren Drücken ausschlaggebend, bei hohen Drücken verhältnismäßig gering.

Zusammenfassend läßt sich also sagen, daß die vollständige Nichtausnutzung des Kondensats derartig große zusätzliche Wärmeverluste

¹ Sie sind selbstverständlich im vorliegenden Fall sowohl für Sattedampf wie überhitzten Dampf gleich, weil ja unseren Betrachtungen die Annahme zugrunde liegt, daß die zusätzlichen Kondensatverluste gleich den Mehrverlusten infolge der Dampfüberhitzung sein sollen. Man kann sie ferner der Einfachheit halber auch für die beiden Fälle $t_n = 10^\circ \text{C}$ und $t_n = 90^\circ \text{C}$ gleicherweise verwenden.

bedeutet, daß der Verwendung von überhitztem Dampf fast unter allen Verhältnissen bei weitem der Vorzug zu geben ist. Bei Ausnutzung des Kondensats unter Entspannung wird man etwa einen Druck von 3 bis 5 Atmosphären absolut als die Grenze betrachten können, oberhalb derer auch hier im allgemeinen mit wesentlichen Ersparnissen durch überhitzten Dampf zu rechnen ist.

Bemerkt sei, daß Gleichung (118) selbstverständlich nicht nur für die glatte Rohrleitung gilt, sondern auch für die Einflüsse von Flanschen, Ventilen, Rohraufhängung usw., da die Wärmeverluste dieser Teile in erster Annäherung ebenfalls proportional der Temperaturdifferenz mit der Außenluft gesetzt werden können. Natürlich müssen aber diese Teile in der Rohrleitungslänge mit eingeschlossen werden, d. h. ihre gleichwertige Länge ist beispielsweise von den Werten der Zahlen-tafel 66 abzuziehen, um die tatsächliche Leitungslänge zu erhalten.

Vorstehende Betrachtungen sind für ununterbrochene Betriebsweise aufgestellt. Bei täglich unterbrochenem Betrieb wird die Wirtschaftlichkeitsgrenze des überhitzten Dampfes etwas herabgedrückt, weil den größeren Auskühlungsverlusten der im Rohr und in der Isolierung gespeicherten Wärme bei überhitztem Dampf keine Kondensatverluste bei Sattedampf gegenüberstehen. Aber auch hierfür geben die berechneten Werte noch einen guten Anhaltspunkt. Für Leitungen mit sehr großem Druckabfall, wie dies bei Dampffernleitungen oft der Fall ist, kann man die Gleichungen mit genügender Genauigkeit für den mittleren Druck in der Leitung zur Anwendung bringen.

Zum Schlusse sei auf folgende in der Praxis vielfach in Verbindung mit dem behandelten Problem stehende Aufgabe hingewiesen. Oft steht von Haus aus stark überhitzter Dampf zur Verfügung, bei dem unter ordnungsgemäßer Isolierung die Temperatur am Ende der Leitung noch wesentlich über Sattedampftemperatur liegen würde. Ein Teil der Überhitzungswärme ist also überflüssig. Es ist dann aber selbstverständlich die einzig wirtschaftlich in Frage kommende Maßnahme die, diese Überhitzungswärme in einem Dampfkühler am Anfang der Leitung zur Erzeugung von zusätzlichen Dampfmengen nutzbar zu machen, nicht aber, wie man dies überraschenderweise nicht selten in der Praxis antrifft, die Überhitzungswärme durch Verwendung billiger Isoliermaterialien und sehr knapp bemessener Stärken zu verschwenden. Die auf letztere Weise verlorenen Wärmemengen stellen meist, wie die Durchrechnung zahlreicher Beispiele ergab, jährlich außerordentliche Beträge dar, welche die Anlagekosten für den Dampfkühler schon in einem Jahr leicht um das 10fache übersteigen¹.

¹ Eine Besprechung verschiedener Dampfkühlerarten findet sich in der Arbeit von K. Hencky, Lit.-Nachw. 33.

F. Vergabung und Belieferung von Aufträgen.

K. Hencky hat angesichts der nicht ganz leicht zu übersehenden Zusammenhänge und der in der Praxis vielfach eingebürgerten irrtümlichen Anschauungen schon seit längerer Zeit auf die Notwendigkeit hingewiesen¹, durch Aufstellung von einheitlichen Regeln eine Grundlage für die Bemessung und Abnahme von Wärme- und Kälteschutzstoffen zu schaffen, die auch dem auf diesem Spezialgebiet weniger Bewanderten einwandfreie Entscheidungen möglich machen, so wie dies für viele mittleren Werke ein Bedürfnis darstellt. Gewisse Vorbilder liegen heute in den Lieferungsbedingungen großer Konzerne bereits vor² und auch in der Literatur finden sich verschiedene Anhaltspunkte³. Kürzlich (November 1927) trat denn auch in Verfolg dieser Anregungen beim Verein Deutscher Ingenieure ein Ausschuß zur Aufstellung derartiger Regeln zusammen, dessen Arbeitsprogramm in etwa Jahresfrist zur Durchführung gelangen soll. Nachstehende Ausführungen mögen etwa das heute vorhandene Material kennzeichnen.

48. Richtlinien für die Vergabung von Wärmeschutzanlagen.

Ebenso wie die Bemessung von Isoliermaterialien hat auch ihre Auswahl zwischen betriebstechnischen und wirtschaftlichen Gesichtspunkten zu unterscheiden. Auch hier sind die ersteren nur dann zu berücksichtigen, wenn sie Anforderungen stellen, die über die normalen wirtschaftlichen Forderungen hinausgehen. Mit anderen Worten, man wird im allgemeinen das Material auswählen, das den geringsten jährlichen Gesamtaufwand für Betrieb und Kapitaldienst benötigt, und nur dann zu einem anderen Material greifen, wenn nur mit diesem ein bestimmter technischer Effekt erreicht werden kann. Derartige Fälle sind verhältnismäßig selten und ihre Behandlung nach den vorstehenden Abschnitten bietet keine Schwierigkeiten. Sie werden deshalb im folgenden im allgemeinen nicht näher besprochen.

Vergleicht man nun mit diesen ohne weiteres einleuchtenden theoretischen Forderungen die vielfach in der Praxis üblichen Vergabungsgrundlagen selbst großer Werke, so findet man überraschende Abweichungen. Liegt die Vergabung in der Hand von technisch nicht vorgebildeten Kaufleuten, so wird in Verkennung der praktischen Auswirkung in der Regel dem billigsten Material der Vorzug gegeben; bestimmen Techniker, so geben oft in einseitiger Weise betriebstechnisch übertriebene Forderungen den Ausschlag. Eine wesentliche Ursache für diese falsche Handhabung in der Praxis liegt darin, daß die not-

¹ Hencky, K.: Lit.-Nachw. 34.

² Vor allem der I. G. Farbenindustrie A.-G., ferner der Wärmestelle Düsseldorf usw.

³ Cammerer, I. S.: Lit.-Nachw. 24 u. 25.

wendigen Berechnungen zur Ermittlung des wirtschaftlichsten Materials bislang recht zeitraubend waren. Wie gezeigt werden wird, können jedoch die Wettbewerbsgrundlagen so aufgebaut werden, daß sich die notwendige Arbeit auf die verschiedenen Lieferfirmen und das vergebende Werk in bequemer Weise verteilt.

a) Unsachgemäße Vergabeungsgrundlagen. Es ist zu unterscheiden zwischen unsachgemäßen Vergabeungsgrundlagen, die eine unrichtige Vergleichsbasis für die Auswahl des Materials bilden, und solchen, welche nach getroffener Auswahl falsche Lieferungsbedingungen darstellen.

Unrichtige Vergleichsbasis bei der Materialauswahl. Alle hierher gehörigen Garantieforderungen laufen letzten Endes darauf hinaus, eine ganz bestimmte technische Leistung vorzuschreiben, obwohl der Betrieb dies durchaus nicht verlangt, sondern die Wahl des wirtschaftlichsten Materials zuläßt.

Die Formen, in die derartige unrichtige Forderungen gekleidet werden, sind recht verschieden. Abgesehen von der Vorschrift rein betriebstechnischer Werte, wie z. B. eines Höchsttemperaturabfalls, die ohne weiteres als solche zu erkennen sind, wird dabei vielfach eine Basis gewählt, die den Anschein einer wirtschaftlichen Auswahl erweckt. In Wirklichkeit ist dies aber nicht der Fall, da hierbei nicht nur grundsätzlich die Wirtschaftslage des Werkes (Wärmepreis, Amortisations- und Verzinsungsquote) unberücksichtigt bleibt, sondern infolge des zugleich stets einreißenden Schematismus auch die genauen betriebstechnischen Verhältnisse (Temperatur, Betriebsdauer, Rohrdurchmesser) nicht oder falsch bewertet werden. Hierher gehört z. B. die „Wärmeersparniszahl“ einer Isolierung. (Vgl. Abschnitt 27.) Ihre Bezugsgröße, der Wärmeverlust im nackten Zustand, ist je nach Art und Lage des Objekts, sowie je nach den äußeren Verhältnissen in erheblichen Grenzen veränderlich und stets nur annähernd berechenbar¹. Abgesehen von dieser Unsicherheit ist weiterhin sehr hinderlich, daß die Wärmeersparniszahl selbst bei gleicher Isolierstärke und gleichem Material je nach Temperatur und Krümmungsradius sehr verschiedene Werte annimmt, so daß eigentlich stets eine große Anzahl Bestimmungsgrößen mitgenannt werden müßten. Außerdem bedeutet sie einen sehr groben Maßstab, der erhebliche Unterschiede der Qualität der Isolierung nur ungenügend zum Ausdruck bringt. Unter folgenden Verhältnissen z. B.

Rohrdurchmesser	300/318 mm
Temperaturunterschied zwischen Rohr und Luft	300° C
Isolierstärke	100 mm
Lage der Leitung	in Innenräumen

¹ Vgl. K. Hencky u. I. S. Cammerer: Lit.-Nachw. 7.

errechnet sich die Wärmeersparniszahl eines Materials mit der Wärmeleitfähigkeit $0,1 \text{ kcal/m h } ^\circ\text{C}$ zu $94,3\%$, während sie sich bei der um 20% besseren Wärmeleitfähigkeit $0,08$ (= um $19,2\%$ niedrigeren Wärmeverlusten) nur um $1,1\%$ erhöhen würde.

In der Kühltechnik pflegt man ferner für Kühlräume vorzuschreiben, daß der stündliche Wärmeverlust pro Flächen- und Temperatureinheit durch das fertig isolierte Mauerwerk, also die Wärmedurchgangszahl, $0,3 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$ nicht überschreiten darf. Es bedeutet dies letzten Endes nichts anderes als die Vorschrift eines ganz bestimmten Wärmeverlustes, den man auf diese Weise nur nicht für die verschiedenen Teile der Anlage im einzelnen vorzuschreiben braucht. Eine derartige Fassung ist zwar für die Berechnung der notwendigen Größe der Kältemaschine bequem, entspricht jedoch ebensowenig den oben entwickelten Gesichtspunkten, als den sonst in der Technik üblichen Grundsätzen, weil diese niedrige Wärmedurchgangszahl von allen Wandteilen verlangt zu werden pflegt, gleichgültig, ob die jeweils zwischen Innen- und Außenluft herrschende Temperaturdifferenz und damit die Beanspruchung der Isolierung größer oder kleiner ist.

Ähnlich verfährt man vielfach bei Wärmespeichern, bei denen eine Wärmedurchgangszahl zwischen den Werten $0,5$ und $1,0$ vorgeschrieben wird. Hier gibt es niemals betriebstechnische Forderungen, die die wirtschaftliche Dimensionierung¹ und Materialauswahl unmöglich machen würden. Eine mit einem allzu hohen Kapitaldienst ersparte Wärmeeinheit ist ebenso ein unnötiger Verlust wie eine zu hoch zugelassene Wärmeabgabe.

Die vorstehenden Festlegungen haben im übrigen auch den großen Nachteil, daß nicht nur die verschiedenen Materialien auf einer unrichtigen Grundlage ausgewählt werden, sondern daß neben der Leistung des Isoliermaterials — für die allein der Lieferant verantwortlich ist — auch der Einfluß des Wärmeüberganges an den Oberflächen eingeschlossen ist, der nach den örtlichen und zeitlichen Verhältnissen erhebliche Unterschiede aufweisen kann und rechnerisch nur ungenau zu erfassen ist. In der Wärmedurchgangszahl von Kühlraumisolierungen ist außerdem auch noch der Einfluß des Mauerwerks enthalten und die Lieferfirmen können bei ihrer Berechnung die Materialkonstanten des Mauerwerks in nicht unerheblich verschiedener Weise annehmen, so daß auch aus diesem Grunde die einzelnen Garantien meist weder direkt vergleichbar noch exakt sind. Bei Wärmespeichern kommt hinzu, daß vielfach die mittlere Wärmedurchgangszahl des Gesamtspeichers verlangt wird, in der ja noch die Wärmeverluste der stets vorhandenen nackten bzw. nichtisolierbaren Teile enthalten sind, die ebenfalls nur

¹ Die wirtschaftlichsten Stärken ergeben allerdings Werte, die etwa zwischen den genannten Durchgangszahlen liegen, müssen aber eben erst ermittelt werden.

angenähert abgeschätzt werden können und mit der Garantie des Wärmeschutzmittels nichts zu tun haben.

Handelt es sich bei den vorstehend erwähnten Lieferungsbedingungen um Spezialobjekte, so hat sich neuerdings eine Art der Vergebung eingebürgert, die ganz allgemein für Kesselhäuser, Kraftanlagen usw. angewandt wird. Es werden dabei für die verschiedenen Rohrleitungen, Kessel usw. im einzelnen ganz bestimmte, zulässige Wärmeverluste vorgeschrieben, zum Teil unter Staffelung nach Temperatur und Rohrdurchmesser. Diese Festlegung ist in doppelter Hinsicht falsch. Einmal ist bei den verschiedenen Materialien der wirtschaftlichste Wärmeverlust jeweils ein anderer und ferner ist in der Regel die Staffelung nach Temperatur und Rohrdurchmesser in außerordentlich widerspruchsvoller Weise durchgeführt. Schematische Annahmen und sonstige Normalwerte sind selbst dann falsch am Platze, wenn, wie dies manchmal geschieht, die Aufstellung auf Grund von wirklichen Berechnungen durch irgendeine Zentralstelle erfolgt; denn, wie schon erwähnt, können hiermit ja die sehr verschiedenen Wärmepreise der Werke und die großen Unterschiede in den Anlagekosten der Isolierung nicht berücksichtigt werden. Die letzteren Kosten sind übrigens sogar für ein und dasselbe Material ein und derselben Firma in den verschiedenen Bezirken Deutschlands mit Rücksicht auf die Frachtlage, die Lohnkosten und die Wettbewerbsverhältnisse nicht unerheblich verschieden.

Lieferungsbedingungen mit unsachgemäßen Durchführungsvorschriften. Die häufigste Art unsachgemäßer Durchführungsvorschriften ist die Festlegung von Garantiewerten, die man später überhaupt nicht mit der notwendigen Genauigkeit nachprüfen kann. Die Unsicherheit einer derartigen Kontrolle ist dabei durchaus nicht etwa für den Lieferanten vorteilhaft, wie anscheinend manchmal angenommen wird, da auf diese Weise später auch ganz unbegründete Beanstandungen erfolgen können, die dann nur schwer zu widerlegen sind.

Das bekannteste Beispiel ist der garantierte Temperaturabfall in einer Rohrleitung. Es erübrigt sich, hier auf die in der Literatur mehrfach besprochenen meßtechnischen Schwierigkeiten einzugehen¹. Wie in Abschnitt 34, S. 167 gezeigt wurde, ist der Temperaturabfall von so vielen Größen abhängig, deren Messung im Betrieb so gut wie nie mit der erforderlichen Genauigkeit möglich und sehr kompliziert ist, daß Irrtümer um einige 100% durchaus nicht zu den Seltenheiten gehören. Dazu kommt die Schwierigkeit, die zusätzlichen Wärmeverluste von Flanschen, Rohraufhängung, Ventilen usw. entweder in der Garantieberechnung einigermaßen richtig mit anzusetzen oder sie bei der Messung

¹ Vgl. K. Hencky u. I. S. Cammerer: Lit.-Nachw. 7.

rechnerisch auszuschneiden. Eine derartige Garantie gestattet nicht einmal ohne weiteres einen ungefähren Überblick über die Güte des Materials. Sind der Durchmesser und die Geschwindigkeit des Wärmeträgers groß, so kann auch bei Dampf als Wärmeträger und bei schlechter Isolierung der Abfall auf Hunderte von Metern sich nur zu 2 bis 3⁰ ergeben. Im gegenteiligen Fall können auch bei vorzüglichstem Wärmeschutz 150 bis 200⁰ verloren gehen. Es müßten also die zahlreichen beeinflussenden Größen sorgfältig in Rechnung gezogen werden.

Ähnlich verhält es sich bei der für Wärmespeicher vielfach geforderten Garantie eines bestimmten Druck- oder Temperaturabfalls innerhalb 24 Stunden. Hier ist von allem zu sagen, daß es in der Praxis niemals und nirgends ein vollkommen dichtes Ventil gibt, daß also Mindestvoraussetzung eines Abnahmeversuches das vollständige Abflanschen des Wärmespeichers wäre, das aus betriebstechnischen Gründen fast nie durchgeführt werden kann. Schon durch kleine Undichtheiten der Ventile entstehen aber Verluste, die ein Vielfaches der eigentlichen Wärmeverluste sind.

Unter diesen Abschnitt gehört auch die Forderung unmöglich geringer Toleranzen. Wenn eine Garantie mit 2 bis 3% Toleranz aus gestattet wird, so ist das mit dem technischen Begriff der Toleranz unvereinbar, weil damit noch nicht einmal die Messungenauigkeiten gedeckt werden, selbst wenn man die richtige Garantiegrundlage, die Wärmeleitzahl, wählt. Man muß unter Betriebsumständen immer mit meßtechnischen Ungenauigkeiten von $\pm 5\%$ rechnen und dazu kommt erst noch die notwendige Spanne für unvermeidliche Qualitätsunterschiede der Rohstoffe, der Fabrikation und Montage. Normalerweise wird man also eine Gesamttoleranz von $\pm 10\%$ für billig halten müssen.

In diesem Zusammenhang muß allerdings darauf hingewiesen werden, daß einer der größten deutschen Industriekonzerne sich auf den Standpunkt stellt, daß das Risiko für Qualitätsunterschiede der Lieferant tragen müsse, nicht der Abnehmer, und daß daher die Toleranz lediglich die Meßungenauigkeiten von etwa 5% zu enthalten habe. Der Lieferant muß also einen entsprechenden Zuschlag von vornherein auf seine normalen Garantiewerte machen. Natürlich kann man, entsprechendes technisches Wissen aller Lieferfirmen vorausgesetzt, auch auf dieser Grundlage eine einwandfreie Materialauswahl treffen, nur dürfen dann keinesfalls kritiklos Laboratoriumszahlen als Garantiewerte eingesetzt werden. Vgl. Abschnitt 49.

b) Richtig aufgebaute Wettbewerbsvorschriften und Lieferungsbedingungen. Wettbewerbsvorschriften. Folgende Gegen vorschläge scheinen nun geeignet, einerseits allen theoretischen und praktischen Forderungen zu genügen, andererseits für den Lieferanten und Abnehmer das Maß der Rechenarbeit auf ein erträgliches Minimum herab-

zumindern, ohne daß dies irgendwie auf Kosten der Richtigkeit der Entscheidungen gehen müßte:

1. Der Lieferant wird aufgefordert, sein zweckmäßigstes Material bei den jeweils günstigsten Isolierstärken anzubieten. Gleichzeitig ist neben der selbstverständlichen Garantie der Wärmeleitzahl auch der bei diesen günstigen Isolierstärken garantierbare Wärmeverlust für die wichtigsten und hinsichtlich Temperatur und Durchmesser typischen Objekte aufzugeben unter Festlegung der gleichen Ausgangsverhältnisse für sämtliche Angebote (Lufttemperatur, Windanfall usw.). Zu diesem Behufe muß dem Lieferanten werkseitig außer den betriebstechnischen Daten (Dampftemperatur, Rohrdurchmesser usw.) auch die ungefähre jährliche Betriebsstundenzahl, der angenäherte Wärmepreis und die gewünschte Kapitaldienstquote angegeben werden.

2. Die einlaufenden Angebote, die sich bei Angabe der allgemeinen Quadratmeterpreise selbst bei größten Anlagen auf die Berechnung der Wärmeverluste von fünf oder sechs charakteristischen Rohren beschränken können, werden werksseitig in der Weise verglichen, daß man für die wichtigsten Positionen den jährlichen Gesamtaufwand bildet durch Addition der garantierten Wärmeverluste, umgerechnet in Mark je Meter und Jahr, einerseits und des Kapitaldienstes für Amortisation und Verzinsung der Anlagekosten andererseits. Es ist dann jenes Angebot das wirtschaftlichste, bei welchem der jährliche Gesamtaufwand am geringsten ausfällt, selbstverständlich gleiche betriebstechnische Eignung des Materials im übrigen vorausgesetzt. Gegebenenfalls ist letztere Bedingung entsprechend mit in Rechnung zu setzen (z. B. Reparaturfähigkeit, Wiederverwendbarkeit des Materials, Feuchtigkeitsbeständigkeit, Druckfestigkeit usw.). Dabei kann sich ergeben, daß ein weniger gutes Material, das besonders billig ist, für niedrige Temperaturen wirtschaftlich überlegen ist, während ein hochwertiges, aber teureres bei hohen Temperaturen den Vorzug verdient. Außerdem können hinsichtlich der Materialkonstanten sehr günstige Isoliermittel durch allzu hohe Anlagekosten unter Umständen ganz ausscheiden. Die Bildung des erwähnten Gesamtaufwandes wird zweckmäßig werksseitig vorgenommen, da es dann nicht nötig ist, dem Lieferanten den ganz genauen Wärmepreis zu nennen.

Dieser Weg ist einfach, erspart dem Werk und dem Lieferanten gegenüber der bisherigen Handhabung sehr viel Zeit und Mühe, entspricht den heutigen wissenschaftlichen Anschauungen, wird jedem Material gerecht und erfüllt auch die an sich selbstverständlich scheinende Forderung, daß man es dem Lieferanten überlassen muß, sein Material unter den ihm am zweckmäßigsten scheinenden Bedingungen (Isolierstärke) anzubieten.

Lieferungsbedingungen. Bei Vergebung eines Auftrages hat man selbstverständlich durch entsprechende Lieferungsbedingungen die

Einhaltung der Angaben sicherzustellen, von denen man bei seiner Entscheidung ausgegangen ist. Grundlage hierfür können in wärmeschutztechnischer Hinsicht nur die beiden hauptsächlichsten Materialkonstanten sein, also Wärmeleitzahl und Raumgewicht. Sie allein charakterisieren ein Material völlig eindeutig und unter beliebigen Verhältnissen. Die Feststellung der Wärmeleitzahl im Betrieb ist heute auch unter schwierigen Verhältnissen mit genügender Genauigkeit durchführbar und von dieser Größe aus kann man beliebige betriebstechnische und wirtschaftliche Berechnungen aufstellen.

Die garantierte Wärmeleitzahl muß natürlich die bekannte Temperaturabhängigkeit dieser Größe berücksichtigen. Außerdem ist darauf zu achten, daß alle Angaben der Materialkonstanten sich nur auf die Isolierung im fix und fertigen Zustande beziehen. Laboratoriumsergebnisse müssen also meist einen erheblichen Zuschlag (bis 20% und mehr) erfahren, um den Einfluß des konstruktiven Aufbaues der Isolierung und der Montage mit einzuschließen. Auf diesen Punkt ist bei der Überprüfung der Angaben der Lieferfirmen wohl zu achten.

Zur Sicherung der Garantie sind, wie üblich, entsprechende Konventionalstrafen festzulegen. Man muß hierbei selbstverständlich die allgemeinen technischen und wirtschaftlichen Möglichkeiten in Betracht ziehen. Beispielsweise ist es absolut undurchführbar, daß, wie dies in der Propaganda einer Lieferfirma versprochen wird, jede Kalorie, die über die zulässige Grenze hinaus verloren wird, dem Abnehmer erstattet wird. Die hierzu nötigen Beträge würden bei der normalen Lebensdauer einer Isolierung schon bei mäßigen Überschreitungen ein Vielfaches der ganzen Kaufsumme erreichen. Vorbildlich sind in dieser Hinsicht die Vorschriften der I. G. Farbenindustrie A.-G., unter deren Benutzung man etwa folgendes allgemeine Schema eines Lieferungsvertrages aufstellen kann:

a) Angabe der Wärmeleitzahl der fix und fertigen Isolierung bei Dampftemperaturen von 100, 200, 300 und 400° C¹.

b) Angabe des Raumgewichtes der fix und fertigen Isolierung.

c) Festlegung der zugelassenen Toleranz.

¹ Physikalisch exakt ist eigentlich nur die Bezugnahme der Wärmeleitzahl auf die mittlere Temperatur in der Isolierung. Die Bezugnahme auf die Dampftemperatur ist jedoch für die Praxis übersichtlicher und läßt sich bei normalen Lufttemperaturen und mittleren Isolierstärken genügend genau durchführen. Ist freilich die Lufttemperatur abnorm hoch, wie z. B. in Kanälen, so muß man die Wärmeleitzahl entweder für bestimmte Lufttemperaturen angeben oder auf mittlere Temperatur in der Isolierung beziehen. Das gleiche gilt von Materialien, die nicht unmittelbar an die freie Luft grenzen, sondern in anderen Konstruktionsgliedern eingebaut sind, wie z. B. bei Isolierung von Ofenmauerwerk, wobei also ein und derselben Innentemperatur je nach der Gesamtkonstruktion sehr verschiedene mittlere Temperaturen zugeordnet sein können.

d) Festlegung einer Konventionalstrafe für eine Überschreitung der zulässigen oberen Toleranzgrenze, etwa wie folgt:

Bis 10% Überschreitung werden für jedes volle Prozent Überschreitung je 1% der Auftragssumme vom Kaufpreis abgezogen. Für weitere Überschreitungen werden nach Wahl des Auftraggebers entweder für jedes weitere volle Prozent Überschreitung 5% vom Kaufpreis vergütet oder es erfolgt kostenlose Nachisolierung bis zur Erreichung des Wärmeverlustes der Garantiegrenze.

Bei Überschreitung der Toleranzgrenze um 25% bleibt völlige Erneuerung der Isolierung vorbehalten.

e) Die Abnahmeversuche werden im Betrieb mit dem Wärmeflussmesser nach E. Schmidt oder dem Wärmeschutzprüfer nach K. Hencky vorgenommen unter Benutzung von Thermoelementen für die Temperaturmessungen.

f) Bei Materiallieferungen, bei denen die Ausführung nicht durch die Lieferfirma selbst vorgenommen wird, kann Zurückweisung des Materials schon bei 10% Überschreitung des zulässigen Garantiewertes erfolgen.

g) Bei Materiallieferungen kann die Nachprüfung auch durch Laboratoriumsversuche stattfinden.

h) Im Nichteinigungsfall über das Ergebnis der Abnahmeversuche wird die Entscheidung einem wissenschaftlichen Institut übertragen¹.

Streng genommen müßte bei der Festlegung der Konventionalstrafen ein Unterschied zwischen Dauerbetrieb und unterbrochenem Betrieb gemacht werden, da im letzteren Falle eine eventuelle nachträgliche Verstärkung der Isolierung nicht immer den vertragsmäßigen Zustand wiederherstellen kann, weil sie zwar die Verluste im Betrieb herabmindert, jedoch die Auskühlungsverluste in den Betriebspausen erhöht. Da die wissenschaftlichen Unterlagen in dieser Hinsicht zurzeit jedoch noch unzureichend sind, wird man von dieser Unterscheidung absehen können.

Zuweilen pflegt man in die Garantiebedingungen für unterbrochene Betriebsweise auch noch die Angabe der spezifischen Wärme des Isoliermaterials aufzunehmen. Die wirtschaftliche Auswirkung der hier möglichen Unterschiede ist aber meist sehr gering. So wenig ferner betriebstechnische Werte geeignet sind, Grundlagen der Garantie zu geben, so kann natürlich das begriffliche Bedürfnis des Praktikers, auch über betriebstechnische Größen, wie z. B. Temperaturabfall in Rohrleitungen, Oberflächentemperaturen von Isolierungen usw., bindende Angaben zu

¹ In erster Linie dürften heute in Deutschland dafür in Betracht kommen das Forschungsheim für Wärmeschutz E. V. (München) und das Laboratorium für technische Physik an der Technischen Hochschule in München, die auch in den Lieferungsvorschriften der I. G. Farbenindustrie A.-G. vorgeschrieben werden.

erhalten, Berücksichtigung finden, indem ergänzende Zahlenwerte in die Liefervorschriften mit aufgenommen werden. Der Sinn ihrer Festlegung kann aber nur der sein, daß das belieferte Werk zu Regreßansprüchen berechtigt ist, wenn die diesbezüglichen Angaben der Lieferfirma nicht in sinngemäßer Übereinstimmung mit den garantierten Materialkonstanten sind. Dabei kann unter sinngemäßer Übereinstimmung nur eine solche verstanden werden, wie sie bei den heutigen wissenschaftlichen Berechnungsverfahren überhaupt möglich ist. Es ist nicht ganz einfach, die notwendigen Festlegungen der maßgebenden Betriebsgrößen und sonstiger Nebeneinflüsse in allen Teilen zu vereinbaren. Immerhin kann sich der Betriebsleiter auf diese Weise davor schützen, daß ihm eine Lieferfirma zwar richtige Materialkonstanten, aber unmögliche Betriebsgrößen angibt, deren Berechnung zu kontrollieren er nicht in der Lage ist.

49. Die Festlegung garantierbarer Werte durch Lieferfirmen.

Zuweilen tritt eine Überspannung des Garantiedenkens bei Wärmeschutzanlagen zutage, teils als Folge der allgemein immer mehr in der Praxis eindringenden theoretischen Erkenntnisse, teils durch die Lieferfirmen selbst unter dem Drucke der Wettbewerbsverhältnisse. Es ist deshalb angezeigt, kurz auf die Festlegung von Garantiewerten einzugehen, wie sie vom Standpunkt des Lieferanten betrachtet werden muß:

Aus dem im vorigen Abschnitt Dargelegten ergibt sich hinsichtlich der Toleranzen, die für die verschiedenen Garantiewerte gefordert werden müssen, zusammenfassend etwa folgendes:

1. Garantien von Materialkonstanten müssen eine Toleranz von etwa $\pm 5\%$ für die überhaupt möglichen Meßgenauigkeiten bei Abnahmeprüfungen erhalten.

2. Da Garantien von Materialkonstanten sich mit der einzigen Ausnahme reiner Materiallieferungen stets auf die fix und fertige Ausführung beziehen sollen, so müssen gegenüber Laboratoriumsversuchen wissenschaftlicher Institute, die sich mit Recht normalerweise auf die Feststellung der reinen Materialwerte beschränken, noch Zuschläge zur Berücksichtigung des konstruktiven Aufbaues gemacht werden, z. B. für Fugen, Unterstrich und Abglättung, Hartmäntel, Absteifungsglieder usw.¹ Auch bei Wärmeschutzmassen sind die Einflüsse der

¹ Der große Einfluß schlechter Montage sei an dem Beispiel gebrannter Kieselgurmaterialien gezeigt, die in Formstücken von etwa den Ausmaßen eines normalen Ziegels mit Wärmeschutzmasse angesetzt, verfugt und abgeglättet werden. Wird das Ausstreichen der Fugen unterlassen oder mangelhaft ausgeführt, so erhöhen die entstehenden Luftschichten die Betriebswerte gegenüber den Garantien außerordentlich. Verfasser fand in 3 Fällen 15 bzw. 40 bzw. 50₀⁰ Garantieüberschreitungen.

praktischen Montage (vgl. Seite 86) wohl zu beachten. Auch diese Zuschläge beanspruchen unter Einschluß der unvermeidlichen Qualitätsunterschiede der Rohstoffe, der Fabrikation und Montage eine weitere Toleranz von etwa $\pm 5\%$.

3. Bei Garantien von Betriebsgrößen muß eine Abweichung entsprechend den Ungenauigkeiten der wissenschaftlichen Berechnungsformeln zugelassen werden. Bei Wärmeverlusten genügen dazu etwa $\pm 2\%$, bei Temperaturabfallsberechnungen je nach dem Einfluß der zusätzlichen Wärmeverluste von Flanschen, Rohraufhängung usw. nicht unter $\pm 10\%$. Zweckmäßig würde vom Abnehmer die zugebilligte Rechenunsicherheit angegeben werden, um Angebote auf gleicher Rechenbasis zu erhalten.

Muß aus irgendwelchen Gründen die Toleranz für die garantierten Werte mit einem geringeren Betrage in den Vereinbarungen festgelegt

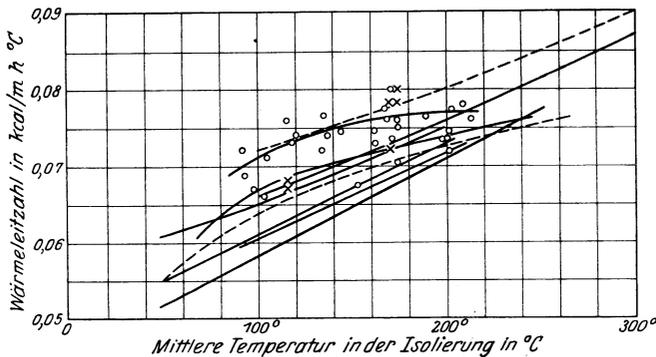


Abb. 81. Vergleich von Laboratoriums- und Betriebsmessungen.

werden, so sind vom Lieferanten entsprechende Sicherheitszuschläge in die Garantiewerte mit einzukalkulieren.

Das Verhältnis zwischen reinen Laboratoriumsversuchen und praktischen Betriebswerten wird durch die Tatsache am besten illustriert, daß ein maßgebendes Werk der Großindustrie vor Klärung dieser Einflüsse an seinen Anlagen durchschnittlich 20% höhere Werte feststellte, als durch Zeugnisse wissenschaftlicher Institute — die an sich natürlich vollständig richtig waren — von Lieferfirmen belegt worden waren.

Einen charakteristischen Überblick gibt das Diagramm Abb. 81.

Es handelt sich dabei um Versuche an einem Material, das hinsichtlich der allgemeinen Voraussetzungen der Fabrikation, der Rohstoffe und der Montage als günstig angesprochen werden muß. In die Abbildung sind zunächst Versuche des Laboratoriums für technische Physik an der Technischen Hochschule in München und des Forschungsheims für Wärmeschutz in München eingetragen, die als abschließendes

Ergebnis der planmäßigen Erprobung des Herstellungsverfahrens gelten können (gestrichelte bzw. ausgezogene Linien).

In die Abbildung sind weiterhin eine große Anzahl von Betriebsmessungen eingezeichnet, die unter den verschiedensten Bedingungen zusammen mit den belieferten Werken bzw. zum Teil von diesen selbständig ermittelt wurden (Kreise bzw. Kreuze). Die Betriebswerte liegen fast durchwegs noch in der oberen Hälfte des Streufeldes der Laboratoriumsversuche. Trotz dieser ausgesprochen günstigen Verhältnisse ergibt sich folgende Gegenüberstellung:

Zahlentafel 67.

Mittlere Temperatur der Isolierung in °C	Rohrtemperatur in °C	Wärmeleitfähigkeit des günstigsten Laboratoriumsversuches in kcal/m h °C	Mittelwerte der Betriebsversuche in kcal/m h °C	Differenz der Wärmeleitfähigkeit in %
50	ca. 80	0,052	0,065	25
100	„ 160	0,058	0,069	19
200	„ 350	0,071	0,078	10

Man sieht daraus, mit welchen Zuschlägen Gutachten wissenschaftlicher Forschungsstellen, die reine Materialwerte betreffen, belastet werden müssen, um zu den Betriebswerten zu gelangen. Bemerkt sei, daß in den meisten Fällen auch durchaus nicht ein besonders gleichmäßiges Fabrikat dadurch sichergestellt wird, daß man peinlich an einem bestimmten Fabrikationsrezept festhält, das sich bei einem Laboratoriumsversuch in einem wissenschaftlichen Institut bewährt hat. Im Gegenteil können die unvermeidlichen Rohstoffschwankungen sogar eine laufende Veränderung und Anpassung der Mischungsverhältnisse verlangen, wozu freilich planmäßige und laufende Untersuchungen am Ort der Herstellung ebenso unentbehrliche wie kostspielige Voraussetzungen sind.

Was vorstehend von der Wärmeleitfähigkeit ausgeführt wurde, gilt sinngemäß, wenn auch mit wesentlich geringerer Bedeutung vom Raumgewicht.

Der Sinn der Toleranz verlangt es, daß als Garantiewert der Mittelwert der möglichen Streuungen genommen wird, so daß innerhalb dieser Toleranz ebenso häufig eine Über- wie eine Unterschreitung des Durchschnittswertes sich ergeben kann. Am klarsten werden die theoretischen Zusammenhänge an Hand der Abb. 82, die diesen Ermittlungsgang an einer Spezial-Kieselgur-Leichtmasse darlegt. Es ist dort die Verteilungskurve der möglichen Wärmeleitfähigkeit dieses Fabrikats in einem Diagramm aufgetragen. Zu diesem Behufe wird die Wärmeleitfähigkeit (hier bei 115 °C) auf der Abszissen-Achse in bestimmte Intervallen unterteilt, im vorliegenden Fall von 0,002 zu 0,002 kcal/m h °C. In der Mitte jedes Intervalles wird die Anzahl der in ihm beobachteten

Fälle, also die Häufigkeit in % der insgesamt vorliegenden Messungen eingetragen. Es entsteht eine Kurve, die im Prinzip der sogen. Gaußschen Verteilungsfunktion entspricht, wie sie für zufällige Abweichungen vom wahrscheinlichsten Wert maßgebend ist¹. Die Kurve ist nur etwas unsymmetrisch. Ein absolut gleichmäßiges Material würde sich in diesem Diagramm durch einen Punkt mit der Häufigkeit 100 % darstellen. Im vorliegenden Falle ist: häufigste Wärmeleitfähigkeit 0,0707 kcal/m h °C mittlere Wärmeleitfähigkeit, mit gleich großer Abweichungsmöglichkeit beiderseits 0,0703 kcal/m h °C.

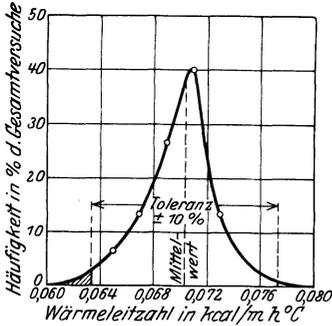


Abb. 82. Häufigkeitskurve der Wärmeleitfähigkeit eines Fabrikates.

Würde man eine Toleranz für vorliegenden Fall festlegen wollen, so würde man natürlich nicht die alleräußersten und verhältnismäßig seltenen Fälle mit in die Toleranz einschließen, sondern die Toleranzgrenze dorthin legen, wo sie nur mehr ein zulässiges Risiko des Lieferanten bedeutet. Trägt man in dem betrachteten Beispiel die übliche Toleranzgrenze von $\pm 10\%$ um den mittleren Wert ein, so sieht man, daß diese Grenze hier verhältnismäßig sehr weit gesteckt ist, d. h. daß das Material als günstiger als normal gelten kann, indem nur äußerst kleine Endflächen zwischen Verteilungskurve und Abszissenachse durch die Toleranzgrenze abgeschnitten werden. Ein analoges Bild würde aus Abb. 81 abgeleitet werden können, unter Reduktion der Betriebsmessungen auf eine bestimmte Temperatur.

¹ Vgl. K. Daeves: Auswertung statistischer Unterlagen für Betriebsüberwachung und Forschung (Großzahlforschung). Z. V. d. I. 1923, S. 645.

Anhang.

I. Tafeln der natürlichen Logarithmen.

Zahlentafel 68.

Die natürlichen Logarithmen von $N = 0,300 \div 0,939$.
(Sämtliche Logarithmen sind negativ.)

N	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0,30	1,204	1,201	1,197	1,194	1,190	1,187	1,184	1,181	1,178	1,174
0,31	1,171	1,168	1,165	1,162	1,158	1,155	1,152	1,149	1,146	1,143
0,32	1,139	1,136	1,133	1,130	1,127	1,124	1,121	1,118	1,115	1,112
0,33	1,109	1,106	1,103	1,100	1,097	1,094	1,091	1,088	1,085	1,082
0,34	1,079	1,076	1,073	1,070	1,067	1,064	1,061	1,058	1,056	1,053
0,35	1,050	1,047	1,044	1,041	1,038	1,036	1,033	1,030	1,027	1,024
0,36	1,022	1,019	1,016	1,013	1,011	1,008	1,005	1,002	1,000	0,997
0,37	0,994	0,992	0,989	0,986	0,984	0,981	0,978	0,976	0,973	0,970
0,38	0,968	0,965	0,962	0,960	0,957	0,955	0,952	0,949	0,947	0,944
0,39	0,942	0,939	0,937	0,934	0,931	0,929	0,926	0,923	0,921	0,919
0,40	0,916	0,914	0,911	0,909	0,906	0,904	0,901	0,899	0,896	0,894
0,41	0,892	0,889	0,887	0,884	0,882	0,879	0,877	0,875	0,872	0,870
0,42	0,868	0,865	0,863	0,860	0,858	0,856	0,853	0,851	0,849	0,846
0,43	0,844	0,842	0,839	0,837	0,835	0,832	0,830	0,828	0,826	0,823
0,44	0,821	0,819	0,816	0,814	0,812	0,810	0,807	0,805	0,803	0,801
0,45	0,799	0,796	0,794	0,792	0,790	0,787	0,785	0,783	0,781	0,779
0,46	0,777	0,774	0,772	0,770	0,768	0,766	0,764	0,761	0,759	0,757
0,47	0,755	0,753	0,751	0,749	0,747	0,744	0,742	0,740	0,738	0,736
0,48	0,734	0,732	0,730	0,728	0,726	0,724	0,722	0,720	0,717	0,715
0,49	0,713	0,711	0,709	0,707	0,705	0,703	0,701	0,699	0,697	0,695
0,50	0,693	0,691	0,689	0,687	0,685	0,683	0,681	0,679	0,677	0,675
0,51	0,673	0,671	0,669	0,667	0,666	0,664	0,662	0,660	0,658	0,656
0,52	0,654	0,652	0,650	0,648	0,646	0,644	0,642	0,641	0,639	0,637
0,53	0,635	0,633	0,631	0,629	0,627	0,625	0,624	0,622	0,620	0,618
0,54	0,616	0,614	0,612	0,611	0,609	0,607	0,605	0,603	0,601	0,600
0,55	0,598	0,596	0,594	0,592	0,591	0,589	0,587	0,585	0,583	0,582
0,56	0,580	0,578	0,576	0,574	0,573	0,571	0,569	0,567	0,566	0,564
0,57	0,562	0,560	0,559	0,557	0,555	0,553	0,552	0,550	0,548	0,546
0,58	0,545	0,543	0,541	0,540	0,538	0,536	0,534	0,533	0,531	0,529
0,59	0,528	0,526	0,524	0,523	0,521	0,519	0,518	0,516	0,514	0,513

Zahlentafel 68 (Fortsetzung).

N	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0,60	0,511	0,509	0,508	0,506	0,504	0,503	0,501	0,499	0,498	0,496
0,61	0,494	0,493	0,491	0,489	0,488	0,486	0,485	0,483	0,481	0,480
0,62	0,478	0,476	0,475	0,473	0,472	0,470	0,468	0,467	0,465	0,464
0,63	0,462	0,460	0,459	0,457	0,456	0,454	0,453	0,451	0,449	0,448
0,64	0,446	0,445	0,443	0,442	0,440	0,439	0,437	0,435	0,434	0,432
0,65	0,431	0,429	0,428	0,426	0,425	0,423	0,422	0,420	0,419	0,417
0,66	0,416	0,414	0,412	0,411	1,409	0,408	0,406	0,405	0,403	0,402
0,67	0,400	0,399	0,398	0,396	0,394	0,393	0,392	0,390	0,389	0,387
0,68	0,386	0,384	0,383	0,381	0,380	0,378	0,377	0,375	0,374	0,373
0,69	0,371	0,370	0,368	0,367	0,365	0,364	0,362	0,361	0,360	0,358
0,70	0,357	0,355	0,354	0,352	0,351	0,350	0,348	0,347	0,345	0,344
0,71	0,343	0,341	0,340	0,338	0,337	0,335	0,334	0,333	0,331	0,330
0,72	0,329	0,327	0,325	0,324	0,323	0,322	0,320	0,319	0,317	0,316
0,73	0,315	0,313	0,312	0,311	0,309	0,308	0,307	0,305	0,304	0,302
0,74	0,301	0,300	0,298	0,297	0,296	0,294	0,293	0,292	0,290	0,289
0,75	0,288	0,286	0,285	0,284	0,282	0,281	0,280	0,278	0,277	0,276
0,76	0,275	0,273	0,272	0,271	0,269	0,268	0,267	0,265	0,264	0,263
0,77	0,261	0,260	0,259	0,257	0,256	0,255	0,254	0,252	0,251	0,250
0,78	0,248	0,247	0,246	0,245	0,243	0,242	0,241	0,240	0,238	0,237
0,79	0,236	0,234	0,233	0,232	0,231	0,229	0,228	0,227	0,226	0,224
0,80	0,2231	0,2219	0,2207	0,2194	0,2182	0,2169	0,2157	0,2144	0,2132	0,2120
0,81	0,2107	0,2095	0,2083	0,2070	0,2058	0,2046	0,2034	0,2021	0,2009	0,1997
0,82	0,1985	0,1972	0,1960	0,1948	0,1936	0,1924	0,1912	0,1900	0,1888	0,1875
0,83	0,1863	0,1851	0,1839	0,1827	0,1815	0,1803	0,1791	0,1779	0,1767	0,1756
0,84	0,1744	0,1732	0,1720	0,1708	0,1696	0,1684	0,1672	0,1661	0,1649	0,1637
0,85	0,1625	0,1614	0,1602	0,1590	0,1578	0,1567	0,1555	0,1543	0,1532	0,1520
0,86	0,1508	0,1497	0,1486	0,1474	0,1462	0,1450	0,1439	0,1427	0,1416	0,1404
0,87	0,1393	0,1381	0,1370	0,1358	0,1347	0,1335	0,1324	0,1313	0,1301	0,1290
0,88	0,1278	0,1267	0,1256	0,1244	0,1233	0,1222	0,1210	0,1199	0,1188	0,1177
0,89	0,1165	0,1154	0,1143	0,1132	0,1121	0,1109	0,1098	0,1087	0,1076	0,1065
0,90	0,1054	0,1043	0,1032	0,1020	0,1009	0,0998	0,0987	0,0976	0,0965	0,0954
0,91	0,0943	0,0932	0,0921	0,0910	0,0899	0,0888	0,0877	0,0867	0,0856	0,0845
0,92	0,0834	0,0823	0,0812	0,0801	0,0791	0,0780	0,0769	0,0758	0,0747	0,0737
0,93	0,0723	0,0715	0,0704	0,0694	0,0683	0,0672	0,0661	0,0651	0,0640	0,0629

Zahlentafel 69. Die natürlichen Logarithmen von $N = 1,0$ bis $4,0$.

N	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1,0	0,0000	0,00995	0,01980	0,0296	0,0392	0,0488	0,0583	0,0677	0,0770	0,0862
1,1	0,0953	0,1044	0,1133	0,1222	0,1310	0,1398	0,1484	0,1570	0,1655	0,1740
1,2	0,1823	0,1906	0,1989	0,207	0,215	0,223	0,231	0,239	0,247	0,255
1,3	0,262	0,270	0,278	0,285	0,293	0,300	0,307	0,315	0,322	0,329
1,4	0,336	0,344	0,351	0,358	0,365	0,372	0,378	0,385	0,392	0,399

Zahlentafel 69 (Fortsetzung).

N	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1,5	0,405	0,412	0,419	0,425	0,432	0,438	0,445	0,451	0,457	0,464
1,6	0,470	0,476	0,482	0,489	0,495	0,501	0,507	0,513	0,519	0,525
1,7	0,531	0,536	0,542	0,548	0,554	0,560	0,565	0,571	0,577	0,582
1,8	0,588	0,593	0,599	0,604	0,610	0,615	0,621	0,626	0,631	0,637
1,9	0,642	0,647	0,652	0,658	0,663	0,668	0,673	0,678	0,683	0,688
2,0	0,693	0,698	0,703	0,708	0,713	0,718	0,723	0,728	0,732	0,737
2,1	0,742	0,747	0,751	0,756	0,761	0,765	0,770	0,775	0,779	0,784
2,2	0,788	0,793	0,797	0,802	0,806	0,811	0,815	0,820	0,824	0,829
2,3	0,833	0,837	0,842	0,846	0,850	0,854	0,859	0,863	0,867	0,871
2,4	0,875	0,880	0,884	0,888	0,892	0,896	0,900	0,904	0,908	0,912
2,5	0,916	0,920	0,924	0,928	0,932	0,936	0,940	0,944	0,948	0,952
2,6	0,956	0,959	0,963	0,967	0,971	0,975	0,978	0,982	0,986	0,989
2,7	0,993	0,997	1,001	1,004	1,008	1,012	1,015	1,019	1,022	1,026
2,8	1,030	1,033	1,037	1,040	1,044	1,047	1,051	1,054	1,058	1,061
2,9	1,065	1,068	1,072	1,075	1,078	1,082	1,085	1,089	1,092	1,095
3,0	1,099	1,102	1,105	1,109	1,112	1,115	1,118	1,122	1,125	1,128
3,1	1,131	1,135	1,138	1,141	1,144	1,147	1,151	1,154	1,157	1,160
3,2	1,163	1,166	1,169	1,172	1,176	1,179	1,182	1,185	1,188	1,191
3,3	1,194	1,197	1,200	1,203	1,206	1,209	1,212	1,215	1,218	1,221
3,4	1,224	1,227	1,230	1,233	1,235	1,238	1,241	1,244	1,247	1,250
3,5	1,253	1,256	1,258	1,261	1,264	1,267	1,270	1,273	1,275	1,278
3,6	1,281	1,284	1,286	1,289	1,292	1,295	1,297	1,300	1,303	1,306
3,7	1,308	1,311	1,314	1,316	1,319	1,322	1,324	1,327	1,330	1,332
3,8	1,335	1,338	1,340	1,343	1,345	1,348	1,351	1,353	1,356	1,358
3,9	1,361	1,364	1,366	1,369	1,371	1,374	1,376	1,379	1,381	1,384
4,0	1,386	1,389	1,391	1,394	1,396	1,399	1,401	1,404	1,406	1,409

II. Wichtige physikalische Zahlenwerte.

Zahlentafel 70. Spezifische Wärme von Quarz und feuerfesten Steinen.
(Nach W. Niehr, H. Immke, J. Kratzert.)

Steinsorte	Spezifische Wärme in kcal/kg °C zwischen ca. 20° C und					
	100	600	800	1000	1200	1400°
Quarz, Quarzglas	0,186	0,246	0,258	0,263	0,265	0,266
Silika, Dinas, Excelsior, Q-Masse, Rohkaolin Warnsdorf, Karborund mit 10% Bindemittel ¹	—	0,246	0,256	0,265	0,271	0,277
Akoks	—	0,255	0,264	0,273	0,279	0,284
Chromit	—	0,201	0,211	0,217	0,222	0,226

¹ Die Angaben weichen für die verschiedenen Materialien im allgemeinen nicht mehr wie 1% vom angegebenen Mittelwert ab.

Zahlentafel 71.
Spezifische Wärme von Kohle bei hohen Temperaturen.
(Nach E. I. Brady und A. G. Worthing.)

Temperatur in °C	Spezifische Wärme in kg/°C
0	0,16
100	0,24
200	0,29
400	0,37
800	0,44
1200	0,48
1600	0,50

Zahlentafel 72. Konvektionszahl λ_k für senkrechte Luftschichten bei
10 bis 15° C.

(Nach E. Schmidt. Die Temperaturabhängigkeit wurde nicht untersucht.)

Dicke der Luftschicht in mm	Konvektionszahl in kcal/m h °C
0	0
10	0,003
20	0,008
30	0,016
40	0,026
50	0,037
75	0,073
100	0,118
150	0,225

Zahlentafel 73. Spezifische Wärme fester Körper
(zwischen 0—100° C)

Material	Spezifische Wärme in kcal/kg °C
Metalle	
Aluminium	0,22
Blei	0,031
Eisen und Stahl 0— 100° C.....	0,115
0— 300 "	0,126
0— 400 "	0,131
0— 500 "	0,137
0— 600 "	0,142
0— 700 "	0,159
0— 800 "	0,170
0— 900 "	0,170
0—1000 "	0,168
0—1200 "	0,167
Gold	0,031
Konstantan	0,098
Kupfer	0,094
Mangan	0,12
Messing	0,092
Neusilber	0,095
Nickel	0,11
Platin	0,032
Quecksilber	0,033
Silber	0,056
Zink	0,094
Zinn	0,056

Zahlentafel 73 (Fortsetzung).

Material	Spezifische Wärme in kcal/kg °C
Bau- und Isolierstoffe	
Asche	0,20
Asphalt	0,22
Beton	0,21
Gestein	0,20 —0,22
Gips	0,20
Glas (Glaswolle)	0,20
Holz (je nach Feuchtigkeit)	0,57 —0,65
Holzkohle	0,20
Kieselgurmasse	0,21 —0,25
Koks	0,20
Magnesia-Isolierung	0,24
Natur-Leicht-Korkstein	0,42
Pechimprägnierter Korkstein	0,31 —0,36
Sand	0,22
Schlacke (Schlackenwolle)	0,18
Steinzeug	0,185—0,20
Torf	0,45
Ton	0,22
Ziegel	0,22
Sonstige feste und flüssige Stoffe	
Alkohol	0,58
Benzol	0,44
Eis	0,50
Maschinenöl, Olivenöl	0,40
Petroleum	0,50
Schwefelsäure	0,33
Urteer	0,50

Zahlentafel 74. Strahlungszahl C in kcal/m² h (°C)⁴ ¹
(nach E. Schmidt).

Material	Zustand der Oberfläche	Strahlungszahl C
Vollkommen schwarzer Körper		4,96
Metalle		
Aluminium	poliert	0,26
"	roh	0,35
Blei	grau oxydiert	1,39
Eisenblech	frisch abgeschmirelt	1,20
"	ganz rot verrostet	3,40
"	poliert, vernickelt	0,27—0,30
"	matt vernickelt	0,55
"	blank verzinkt	0,28
"	matt "	0,43
"	verzinkt	1,13
"	" grau	1,37
Gußeisen	frisch abgedreht	2,16
"	Gußhaut glatt	3,98
"	" rau	4,06

¹ Gemessen bei 20°C und ohne wesentlichen Fehler gültig bis zu 200°C.

Zahlentafel 74 (Fortsetzung).

Material	Zustand der Oberfläche	Strahlungszahl C
Metalle		
Kupfer.....	poliert	0,20
"	" (nach Jürges)	0,63
"	geschabt	0,46
"	gewalzt (nach Jürges)	3,10
"	geraut (" ")	3,68
"	schwarz oxydiert	3,86
Messing.....	poliert	0,22—0,28
"	rohe Walzfläche	0,34
"	frisch abgeschmirgelt	1,02
Nickelin.....	grau oxydiert	1,30
Stahlblech.....	Walzhaut	3,26
"	mit starker rauher Oxydschicht	3,98
"	" " glänzender "	4,06
Anstriche auf Metalle		
Aluminiumlack.....		1,98
Emaillack, schneeweiß		4,50
Lack, schwarz glänzend		4,35
Ölschwarzwasserglas, je nach Schichtdicke.....		4,6 —4,77
Schmelzemaille, weiß		4,45
Spirituslack, schwarz glänzend		4,08
Verschiedene Körper		
Asbestschiefer	rauh	4,76
Eichenholz	gehobelt	4,44
Dachpappe	—	4,52
Gips.....	—	4,48
Glas	glatt	4,65
Gummi	weich	4,26
Hartgummi.....	glatt schwarz	4,69
Marmor, hellgrau	poliert	4,62
Öl.....	—	4,17
Papier	—	4,62
Porzellan.....	glasiert	4,58
Quarz, geschmolzen	rauh	4,61
Serpentin	poliert	4,47
Ziegelstein, rot	rauh	4,61

Zahlentafel 75. Wärmeleitzahl und Raumgewicht von Stoffen.

Ausgearbeitet nach der Zusammenstellungen von:

K. Hencky (Lit.-Nachw. Nr. 18 u. 60);

E. Schmidt (Lit.-Nachw. Nr. 10 u. 11);

M. Jakob (Lit.-Nachw.Nr. 38 u. 39);

I. S. Cammerer (Lit.-Nachw. Nr. 10 u. 75 H. 1/1926);

M. Hottinger (Lit.-Nachw. Nr. 61).

Ausführliche Angaben über die Beobachter sind daselbst enthalten.

A. Wärmeleitfähigkeit fester Körper.

1. Metalle.

(Über die Temperaturabhängigkeit der Wärmeleitfähigkeit vgl. M. Jakob, Lit.-Nachw. Nr. 38).

	Raumgewicht in kg/m ³	λ in kcal/m h °C zwischen 0—100 °C
Aluminium	2700	175
Aluminiumlegierungen	2900	120
Blei	11340	30
Bronze, Rotguß	7400—8900	55
Eisen:		
Gußeisen	7250	43 ± 25 ⁰ / ₀
Schmiedbares Eisen	7800	48 ± 30 ⁰ / ₀
Stahl	7850	35 ± 30 ⁰ / ₀
Gold	19300	265
Konstantan	8800	20
Kupfer, technisch rein	8930	330
" verunreinigt		125
Manganin	8300	20
Messing, rot	8300—8700	90—100
" gelb		75—90
Neusilber	8400—8700	25
Nickel	8800	50
Nickelstahl:		
Nickelgehalt 5 ⁰ / ₀		25
" 40 ⁰ / ₀		9
" 95 ⁰ / ₀		29
Platin	21400	60
Quecksilber (flüssig)	13600	6,5
Silber	10500	360
Zink	7100	95
Zinn	7300	55

2. Isolierstoffe.

a) Isolierstoffe für tiefe Temperaturen:

Material	Raumgewicht in kg/m ³	λ in kcal/m h °C				
		— 200	— 150	— 100	— 50	0 °C
Asbest, gestopft lose	470	0,072	0,102	0,117	0,127	0,132
" " hart	702	0,134	0,181	0,189	0,195	0,201
Baumwolle	81	0,028	0,033	0,038	0,043	0,048
Seide	100	0,020	0,027	0,032	0,038	0,043

b) Isolierstoffe für hohe Temperaturen:

Material	Mittleres Raumgewicht in kg/m ³	Durchschnittswerte der Wärmeleitfähigkeit in kcal/m h °C mit Abweichungen von ca. ± 20 ⁰ / ₀ bei		
		200	600	1000 °C
Silica-Steine	1510—2100	0,56	0,88	1,19
Dinas-Steine	ca. 1800	0,74	0,93	1,13
Schamotte-Steine	1650—2200	0,51	0,66	0,82
Magnesit-Steine	2150—2800	1,15	1,29	1,43
Ziegel-Steine	1400—2000	0,47	0,83	1,11

c) Isolierstoffe für niedrige und mittlere Temperaturen.

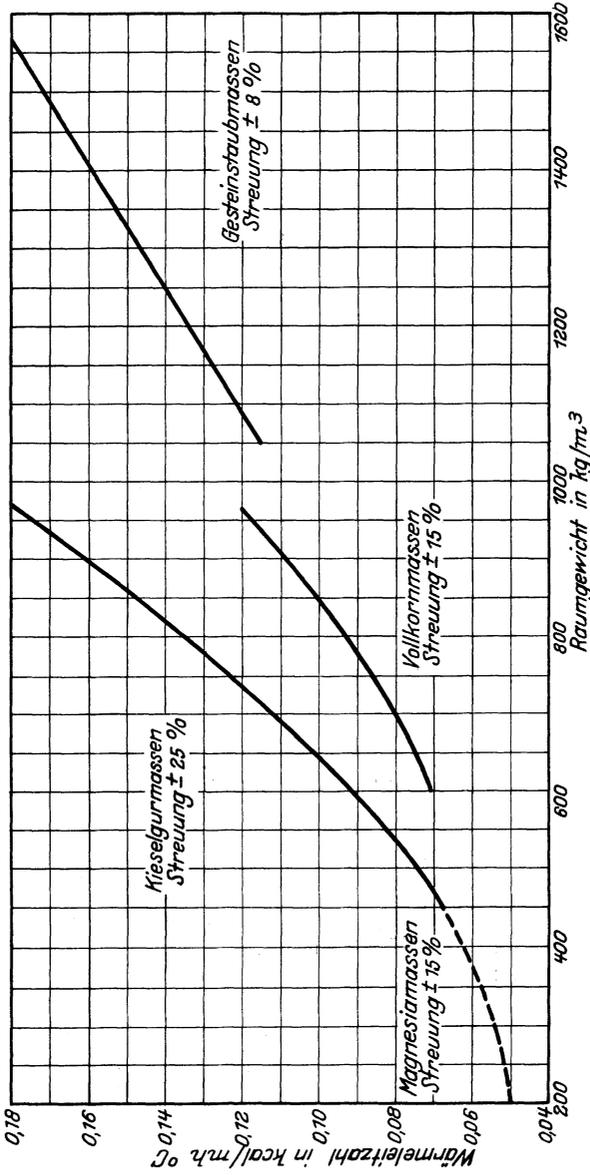


Abb. 83. Wärmeleitfähigkeit von Wärmeschutzmassen bei 100° C.

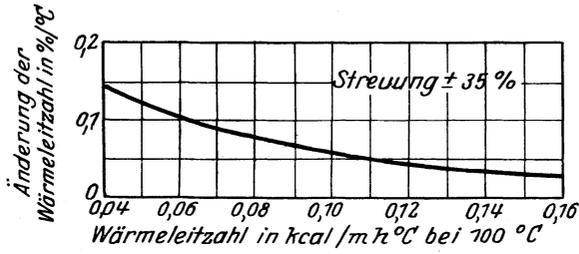


Abb. 84. Temperaturabhängigkeit der Wärmeleitfähigkeit von Wärmeschutzmassen.

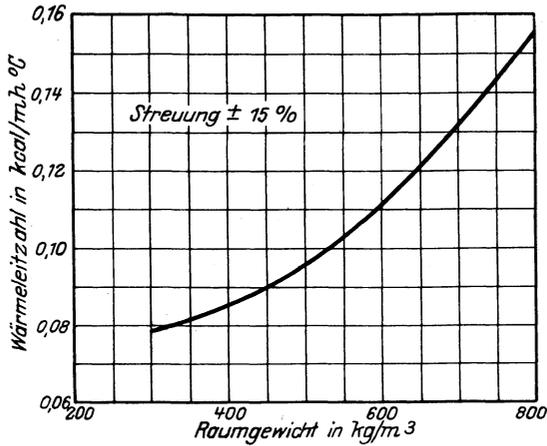


Abb. 85. Wärmeleitfähigkeit von gebranntem Isoliermaterial bei 100 °C.

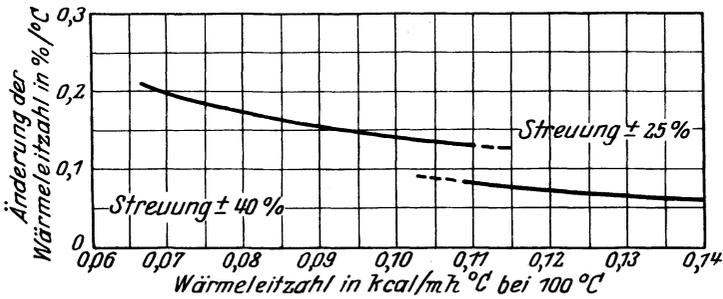


Abb. 86. Temperaturabhängigkeit der Wärmeleitfähigkeit von gebranntem Isoliermaterial.

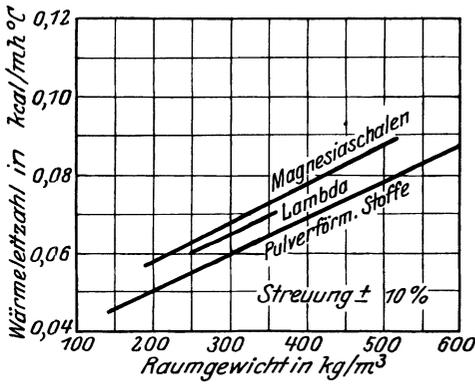


Abb. 87. Wärmeleitfähigkeit von pulverförmigen Stoffen, Magnesiaschalen und Lambdamaterial bei 100° C.

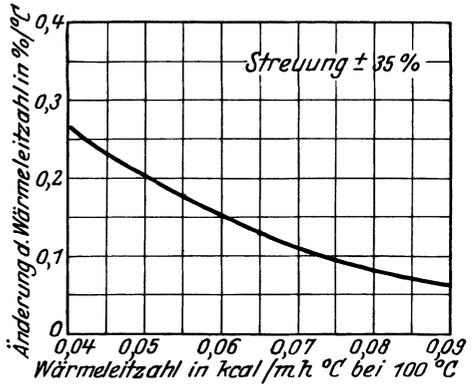


Abb. 88. Temperaturabhängigkeit der Wärmeleitfähigkeit von pulverförmigen Stoffen, Magnesiaschalen und Lambdamaterial.

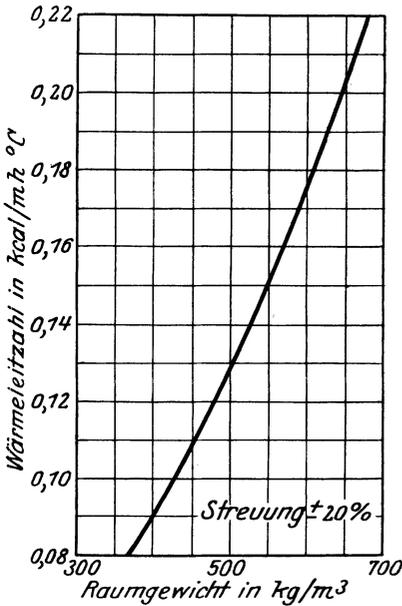


Abb. 89. Wärmeleitfähigkeit von losem Asbest bei 100° C.

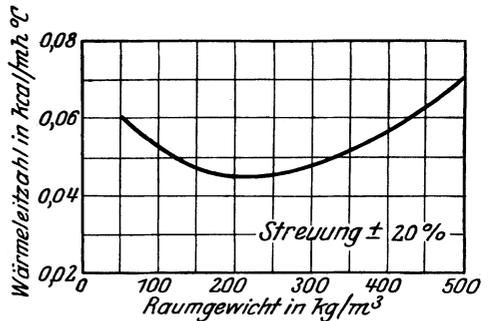


Abb. 90. Wärmeleitfähigkeit von Glas- und Schlackenwolle bei 100° C.

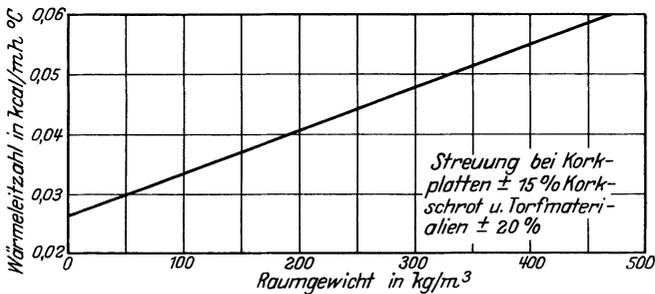


Abb. 92. Wärmeleitfähigkeit von Kork- und Torfmateriale.

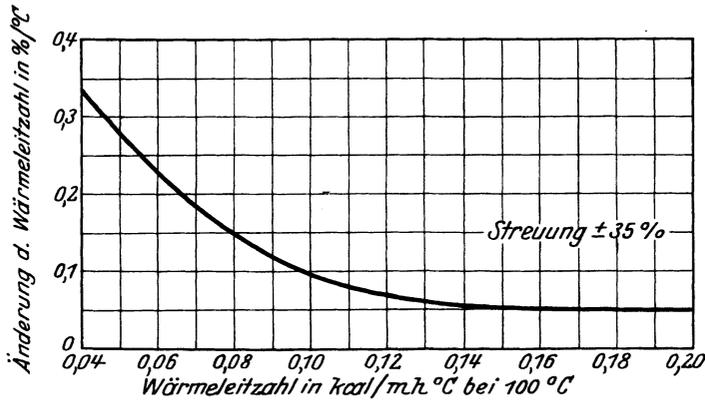


Abb. 91. Temperaturabhängigkeit der Wärmeleitzahl von anorganischen Faserstoffen.

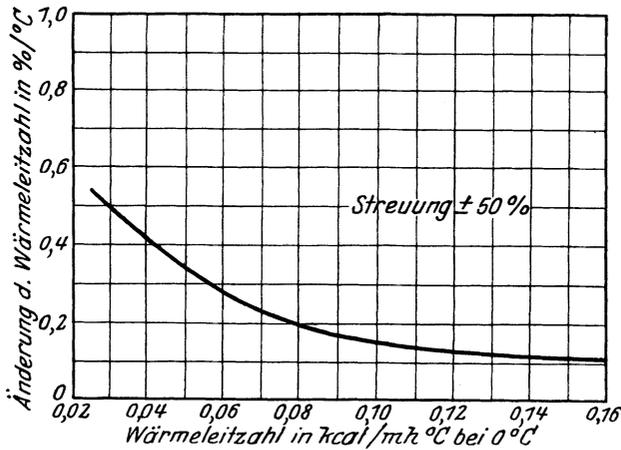


Abb. 93. Temperaturabhängigkeit der Wärmeleitzahl von Kork- und Torfmaterialien.

Raumgewichts- und Temperaturabhängigkeit der Wärmeleitzahl organischer Faserstoffe bei 0° C.

(Baumwolle, Kapok, Haare, Filz, Seide, Wolle, Federn.)

Raumgewicht in kg/m ³	Wärmeleitzahl bei 0° C in kcal/m h ° C	Änderung der Wärmeleitzahl mit der Temperatur in %/° C
20	0,034	} Mittlere } Streuung } ± 20 %
50	0,032	
100	0,032	
150	0,034	
200	0,038	
		} 0,33 } 0,36 } 0,36 } 0,33 } 0,30
		} Mittlere } Streuung } ± 50 %

d) Füllstoffe.
(Vgl. auch Abb. 87.)

Material	Raumgewicht in kg/m ³	λ in kcal/m h °C bei	
		0° C	20° C
Bims Kies, gewöhnlicher	600	0,15	0,16
Rhein. Isolierbims	300	0,075	0,08
Hochofenschlackschlacke je nach Raumgewicht und Körnung....	300—400	0,09—0,12	
Kesselschlacke	{ 700	0,12	0,13
	{ 750	0,13	0,14
Kies	1850	0,29	0,32
Koksgrus	1000	0,12	0,13
Sand	1500	0,26	0,28
Sägemehl (lufttrocken, je nach Trockenheit)	190—215	0,050—0,060	
Hobelspäne (lufttrocken, je nach Trockenheit)	95—140	0,050—0,055	
Strohfasern	140	0,039	0,043

3. Baumaterialien.

a) Baustoffe und Mauerwerk.

Vorbemerkung: Nach den angegebenen Raumgewichten sind Schätzungen der Wärmeleitfähigkeit anderer Baustoffe möglich. Man beachte den ausschlaggebenden Einfluß der Feuchtigkeit. Zuschlag für Mörtelfugen um so größer, je kleiner das Format und je kleiner die Wärmeleitfähigkeit.

Raumgewicht trocken in kg/m ³	Wärmeleitfähigkeit in kcal/m h °C		
	absolut trocken	„trockene“ Mauer (ca. 5 Vol. % Feuchtigkeit)	normalfeuchte Mauer (ca. 10 Vol. % Feuchtigkeit)
Hochporöser Ziegelstein, Schwemmstein, Hochofenschwemmstein, Zementholz, Bimsbeton			
(Bei Mauerwerk aus Steinen im Normalziegel- oder Schwemmsteinformat noch ca. 60—80% Zuschlag für die Mörtelfugen.)			
600	0,10	0,14	0,17
800	0,14	0,19	0,23
Schwemmstein, Kunststein, Schlackenbeton			
(Bei Mauerwerk aus Steinen im Normalziegel- oder Schwemmsteinformat noch ca. 30—40% Zuschlag für die Mörtelfugen.)			
1000	0,18	0,24	0,28
1200	0,23	0,29	0,34
1400	0,28	0,35	0,42
Lehm, Ziegelsteine und Ziegelmauerwerk			
1450—1700	0,35—0,45	0,5—0,6	0,65—0,80
Beton- und Kalksandsteine und -Mauerwerk			
1600—2400	0,5—0,8	0,6—1,0	0,7—1,2
Mörtel, Verputz			
1600—2000	0,35—0,5	0,6—0,7	ca. 0,9

b) Hölzer.

Hölzer, Wärmestrom senkrecht zur Faser.

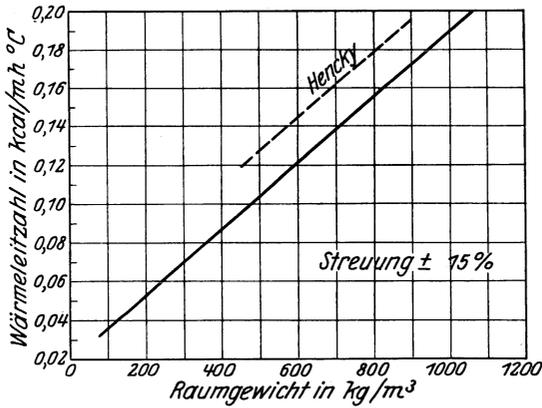


Abb. 94.

Hölzer, Wärmestrom parallel zur Faser.

Raumgewicht .. 600 kg/m³: λ bei 20°C ... ca. 0,32 kcal/m h °C
 „ .. 800 „ : λ „ 20 „ ... „ 0,36 „ „ „

Raumgewichte (lufttrocken) verschiedener Hölzer (als Grundlage für Abb. 94)
 in kg/m³ nach der Hütte:

Ahorn	530—800	Mahagoni	560—1060
Balsa	110—330	Nußbaum	440—680
Buchsbaum	910—1160	Pappel	400—490
Ceiba	110	Pitchpine	750—850
Ebenholz	1260	Pockholz, Guajak	1170—1390
Eiche	690—1030	Rotbuche	680—970
Esche	570—940	Steineiche	710—1070
Fichte	350—740	Tanne	370—750
Hickory	600—900	Teakholz	600—640
Kiefer	320—760	Weißbuche	620—820
Linde	320—590	Zeder	570

c) Sonstige Baumaterialien.

Material	Raumgewicht in kg/m ³	λ in kcal/m h °C bei	
		0° C	20° C
Asbestschiefer	1800	0,13	0,15
Asphalt	2100	0,52	0,60
Bitumen	1050	—	0,144 ¹
Dachpappe, Pappe	1000—1200	0,12—0,20	
Eisenbeton	—	1,3	
Erde, gestampft, normalfeucht	2000	2,0	
Erde, lose	—	0,45	
Eternit	—	1,6	
Glas	2400—3200	0,5—0,9	

¹ Bei 80° C λ = 0,148 kcal/m h °C.

c) Sonstige Baumaterialien (Fortsetzung).

Material	Raumgewicht in kg/m ³	λ in kcal/m h °C bei	
		0° C	20° C
Gips (Baugips).....	800	0,20	0,21
„ lufttrocken	1250	0,35	0,36
Gipsdiele, lufttrocken	840	0,20	0,21
„ „ mit zylindrischen Kanälen	625	—	0,22
Hartpappe	790	0,119	0,133
Holzfilz.....	ca. 350	0,045—0,07	
Korkmenthinoleum	535	0,069	0,070
Linoleum	1180	0,15	0,16
Schilfbretter	—	0,35—0,40	
Steinzeug	2200—2470	0,90—1,35	
Weltonbauplatte	—	0,12—0,15	
Zementholz	715	—	0,12

d) Gesteine.

Material	Raumgewicht in kg/m ³	λ in kcal/m h °C
Gneis.....	2400—2700	2,9—3,4
Granit.....	2500—3050	2,7—3,5
Marmor	2500—2850	1,8—3,0
Nagelfluh	—	2,0
Sandstein	2200—2500	1,1—1,6
Schiefer Schichtung	2650—2700	0,3—1,7
Schiefer Schichtung	—	2,0—2,9
Speckstein.....	2600—2900	2,3—2,9
Specksteinmehl	1080	0,25

4. Sonstige feste Stoffe.

(Vgl. auch die Angaben unter 3c.)

Material	Raumgewicht in kg/m ³	λ in kcal/m h °C
Eis.....	880—920	1,5—2,0
Erdreich, gewachsen, 28 Vol. % Feuchtig- keit	2000	2,0
Gummi, Kautschuk	ca. 950—1200	0,1—0,2
Kohlenstaub	600—750	0,1
Kesselstein	—	1,1—2,8
Leder	ca. 1000	0,14—0,15
Paraffin	870—920	0,21—0,23
Porzellan	2200—2500	0,72—0,9
Quarzglas	—	1,2—1,6
Schnee, je nach Struktur	100	0,04
	200	0,09
	300	0,20
	500	0,55
	900	1,9
Steatit	2600—2700	2,3—2,4
Zelluloid, weiß.....	1400	0,18

B. Wärmeleitzahlen von Gasen.

Luft und (angenähert) Rauchgase, Sauerstoff, Stickstoff

Temperatur in °C	0	20	40	60	80	100	200	300	400	500
λ in $\frac{\text{kcal}}{\text{m h } ^\circ\text{C}}$	0,0204	0,0216	0,0227	0,0238	0,0249	0,0259	0,0314	0,0361	0,0412	0,0453

Wasserdampf.

Temperatur in °C	100	150	200	250	300
λ in $\frac{\text{kcal}}{\text{m h } ^\circ\text{C}}$	0,0201	0,0229	0,0258	0,0287	0,0315

Ammoniak $\lambda = 0,0185 (1 + 0,005 \cdot t)$ Kohlensäure $\lambda = 0,0121 (1 + 0,00385 \cdot t)$ Wasserdampf $\lambda = 0,142 (1 + 0,0029 \cdot t)$ **C. Wärmeleitzahlen von Flüssigkeiten.**

Wasser.

Temperatur in °C	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
λ in $\frac{\text{kcal}}{\text{m h } ^\circ\text{C}}$	0,477	0,491	0,505	0,519	0,533	0,548	0,562	0,576	0,590	0,605	0,615

Alkohol $\lambda = 0,15-0,20 \text{ kcal/m h } ^\circ\text{C}$ Benzol $\lambda = 0,12$ " " "Glyzerin, wasserfrei $\lambda = 0,25$ " " "„ mit 50 % Wasser $\lambda = 0,36$ " " "Olivenöl $\lambda = 0,15$ " " "Maschinenöl $\lambda = 0,1-0,15$ " " "Petroleum $\lambda = 0,13$ " " "Teer $\lambda = 0,12$ " " "

Zahlentafel 76.

Isoliertechnisch wichtige Witterungsverhältnisse in Deutschland.

(Aus dem Statistischen Jahrbuch 1927.)

Beobachtungs- stationen	Mittl. Lufttemp. in °C (70 bzw. 30 jähr. Mitt.)	Lufttemperatur in °C		Mittlere Zahl der Tage mit		Relative Feuchtig- keit (30 jähr. Mit- tel) in %
		höchste 1926	tiefste 1926	zeitw. Untersch. von 0 °C	dauernden Untersch. von 0 °C	
Aachen	9,1	30,8	— 9,5	61	12	76
Berlin	8,3	30,9	— 11,6	77	25	76
Bremen	8,9	29,8	— 12,7	78	19	81
Breslau	7,8	31,2	— 14,7	98	31	74
Brocken	2,3	21,3	— 18,6	—	—	—
Dresden	9,1	30,6	— 13,2	77	—	75
Flensburg	7,8	29,3	— 17,0	76	20	82
Frankfurt a. M.	9,8	32,3	— 9,1	68	18	76

Zahlentafel 76 (Fortsetzung).

Beobachtungs- stationen	Mittl. Lufttemp. in °C (70 bzw. 30 jähr. Mitt.)	Lufttemperatur in °C		Mittlere Zahl der Tage mit		Relative Feuchtig- keit (30 jähr. Mit- tel) in %
		höchste 1926	tiefste 1926	zeitw. Unterschr. von 0° C	dauernden Unterschr. von 0° C	
Friedrichshafen .	8,5	28,4	— 12,9	103	27	81
Hamburg . . .	8,4	30,4	— 8,7	71	23	81
Hannover . . .	8,4	30,4	— 12,5	—	—	82
Karlsruhe . . .	9,7	31,1	— 10,1	80	20	77
Kassel	8,2	30,1	— 10,3	81	26	79
Königsberg . .	7,0	27,6	— 17,2	109	41	81
Köln	10,2	31,0	— 7,1	50	11	—
Leipzig	8,6	32,0	— 14,7	85	24	80
Magdeburg . .	8,9	32,9	— 11,7	83	23	77
München	7,9	30,5	— 15,0	113	35	75
Münster	8,8	31,4	— 10,4	83	16	84
Plauen	7,1	31,0	— 15,9	—	—	—
Schneekoppe .	— 0,2	18,6	— 21,2	220	140	86
Stettin	8,4	32,6	— 12,0	92	29	80
Stuttgart . . .	9,7	31,6	— 10,8	73	21	78
Trier	9,0	31,6	— 9,8	73	14	77
Würzburg . . .	8,8	31,0	— 10,5	88	21	76
Zugspitze . . .	— 5,2	12,2	— 27,1	—	—	—

III. Literaturzusammenstellung.

A. Mitteilungen wissenschaftlicher Stellen.

- a) Forschungsarbeiten auf dem Gebiet des Ingenieurwesens, herausgegeben vom V. d. I.
1. Heft 63/64. Nusselt, W.: Wärmeleitfähigkeit von Wärme-Isolierstoffen.
 2. Heft 78. Eberle, Chr.: Versuche über den Wärme- und Spannungsverlust bei der Fortleitung gesättigten und überhitzten Wasserdampfes.
 3. Heft 98/99. Wamsler: Die Wärmeabgabe geheizter Körper an Luft.
 4. Heft 130. Poensgen, R.: Ein technisches Verfahren zur Ermittlung der Wärmeleitfähigkeit plattenförmiger Stoffe.
 5. Heft 228. Rinsum, W. van: Die Wärmeleitfähigkeit von feuerfesten Steinen bei hohen Temperaturen, sowie von Dampfrohr-Schutzmassen und Mauerwerk unter Verwendung eines neuen Verfahrens der Oberflächentemperaturmessung.
 6. Heft 300. Gröber, H.: Temperaturverlauf und Wärmeströmungen in periodisch erwärmten Körpern.
- b) Mitteilungen des Forschungsheims für Wärmeschutz E. V., München.
7. Heft 1. Hencky, K. u. I. S. Cammerer: Forschungsergebnisse über den Wärmeschutz und dessen praktische Bedeutung für die Industrie.
 8. Heft 2. Cammerer, I. S.: Der Wärmeverlust isolierter Rohrleitungen.
 9. Heft 3. a) Hencky, K.: Praktisch wichtige Forschungsergebnisse über den Wärmeschutz.
b) Schmidt, E.: Ein neuer Wärmeflußmesser und seine praktische Bedeutung in der Wärmeschutztechnik.
c) Hencky, K.: Beschreibung der Einrichtung des Forschungsheims.
 10. Heft 4. a) Cammerer, I. S.: Über den Zusammenhang zwischen Struktur und Wärmeleitfähigkeit bei Bau- und Isolierstoffen und dessen Beeinflussung durch einen Feuchtigkeitsgehalt.
b) Schmidt, E., u. A. Großmann: Untersuchung über den Wärmeschutz von Baukonstruktionen.
c) Übersicht über die im Forschungsheim für Wärmeschutz ausführbaren Arbeiten und ihre industrielle Bedeutung.
 11. Heft 5. a) Schmidt, E.: Die Wärmeleitfähigkeit von Stoffen auf Grund von Meßergebnissen.
b) Wrede, K.: Kurventafeln zur Berechnung des Wärmeverlustes und Temperaturabfalls von isolierten Rohrleitungen.
 12. Heft 6. a) Knoblauch, O.: Wärmedurchgang durch pulverförmige Körper in luftverdünntem Raume.
b) Wrede, K.: Die Wärmeersparniszahl und der Wärmeverlust nicht isolierter Anlagen.

13. Heft 7. a) Schulte, E.: Isolierung der Dampfkesselmauerung.
 b) Schmidt, E.: Wärmeübertragung durch Rippen.
 c) Raisch, E.: Über die Berechnung der Wärmeleitfähigkeit poröser Körper.
- c) Mitteilungen der Wärmestelle des Vereins deutscher
Eisenhüttenleute, Düsseldorf.
14. Nr. 24. Abkühlungsverluste bei Wärmefernleitungen für Heizzwecke.
 15. Nr. 42. Wirtschaftlich günstigster Wärmeschutz der Wärmeleitungen.
 16. Nr. 51. Schack, A., u. K. Rummel: Die Anwendung der Gesetze des Wärmeübergangs und der Wärmestrahlung auf die Praxis.
 17. Nr. 96. Schack, A.: Geräte und Verfahren zu Temperaturmessungen.
- d) Merkblätter der Hauptstelle für Wärmewirtschaft.
18. Hencky, K.: Merkblatt über die wärmetechnische Bedeutung und Beurteilung der Wärmeschutzmittel. Arch. Wärmewirtsch. 1922, S. 182.
 19. Knoblauch, O.: Merkblatt für Temperaturmessungen mit Flüssigkeits- und elektrischen Thermometern. Arch. Wärmewirtsch. 1923, S. 15.

B. Aufsätze in Zeitschriften.

20. Cammerer, I. S.: Der Einfluß der Dampfverwertung auf die wirtschaftlichste Isolierstärke. Arch. Wärmewirtsch. 1923, S. 197.
 21. — Garantien bei Wärmeschutzmitteln. Arch. Wärmewirtsch. 1926, S. 131.
 22. — Die Bemessung von Kälteschutzmitteln. Z. ges. Kälteind. 1926, S. 34.
 23. — Die Grundzüge neuzeitlicher Wärmeschutztechnik in der Industrie. Wärme 1926, S. 19.
 24. — Richtlinien für die Vergebung von Wärmeschutzanlagen. Wärme 1926, S. 751.
 25. — Garantierbare und nicht garantierbare Angaben in der Wärme- und Kälteschutztechnik. Wärme 1927, S. 673.
 26. — Ein neuer kleiner Laboratoriumsapparat zur Messung der Wärmeleitfähigkeiten von trocknen Isolier- und Baustoffen. Meßtechnik 1927, S. 253.
 27. Dennecke, O.: Die Berechnung der Kraftleitungen für Satttdampf und Heißdampf. Wärme 1924, S. 451.
 28. — Die Berechnung der Kraftleitungen für Satttdampf und Heißdampf. Zahlenbeispiel für die Berechnung von Kraft-Dampfleitungen. Wärme 1925, S. 45.
 29. Gröber, H.: Überblick über die Lehre von der Wärmeübertragung. Z. V. d. I. 1926, S. 1125.
 30. Hausen, H.: Die Messung von Lufttemperaturen in geschlossenen Räumen mit nicht strahlungsgeschützten Thermometern. Z. techn. Phys. 1924, S. 169.
 31. Hencky, K.: Über die Vermeidung von Schwitzwasser. Gesundheitsing. 1927, S. 485.
 32. — Ein einfaches praktisches Verfahren zur Bestimmung des Wärmeschutzes verschiedener Bauweisen. Gesundheitsing. 1919, S. 437.
 33. — Die wirtschaftliche Fortleitung und Verteilung von Dampf auf große Entfernungen. Z. V. d. I. 1925, S. 492.
 34. — Technisch-wirtschaftliche Zukunftsaufgaben in der Wärmeschutztechnik. Arch. Wärmewirtsch. 1927, S. 237.
 35. Hottinger, M.: Theoretische Betrachtungen praktischer Beispiele aus der Lüftungs- und Wärmeschutztechnik. Gesundheitsing. 1919, S. 161.
 36. Jakob, M.: Über einige neuere praktische Verfahren zur Messung des Wärmeleitvermögens von Bau- und Isolierstoffen. Z. V. d. I. 1919, S. 69.

37. Jakob, M., Gefüge und Wärmeleitvermögen feuerfester Steine. Z. V. d. I. 1923, S. 126.
38. — Die Wärmeleitfähigkeit technisch wichtiger Metalle und Legierungen. Z. Metallkunde 1924, S. 353.
39. — Verfahren zur Messung der Wärmeleitzahl fester Stoffe in Plattenform. Z. techn. Phys. 1926, S. 475.
40. Kinoshita, M.: Die spezifische Wärme einiger Bau- und Wärmeisolerstoffe. Gesundhtsing. 1916, S. 497.
41. Knoblauch, O., u. Fr. Nöll: Die Vermeidung von Schwitzwasser in Obstkellern. Gesundhtsing. 1916, S. 153.
42. Knoblauch, O., E. Raisch u. H. Reiher: Die Wärmeleitzahl von Bau- und Isolierstoffen und die Wärmedurchlässigkeitszahl neuer Bauweisen. Gesundhtsing. 1920, S. 607.
43. Nusselt, W.: Der Wärmeübergang im Rohr. Z. V. d. I. 1917, S. 685.
44. — Die Kühlung eines Zylinders durch senkrecht zur Achse strömende Luft. Gesundhtsing. 1922, S. 97.
45. Nusselt, W., u. Jürges: Die Kühlung einer ebenen Wand durch einen Luftstrom. Gesundhtsing. 1922, S. 649.
46. — Das Temperaturfeld über einer lotrecht stehenden geheizten Platte. Z. V. d. I. 1928, S. 597.
47. Praetorius, E.: Strahlungs- und Leitungsverluste in Wasserrohrkesseln im Beharrungszustand, während des Einlaufens und in den Betriebspausen. Arch. Wärmewirtsch. 1924, S. 285; 1925, S. 285; 1926, S. 77.
48. Redenbacher, W.: Die Wärmeleitfähigkeit des gewachsenen Erdbodens. Dissertation München 1917.
49. Raisch, E.: Die Wärme- und Luftdurchlässigkeit von Fenstern verschiedener Konstruktionen. Gesundhtsing. 1922, S. 199.
50. — Die in der Wärmeschutztechnik erzielten Fortschritte und ihre wirtschaftliche Auswirkung. Feuerungstechn. 1927, H. 28.
51. Schmidt, E.: Die Messung von Wärmeverlusten im Betrieb. Arch. Wärmewirtsch. 1924, S. 9.
52. — Neue Untersuchungen über den Wärmebedarf von Gebäuden und die Wärmeabgabe von Heizkörpern. Gesundhtsing. 1924, S. 585.
53. — Wärmeschutz durch Aluminiumfolie. Z. V. d. I. 1927, S. 1395.
54. Verein deutscher Eisenhüttenleute, Stahlwerksausschuß, Werkstoffausschuß und Wärmestelle: Merkblatt zur Messung hoher Temperaturen. Stahleisen 1925, S. 1850.

C. Bücher.

55. Cammerer, I. S.: Wirtschaftlichste Isolierstärke bei Wärme- und Kälteschutzanlagen und Wärmeabgabe isolierter Rohre bei unterbrochener Betriebsweise. Industrieverlag Hernhausen 1927.
56. Gerbel, M.: Grundgesetze der Wärmestrahlung. Berlin: Julius Springer 1917.
57. — Die wirtschaftlichste Stärke einer Isolierung. Verlag d. Ver. dtsh. Ing. 1921.
58. Gröber, H.: Die Grundgesetze der Wärmeleitung und des Wärmeübergangs. Berlin: Julius Springer 1921.
59. — Einführung in die Lehre von Wärmeübertragung. Berlin: Julius Springer 1926.
60. Hencky, K.: Die Wärmeverluste durch ebene Wände. Verlag Oldenbourg 1921.

61. Hottinger, M.: Heizung und Lüftung. Verlag Oldenbourg 1926.
62. Hütte: Hütte, des Ingenieurs Taschenbuch. 1925, 25. Aufl. Bd. I. 4. Abschn.: Wärme.
63. Jürges, W.: Der Wärmeübergang an einer ebenen Wand. Beiheft Nr. 19 zum Gesundheitsingenieur. Verlag Oldenbourg 1924.
64. Knoblauch, O., Raisch, E., u. Hausen, H.: Tabellen und Diagramme für Wasserdampf. Verlag Oldenbourg 1923.
65. Knoblauch, O., u. K. Hencky: Anleitung zu genau technischen Temperaturmessungen. Verlag Oldenbourg 1926.
66. Knoblauch, O., R. Schachner u. K. Hencky: Untersuchungen über die wärmewirtschaftliche Anlage, Ausgestaltung und Benutzung von Gebäuden. Herausgegeben von der Bayer. Landeskohlenstelle, München. Kommissionsverlag A. Mahr, München.
67. Koch, W.: Über die Wärmeabgabe geheizter Rohre bei verschiedener Neigung der Rohrachse. Beiheft Nr. 22 zum Gesundheitsingenieur. Verlag Oldenbourg 1927.
68. Kraus: Die Grundgesetze der Wärmeleitung. Berlin: Julius Springer 1917.
69. Krueger u. Eriksson: Untersuchungen über das Wärme-Isolierungsvermögen von Baukonstruktionen. Aus dem Schwedischen übersetzt von H. Grote. Berlin: Julius Springer.
70. Merkel, Fr.: Die Grundlagen der Wärmeübertragung. Verlag Steinkopff, Dresden u. Leipzig.
71. Schachner, R.: Gesundheitstechnik im Hausbau. Verlag Oldenbourg 1926.
72. Schmidt, E.: Wärmestrahlung technischer Oberflächen bei gewöhnlicher Temperatur. Beiheft 20 zum Gesundheitsingenieur. Verlag Oldenbourg, 1927.
73. — Regeln für die Berechnung des Wärmebedarfs und der Heizkörper- und Kesselgrößen von Warmwasser- und Niederdruckdampf-Heizungsanlagen. Herausgegeben vom Verband der Zentralheizungs-Industrie E. V., Berlin.

IV. Veröffentlichungen von Lieferfirmen.

74. Deutsche Prioformwerke, Köln: Prioformhandbuch 1925.
75. Rheinhold & Co., Berlin: Wärmeschutzwissenschaftliche Mitteilungen (bisher erschienen 19 Hefte).
76. — Wärmeschutzwissenschaftlicher Kalender 1928.

Wärme-Schutz-Wissenschaftliche Mitteilungen. Rheinhold & Co. (Berlin/Coswig i. A.).

- Jahrgang I, Nr. 1: **Vorwort: Die wirtschaftlichste Isolierstärke unter Berücksichtigung beschränkter Betriebsmittel.** Von Dr.-Ing. J. S. Cammerer. 4 Seiten. September 1924. Vergriffen.
- Jahrgang I, Nr. 2 und Jahrgang II, Nr. 1: **Die in isolierten Bohrleitungen im Dauerzustand aufgespeicherte Wärme und ihre Bedeutung für die Auswahl von Wärmeschutzmitteln.** Von Dr.-Ing. J. S. Cammerer. Jahrgang I, Nr. 2. 6 Seiten. Dezember 1924. RM 0,90
Jahrgang II, Nr. 1. 7 Seiten. Februar 1925. RM 1,20
- Jahrgang II, Nr. 2: **Isolierung von Rohrleitungen mit tieferer Temperatur als die der umgebenden Luft.** Von Dr.-Ing. J. S. Cammerer. 6 Seiten. Mai 1925. Vergriffen.
- Jahrgang II, Nr. 3: **Die Berechnung des Temperaturabfalls in langen Rohrleitungen.** Von Dr.-Ing. J. S. Cammerer. 2 Seiten. Juni 1925. Vergriffen.
- Anlage zu Nr. 3: **Rechentafel I: Größe A in Abhängigkeit von Dampftemperatur und Dampfdruck. Rechentafel II: Größe B zur Berücksichtigung des Rohrdurchmessers. Rechentafel III: Tafel der natürlichen Logarithmen von $N = 0,700$ bis $0,939$. Rechentafel IV: Korrekturfaktor für die Größe C zur Berücksichtigung des Einflusses des Temperaturabfalles auf die spezifische Wärme des Dampfes. II. Ableitung und Genauigkeit des Rechnungsgangs.** 6 Seiten. Juni 1925. RM 0,90
- Jahrgang II, Nr. 4: **Gesamt-Wärmeverlust von Wärmespeichern.** Von Dr.-Ing. J. S. Cammerer. 4 Seiten. Juli 1925. Vergriffen.
- Jahrgang II, Nr. 5 und 6: **Zahlentafeln zur Bestimmung des wärmeverlusterter isolierter Rohrleitungen.** Von Dr.-Ing. J. S. Cammerer. Jahrgang II, Nr. 5. 4 Seiten. August 1925. RM 0,60
Jahrgang II, Nr. 6. 6 Seiten. September 1925. Vergriffen.
- Jahrgang II, Nr. 7: **Wirtschaftlichkeit organischer und anorganischer Isolierstoffe bei Objekten mit Temperaturen über 100°C (z. B. Fernheizleitungen).** Von Dr.-Ing. J. S. Cammerer. 4 Seiten. Dezember 1925. RM 0,60
- Jahrgang II, Nr. 8: **Hilfstafel zur Berechnung des Wärmeschutzes im Bauwesen.** Von Dr.-Ing. J. S. Cammerer. 4 Seiten. Dezember 1925. RM 0,60
- Jahrgang 1926, Nr. 1: **Diagramme und Zahlentafeln der durchschnittlichen Wärmeleitzahlen von Isolier- und Baustoffen.** Von Dr.-Ing. J. S. Cammerer. 8 Seiten. März 1926. RM 2,—
- Jahrgang 1926, Nr. 2: **Die äquivalente Wärmeleitzahl von Luftschichten an Rohrleitungen und Kesseln.** Von Dr.-Ing. J. S. Cammerer. 6 Seiten. Juni 1926. RM 1,—
- Jahrgang 1926, Nr. 3: **Der Schutz von Wasserleitungen gegen Einfrieren.** Von Dr.-Ing. J. S. Cammerer. 8 Seiten. Juli 1926. RM 1,20
- Jahrgang 1926, Nr. 4: **Zahlentafeln zur Bestimmung des wärmeverlusterter isolierter Rohrleitungen.** Von Dr.-Ing. J. S. Cammerer. 10 Seiten. Oktober 1926. RM 4,50
- Jahrgang 1927, Nr. 1: **Praktische Erfahrungen mit dem Wärmefußmesser von E. Schmidt.** Von Dr.-Ing. J. S. Cammerer. 8 Seiten. März 1927. RM 1,50
- Jahrgang 1927, Nr. 2: **Beeinflussung der Gesamt-Wärmeverluste von Dampfleitungen für Heizzwecke durch die Wahl der Dampfart.** 6 Seiten. Mai 1927. RM 1,20
- Jahrgang 1927, Nr. 3: **Wärmeverlust von Flanschen.** Von Dr.-Ing. J. S. Cammerer. 7 Seiten. August 1927. RM 1,50
Jahrgang 1927, Nr. 4. 8 Seiten. Oktober 1927. RM 1,50
- Auswahl, Bemessung und Berechnung des Wärmeschutzes bei Heizungsanlagen nach neuzeitlichen Gesichtspunkten.** Von Dr.-Ing. J. S. Cammerer.
- Jahrgang 1928, Nr. 1: **Die Oberflächen-Temperaturen von Isolierungen in Innenräumen.** Von Dr.-Ing. J. S. Cammerer. 6 Seiten. Mai 1928. RM 1,80

Reutlinger-Gerbel, Kraft- und Wärmewirtschaft in der

Industrie. I. Band von Dr.-Ing. **Ernst Reutlinger**-Köln und Oberbaurat Ing. **M. Gerbel**-Wien. Gleichzeitig dritte, vollständig erneuerte und erweiterte Auflage von „Urbahn-Reutlinger, Ermittlung der billigsten Betriebskraft für Fabriken“. Mit 109 Textabbildungen und 53 Zahlentafeln. V, 264 Seiten. 1927. Gebunden RM 16.50

Irrtum und Wahrheit über Wasserkraft und Kohle.

Die Bedeutung der Energiequellen für die industrielle und landwirtschaftliche Produktion. Von Oberbaurat Ing. **M. Gerbel**, behördlich autorisierter und beedeter Zivil-Ingenieur für Maschinenbau und Elektrotechnik. VI, 68 Seiten. 1925. RM 1.80

Verlag von Julius Springer in Wien.

Regelung und Ausgleich in Dampfanlagen.

Einfluß von Belastungsschwankungen auf Dampfverbraucher und Kesselanlage, sowie Wirkungsweise und theoretische Grundlagen der Regelvorrichtungen von Dampfnetzen, Feuerungen und Wärmespeichern. Von **Th. Stein**. Mit 240 Textabbildungen. VIII, 389 Seiten. 1926. Gebunden RM 30.—

Die Schaltungsarten der Haus- und Hilfsturbinen.

Ein Beitrag zur Wärmewirtschaft der Kraftwerksbetriebe. Von Dr.-Ing. **Herbert Melan**. Mit 33 Textabbildungen. VI, 120 Seiten. 1926.

RM 10.50; gebunden RM 12.—

Gaswirtschaft. Ein Beitrag zur Prüfung der Wirtschaftlichkeit der Nebenproduktengewinnung, des Gasbetriebes für Stahlwerke und Kraftwerke und der Gasfernversorgung. Von **Rich. F. Starke**, Obergeringieur und Prokurist des Rheinisch-Westfälischen Elektrizitätswerkes A.-G., Gasabteilung Essen. VIII, 174 Seiten. 1921. RM 6.40

Abwärmeverwertung zu Heiz-, Trocken-, Warmwasserbereitungs- und ähnlichen Zwecken. Von Ingenieur **M. Hottinger**, Privatdozent, Zürich. Mit 180 Abbildungen im Text. X, 240 Seiten. 1922.

RM 8.—; gebunden RM 10.—

Die Abwärmeverwertung im Kraftmaschinenbetrieb

mit besonderer Berücksichtigung der Zwischen- und Abdampfverwertung zu Heizzwecken. Eine wärmetechnische und wärmewirtschaftliche Studie von Dr.-Ing. **Ludwig Schneider**. Vierte, durchgesehene und erweiterte Auflage. Mit 180 Textabbildungen. VIII, 272 Seiten. 1923. Gebunden RM 10.—

Die Kondensation bei Dampfkraftmaschinen

einschließlich Korrosion der Kondensatorrohre, Rückkühlung des Kühlwassers, Entölung und Abwärmeverwertung. Von Obergeringieur Dr.-Ing. **K. Hofer**. Berlin. Mit 443 Abbildungen im Text. XI, 442 Seiten. 1925. Gebunden RM 22.50

Die Wärmewirtschaft in der Zellstoff- und Papier-

industrie. Von Dr.-Ing. **J. Frhr. v. Laßberg**. Zweite, völlig neubearbeitete Auflage. Mit 68 Textabbildungen. VI, 282 Seiten. 1926.

Gebunden RM 24.—

Die Wärmeübertragung. Ein Lehr- und Nachschlagebuch für den praktischen Gebrauch von Prof. Dipl.-Ing. **M. ten Bosch**, Zürich. Zweite, stark erweiterte Auflage. Mit 169 Textabbildungen, 69 Zahlentafeln und 53 Anwendungsbeispielen. VIII, 304 Seiten. 1927. Gebunden RM 22.50

Einführung in die Lehre von der Wärmeübertragung. Ein Leitfaden für die Praxis von Dr.-Ing. **Heinrich Gröber**. Mit 60 Textabbildungen und 40 Zahlentafeln. X, 200 Seiten. 1926. Gebunden RM 12.—

Der Wärmeübergang an strömendes Wasser in vertikalen Rohren. Von Dr.-Ing. **Waldemar Stender**. Mit 25 Abbildungen im Text. 86 Seiten. 1924. RM 5.10

Thermodynamische Grundlagen der Kolben- und Turbokompressoren. Graphische Darstellungen für die Berechnung und Untersuchung. Von Oberingenieur **Ad. Hinz**, Frankfurt a. M. Zweite, verbesserte Auflage. Mit 73 Abbildungen und 20 graphischen Berechnungstafeln sowie 19 Zahlentafeln. VI, 68 Seiten. 1927. Gebunden RM 25.—

Über wärmetechnische Vorgänge der Kohlenstaubfeuerung unter besonderer Berücksichtigung ihrer Verwendung für Lokomotivkessel. Von Dipl.-Ing. Dr.-Ing. **Fritz Hinz**. Mit 28 Textabbildungen. V, 76 Seiten. 1928. RM 7.50

Handbuch der Feuerungstechnik und des Dampfkesselbetriebes unter besonderer Berücksichtigung der Wärmewirtschaft. Von Dr.-Ing. **Georg Herberg**, Stuttgart. Vierte, erweiterte Auflage. Mit 84 Textabbildungen, 118 Zahlentafeln, sowie 54 Rechnungsbeispielen. XII, 447 Seiten. 1928. Gebunden RM 23.50

Brennstoff und Verbrennung. Von Dr. **D. Aufhäuser**, Inhaber der Thermochemischen Versuchsanstalt zu Hamburg.

I. Teil: Brennstoff. Mit 16 Abbildungen im Text und zahlreichen Tabellen. V, 116 Seiten. 1926. RM 4.20

II. Teil: Verbrennung. Mit 13 Abbildungen im Text. IV, 107 Seiten. 1928. RM 4.20

Beide Bände zusammen gebunden RM 10.—

O. A. Essich, Die Ölfeuerungstechnik. Dritte, vermehrte und verbesserte Auflage herausgegeben von Dipl.-Ing. **H. Schönian** und Dr.-Ing. **G. Brandstätter**. Mit 253 Textabbildungen. VI, 128 Seiten. 1927. RM 8.—

Kälteprozesse. Dargestellt mit Hilfe der Entropie-Tafel. Von Prof. Dipl.-Ing. **P. Ostertag**, Winterthur. Mit 58 Textabbildungen und 3 Tafeln. II, 118 Seiten. 1924. RM 6.—; gebunden RM 6.80

Die Kältemaschine. Grundlagen, Berechnung, Ausführung, Betrieb und Untersuchung von Kälteanlagen. Von Dipl.-Ing. **M. Hirsch**, Beratender Ingenieur V. B. I. Mit 261 Abbildungen im Text. XII, 510 Seiten. 1924. Gebunden RM 21.—

Zentrifugal-Ventilatoren. Ihre Berechnung und Konstruktion. Von Ingenieur **Erich Gronwald**. Mit 108 Textabbildungen. VIII, 178 Seiten. 1925. Gebunden RM 12.60

Die Ventilatoren. Berechnung, Entwurf und Anwendung. Von Dr. sc. techn. **E. Wiesmann**, Ingenieur. Mit 135 Abbildungen, 10 Zahlentafeln und zahlreichen Rechnungsbeispielen. V, 196 Seiten. 1924. Gebunden RM 10.50

Verdampfen, Kondensieren und Kühlen. Erklärungen, Formeln und Tabellen für den praktischen Gebrauch. Von Baurat **E. Hausbrand**. Sechste, vermehrte Auflage. Mit 59 Figuren im Text und 113 Tabellen. XIX, 540 Seiten. 1918. Unveränderter Neudruck 1924. Gebunden RM 16.—

Das Trocknen mit Luft und Dampf. Erklärungen, Formeln und Tabellen für den praktischen Gebrauch. Von Baurat **E. Hausbrand**, Berlin. Fünfte, stark vermehrte Auflage. Mit 6 Textfiguren, 9 lithographischen Tafeln und 35 Tabellen. VIII, 185 Seiten. 1920. Unveränderter Neudruck 1924. Gebunden RM 8.—

Die Trockentechnik. Grundlagen, Berechnung, Ausführung und Betrieb der Trockeneinrichtungen. Von Dipl.-Ing. **M. Hirsch**, Beratender Ingenieur V. B. I. Mit 234 Textabbildungen, einer schwarzen und 2 zweifarbigen *i-x*-Tafeln für feuchte Luft. XIV, 366 Seiten. 1927. Gebunden RM 31.80

Die Lehre vom Trocknen in graphischer Darstellung. Von Ingenieur **Karl Reyscher**. Zweite, verbesserte Auflage. Mit 34 Textabbildungen. IV, 74 Seiten. 1927. RM 4.50

Die Trocknung und Schwelung der Braunkohle durch Spülgase. Von Oberingenieur Dr.-Ing. Dr. jur. **B. Hilliger**, Berlin. Mit 45 Abbildungen im Text und 2 Rechentafeln. IV, 128 Seiten. 1926. RM 10.50