

Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung
Band: 70 (1952)
Heft: 24

Artikel: Zeichnerische Bestimmung der Wärmeübergangszahl kondensierender Dämpfe
Autor: Böhm, J.
DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-59624>

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Zeitschriften und ist nicht verantwortlich für deren Inhalte. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern beziehungsweise den externen Rechteinhabern. [Siehe Rechtliche Hinweise.](#)

Conditions d'utilisation

L'ETH Library est le fournisseur des revues numérisées. Elle ne détient aucun droit d'auteur sur les revues et n'est pas responsable de leur contenu. En règle générale, les droits sont détenus par les éditeurs ou les détenteurs de droits externes. [Voir Informations légales.](#)

Terms of use

The ETH Library is the provider of the digitised journals. It does not own any copyrights to the journals and is not responsible for their content. The rights usually lie with the publishers or the external rights holders. [See Legal notice.](#)

Download PDF: 22.11.2024

ETH-Bibliothek Zürich, E-Periodica, <https://www.e-periodica.ch>

zur Feststellung der Herkunft und des Zieles des Verkehrs, deren Kenntnis die Grundlage für die Aufstellung regionaler und städtischer Verkehrspläne bildet.

Die Lösung dieser interessantesten Aufgaben dürfte heute weniger eine finanzielle Frage als vielmehr eine personelle sein, denn der Bund hat heute die Möglichkeit, solche Forschungsarbeiten aus der den Kantonen zufallenden Benzin-

zollhälfte zu subventionieren. Es stehen für diesen Zweck in den Jahren 1950—1954 jährlich 50 000 Fr. zur Verfügung.

Möge es der Zusammenarbeit von Bund, Kantonen, Gemeinden, Hochschulen und Verbänden gelingen, durch gemeinsame Forschungsarbeit den Behörden und der Wirtschaft die analytischen Grundlagen für die Weiterentwicklung unseres Strassenwesens zu liefern.

Zeichnerische Bestimmung der Wärmeübergangszahl kondensierender Dämpfe

DK 536.24

Von Prof. Dr. Ing. habil. J. BÖHM, Alexandria

Schluss von Seite 330

b) Arbeitsblätter für einige Fälle

Da die Wärmeübergangszahl für laminaren und turbulenten Film verschieden ist, sind immer zwei Nomogramme für

den gesamten Kondensationsbereich nötig. Man muss also gleichzeitig ein Verfahren angeben, das die Wahl des richtigen Nomogrammes gemäss dem voraussichtlichen Filmcharakter

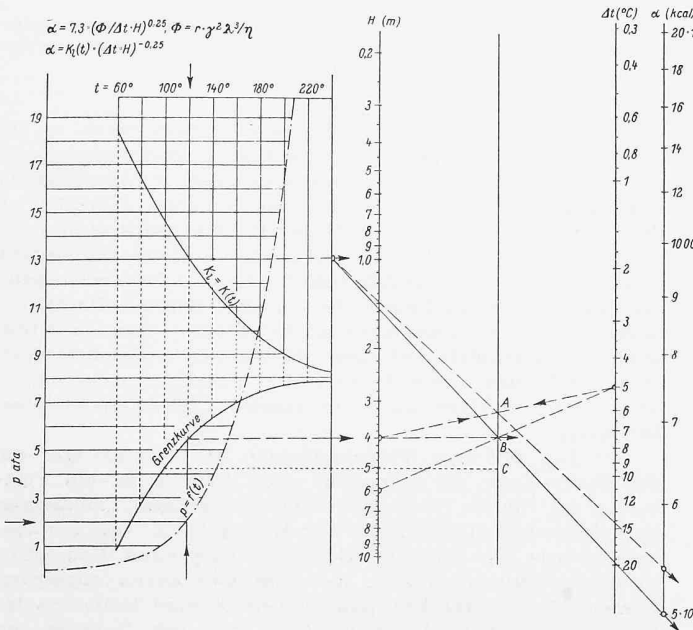


Bild 6. Nomogramm bei laminarem Abfluss. Eingezeichnetes Beispiel: Wasserdampf, vertikales Rohr, laminarer Abfluss, $H = 4$ m, $\Delta t = 50^\circ$ C, $t = 200^\circ$ C gibt $\alpha_m = 5300$ kcal/m² h⁰ C.

Bilder 6 und 7 gelten für Wasserdampf und für senkrechte Austauschfläche.

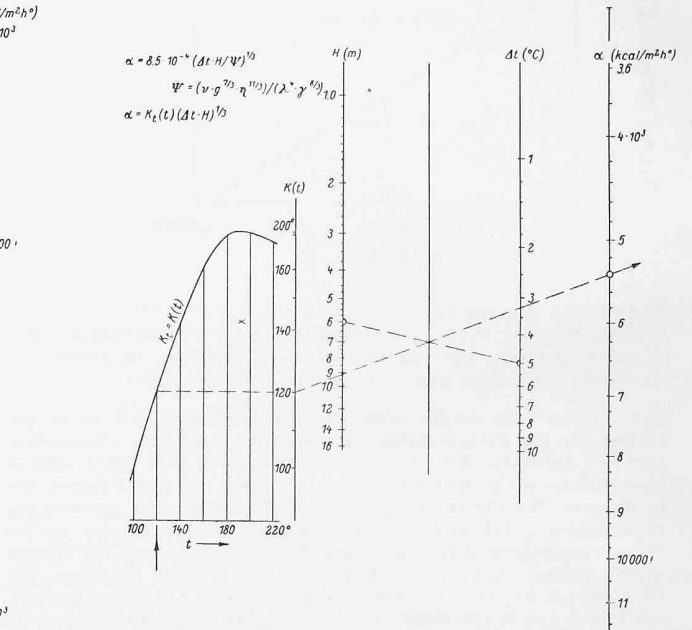


Bild 7. Nomogramm bei turbulentem Abfluss. Eingezeichnetes Beispiel: Wasserdampf, vertikales Rohr, turbulenter Film, $H = 6$ m, $\Delta t = 50^\circ$ C, $t = 120^\circ$ C gibt $\alpha_m = 5400$ kcal/m² h⁰ C. Bei irrtümlicher Benützung von Bild 6 würde man erhalten $\alpha_m = 5000$ kcal/m² h⁰ C.

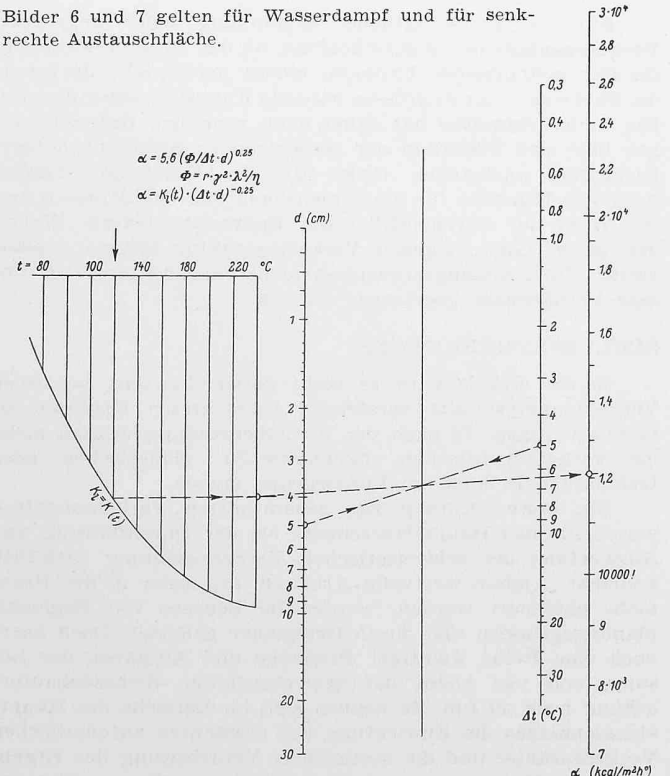


Bild 8. Nomogramm für Wasserdampf für liegende Rohre mit laminarem Abfluss. Eingezeichnetes Beispiel: Wasserdampf, horizontales Rohr, laminarer Film, $d = 50$ mm, $\Delta t = 50^\circ$ C, $t = 180^\circ$ C gibt $\alpha_m = 12\,200$ kcal/m² h⁰ C.

ermöglicht. Zwei solcher Möglichkeiten werden bei den nun folgenden Arbeitsblättern gezeigt. Bilder 6 und 7 sind Nomogramme für Wasserdampf nach Schema A und zwar für laminaren und turbulenten Film bei lotrechter Austauschfläche, und Bild 8 für liegende Rohre mit laminarem Ablauf [13]. Zur Wahl der Nomogramme in bezug auf den Filmcharakter dient die Grenzkurve in Bild 6. Sobald der Schnittpunkt A der Geraden von H nach Δt auf der Zapfenlinie unter den Schnittpunkt B der Projektion fällt, die aus dem Schnittpunkt der Filmtemperatur (120° C) mit der Grenzkurve zur Zapfenlinie gezogen wird, wird der Abfluss turbulent. In diesem Fall muss zur Bestimmung der Wärmeübergangszahl Bild 7 verwendet werden.

Auf Bild 9 ist ein Nomogramm nach Schema B dargestellt, das für eine Reihe von Dämpfen für laminaren Film anwendbar ist. Es ist in ähnlicher Form in amerikanischen Handbüchern zu finden, wie z. B. in Perry Chemical Engineer's Handbook und wurde ursprünglich von Chilton und seinen Mitarbeitern [14] ausgearbeitet. Seine Handhabung bedarf keiner besonderen Erklärung.

Bild 10 ist ein Sondernomogramm nach Schema A. Es gilt für liegende Rohre von etwa 50 mm Aussendurchmesser bei atmosphärischem Druck und ermöglicht die Bestimmung der Wärmeübergangszahl von 17 organischen Dämpfen. Seine Urform stammt von Othmer und Berman [15].

Bilder 11 und 12 sind Nomogramme, die für kondensierenden Wasserdampf gemäss Schema C entwickelt wurden; Bild 11 gilt für turbulenten, Bild 12 für laminaren Ablauf des Kondensatfilms. Die Bestimmung der Wärmeübergangszahl zerfällt in zwei Vorgänge, nämlich 1. die richtige Wahl des Nomogrammes entsprechend dem zu erwartenden Kondensatabfluss, und 2. die eigentliche Bestimmung der Wärmeübergangszahl im Nomogramm.

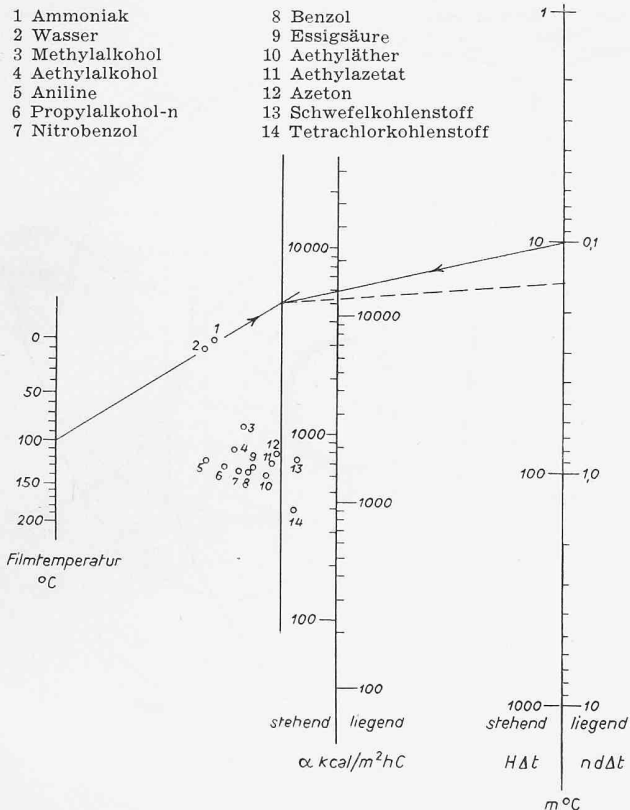


Bild 9. Nomogramm nach Schema B, gültig für verschiedene Dämpfe und laminaren Film.

Eingetragene Beispiele: a) Wasserdampf, stehende Heizfläche, $H \Delta t = 10$, $t = 100^\circ \text{C}$ gibt $\alpha_m = 5800 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}^\circ \text{C}$. b) Wasserdampf, liegende Heizfläche, $n d \Delta t = 0,16$, gibt $\alpha_m = 10\,500 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}^\circ \text{C}$.

Die Art des Kondensatabflusses ermittelt man aus dem Hilfsschaubild auf Bild 12 rechts unten wie folgt: Man sucht auf der Leiter den Wert q und zieht dann eine Waagrechte bis zur Geraden, die der vorgegebenen Dampftemperatur entspricht. Liegt nun der Schnittpunkt A oberhalb des Strahles,

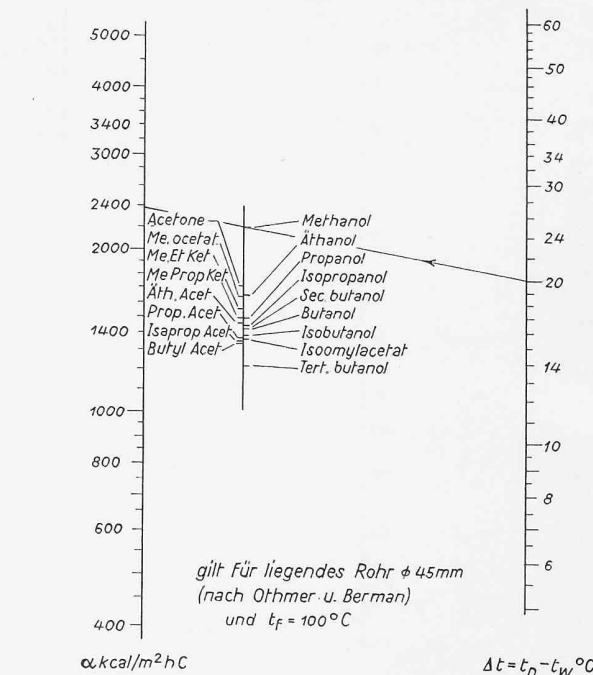
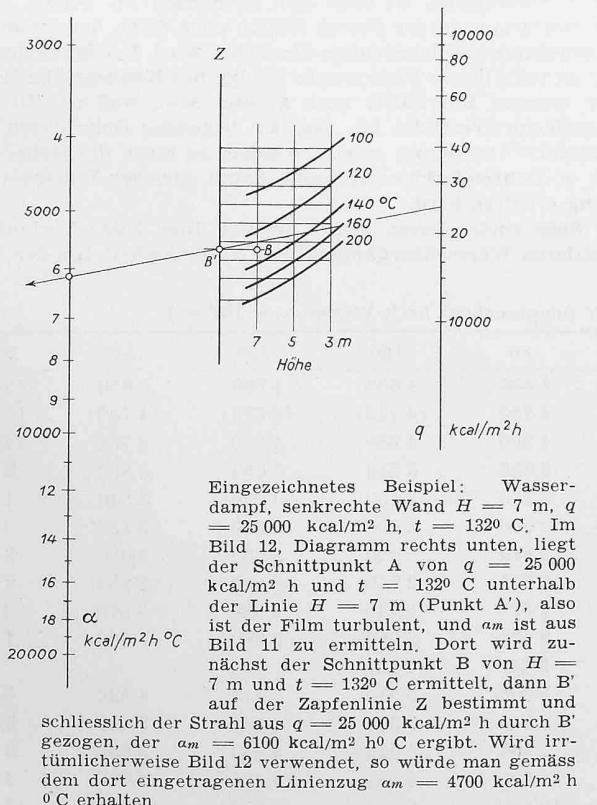


Bild 10. Sonderdiagramm nach Schema A für liegende Rohre von etwa 50 mm Durchmesser für verschiedene Dämpfe. Eingetragenes Beispiel: Methanol, liegendes Rohr, $d = 45 \text{ mm}$, $t_f = 100^\circ \text{C}$, $\Delta t = 200$, gibt $\alpha_m = 2370 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}^\circ \text{C}$.

der dem Zahlenwert der beabsichtigten Heizflächenhöhe entspricht, so ist der Abfluss laminar, und zur Bestimmung der Wärmeübergangszahl dient Bild 12. Im Gegenfall ist der Abfluss turbulent, und es muss Bild 11 verwendet werden. Für horizontale Rohre gilt schliesslich zur Bestimmung des Kondensatabflusses das links unten an der α -Leiter angeordnete Hilfsschaubild. Die Wärmeübergangszahl wird hierauf ermittelt durch Ziehen einer Geraden, die von q durch einen Punkt B'



Eingezeichnetes Beispiel: Wasserdampf, senkrechte Wand $H = 7 \text{ m}$, $q = 25\,000 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}$, $t = 132^\circ \text{C}$. Im Bild 12, Diagramm rechts unten, liegt der Schnittpunkt A von $q = 25\,000 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}$ und $t = 132^\circ \text{C}$ unterhalb der Linie $H = 7 \text{ m}$ (Punkt A'), also ist der Film turbulent, und α_m ist aus Bild 11 zu ermitteln. Dort wird zunächst der Schnittpunkt B von $H = 7 \text{ m}$ und $t = 132^\circ \text{C}$ ermittelt, dann B' auf der Zapfenlinie Z bestimmt und schliesslich der Strahl aus $q = 25\,000 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}$ durch B' gezogen, der $\alpha_m = 6100 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}^\circ \text{C}$ ergibt. Wird irrtümlicherweise Bild 12 verwendet, so würde man gemäss dem dort eingetragenen Linienzug $\alpha_m = 4700 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}^\circ \text{C}$ erhalten.

Bild 11. Turbulenter Ablauf

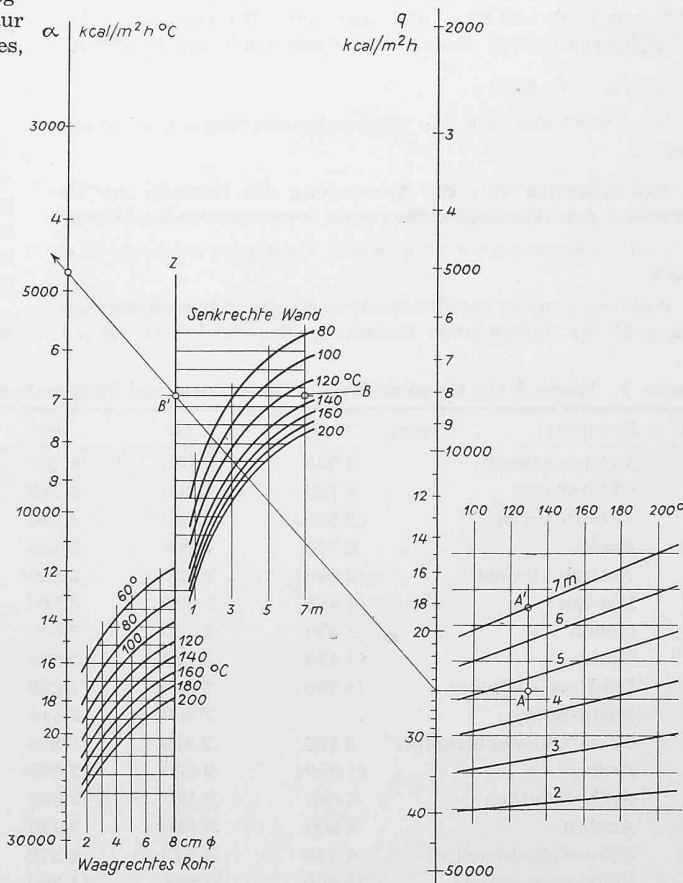


Bild 12. Laminarer Ablauf

Nomogramme nach Schema C für kondensierenden Wasserdampf an senkrechten Wänden und waagrechten Rohren.

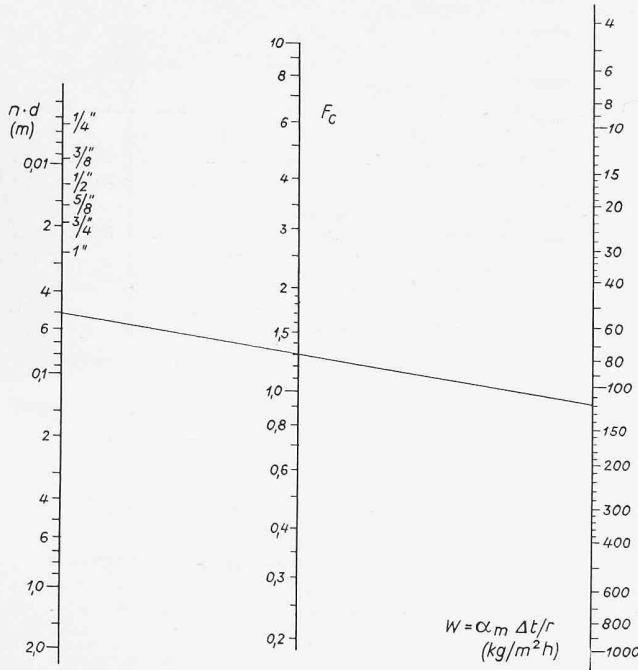


Bild 13. Nomogramm für liegendes Rohrbündel und die auf Tabelle 2 angegebenen Dämpfe. Eingezeichnetes Beispiel: Wasserdampf $t_r = 120^\circ$, $nd = 0,05$ m, $W = 116 \text{ kg/m}^2 \text{ h}$; nach Tabelle 2 ist $F(t) = 9850$; aus Bild 13 folgt $F_c = 1,3$; damit wird $\alpha_m = 9850 \cdot 1,3 = 12\,800 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}^\circ \text{C}$.

auf der Zapfenlinie führt, der durch Herüberloten des Schnittpunktes B von t und H gemäss der Voraussetzung festliegt und auf der α -Leiter die zu erwartende Wärmeübergangszahl herausausschneidet.

Bild 13 ist ein Nomogramm für liegende Rohrbündel und 18 organische Dämpfe für den Temperaturbereich 20 bis 160°C ; es wurde von Stoewer [17] erstmalig ausgearbeitet. Man sucht für die gegebene Filmtemperatur den Wert von $F(t)$ in der Tabelle 2 und bestimmt F_c für die vorliegenden Werte von (nd) und $W = q/r$ aus dem Nomogramm. Die Wärmeübergangszahl findet man dann nach der Gleichung:

$$\alpha_m = F_c F(t)$$

Hier wird also von der Flächenbeaufschlagung W ausgegangen.

IV. Bemerkungen über die Anwendung der Formeln zur Bestimmung der Wärmeübergangszahl kondensierender Dämpfe

a) Höherer Streckung und Temperaturdifferenz

Aus dem Aufbau der Gleichungen für die Wärmeübergangszahl geht die überragende Bedeutung des Produktes $(H \Delta t)$

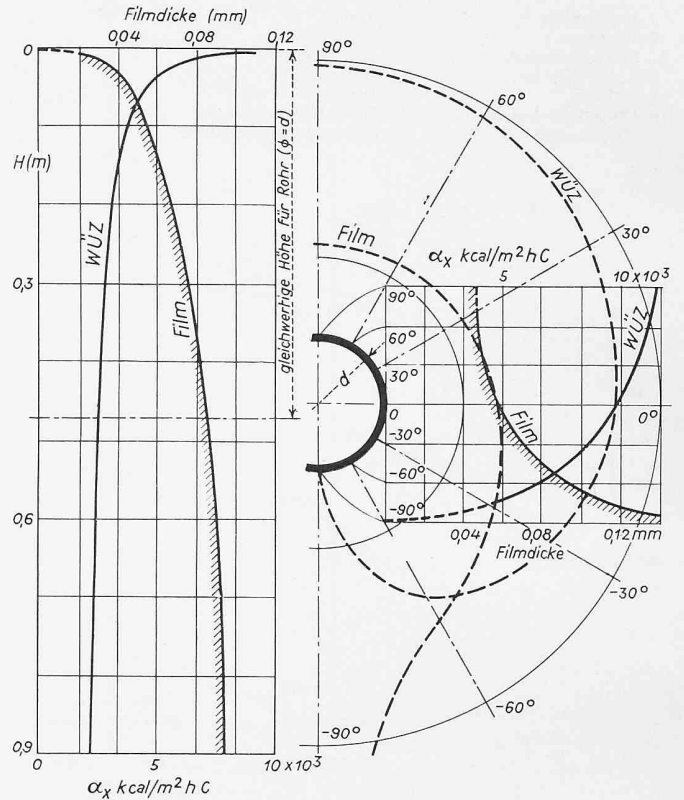


Bild 14. Wärmeübergangszahl und Filmdicke bei gleichbleibendem Wert Δt bei laminarem Filmablauf, links für eine vertikale Wand, rechts für ein liegendes Rohr.

hervor. Sie ist, wie bereits erwähnt, für laminaren und turbulenten Kondensatfilm grundverschieden. Betrachtet man bei gleichbleibender Temperaturdifferenz zwischen Dampf und Wand die Entwicklung des Kondensatfilmes und der örtlichen Wärmeübergangszahl für laminaren Kondensatablauf, so erhält man die im Bild 14 wiedergegebenen Kurven, und zwar links für eine lotrechte Fläche und rechts für ein liegendes Rohr. Die Bildung der Filmstärke ist in beiden Fällen recht verschieden. Es zeigt sich aber, dass an beiden Heizflächenformen in der oberen Hälfte etwa 60% der gesamten übergehenden Wärmemenge überführt wird. Bei Innenkondensation wird dieser Prozentsatz infolge des Kondensatbaches in der unteren Rohrhälfte noch grösser sein, weil ein Teil der Heizfläche überflutet ist. Soll ein liegendes Rohr durch eine lotrechte Anordnung ersetzt werden, so muss die Höhe etwa $2,7 \times$ Röhrendurchmesser sein, damit gleicher Wärmedurchgang erhalten wird.

Sehr eindrucksvoll zeigte bereits Bild 2 den Verlauf der mittleren Wärmeübergangszahl in Abhängigkeit von der Höhe

Tabelle 2. Werte $F(t)$ für verschiedene Dampfarten und Temperaturen (umgerechnet nach Werten von Stoher)

Nr.	Dampfart	Temp. =	20	40	60	80	100	120	140	160° C
1	Methyl-Alkohol		3 525	3 785	4 065	4 300	4 550	4 780	4 950	(5 150)
2	Chloroform		3 700	3 900	4 075	4 250	(4 425)	(4 625)	(4 780)	(4 970)
3	Aethyl-Azetat		(3 550)	3 780	4 020	4 200	4 380	4 580	4 750	(4 925)
4	Benzol		2 800	2 990	3 175	3 350	3 515	3 680	3 830	3 995
5	Aethyl-Alkohol		(2 490)	2 720	2 950	3 175	3 400	3 620	3 840	4 060
6	Heptan		(2 475)	2 630	2 780	2 900	3 000	3 070	3 130	3 175
7	Hexan		(2 620)	2 730	2 800	2 860	2 920	2 960	3 000	3 010
8	Oktan		(2 410)	2 520	2 600	2 675	2 740	2 800	2 850	2 900
9	Iso-Prop.-Alkohol		(1 600)	2 000	2 280	2 520	2 740	2 920	3 075	3 175
10	Essig-Säure		—	2 500	2 440	2 370	2 250	2 080	1 900	1 700
11	Tetra Chlorkohlenstoff		2 750	2 850	2 830	2 625	(2 200)	—	—	—
12	Anilin		(1 550)	2 025	2 500	3 005	3 510	4 115	4 520	5 020
13	Aethyl-Aether		3 065	3 140	3 210	3 275	3 325	3 375	3 425	3 475
14	Azeton		3 800	3 880	3 920	3 950	3 925	3 900	3 830	3 650
15	Schwefelkohlenstoff		4 540	4 575	4 575	4 570	4 530	4 425	4 300	4 150
16	Schweflige Säure		12 800	11 900	11 300	10 500	9 750	(8 950)	(8 150)	(7 200)
17	Ammoniak		14 200	15 500	16 600	17 650	18 400	(19 000)	(19 300)	(19 400)
18	Wasser		4 850	5 850	6 850	7 850	8 850	9 850	10 800	11 700

der Kühlfläche bei gleichbleibendem Temperaturunterschied. Ändert man bei konstanter Höhe H und konstantem Dampfdruck den Temperaturunterschied zwischen Dampf und Wand, so erhält man ebenfalls für die mittlere Wärmeübergangszahl einen Verlauf mit ausgesprochener Einsenkung. Dies zeigt Bild 15 für stehende Rohre von 4 und 7 m Länge und für liegende Rohre von 30 bzw. 40 mm Durchmesser. Hier verläuft der Wärmeübergang eindeutig unter Bildung eines laminaren Filmes. Das Minimum wird erst bei Δt -Werten erreicht, die praktisch nicht mehr vorkommen. Ausserdem ist zu ersehen, dass die Wärmeübergangszahl mit steigender Kondensationstemperatur grösser wird und dass diese Vergrösserung im turbulenten Kondensationsbereich viel ausgesprochener ist. Eine höhere Dampf-temperatur verschiebt bei gleicher Höhe H die Umschlagzone nach links, in den Bereich kleinerer Werte Δt . Für Ueberschlagsrechnungen mögen folgende Angaben dienen: Die kritische Reynoldssche Zahl wird bei Wasserdampf und $\Delta t = 10^\circ \text{C}$ erreicht für $t_d = 60^\circ$ bei $H = 8,7 \text{ m}$, für $t_d = 100^\circ$ bei $H = 5 \text{ m}$ und für $t_d = 160^\circ$ bei $H = 1,75 \text{ m}$; bei NH_3 -Dampf für $t_d = 0$ bis 20° und $\Delta t = 10^\circ$ bei $H \sim 3,6 \text{ m}$. Für organische Dämpfe liegt die kritische Höhe zwischen 2 und 3 m. Rechnet man immer mit der Formel für laminaren Film, so erhält man zu kleine α -Werte; die Abweichung kann bis 20% betragen.

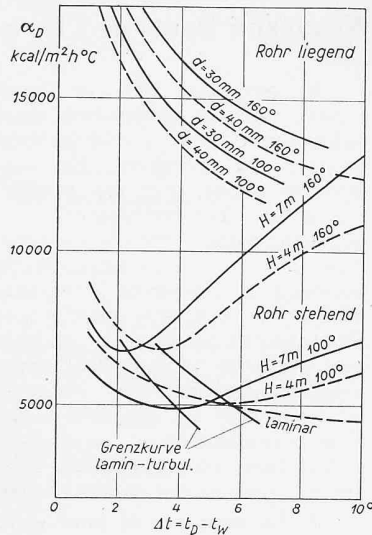


Bild 15. Mittlere Wärmeübergangszahlen für liegende Rohre und vertikale Wände in Abhängigkeit der Temperaturdifferenz Δt

b) Uebereinstimmung von Theorie und Messung

Die aus der Theorie des Kondensatablaufes abgeleiteten Formeln nach Tabelle 1 ergeben beim Vergleich mit Messergebnissen recht gute Uebereinstimmung für liegende Rohre, aber immer zu geringe Werte für stehende Heizflächen. Deshalb empfiehlt McAdams [18] hierfür eine Erhöhung um 20% vorzunehmen. Die theoretischen Werte liegen somit immer auf der sicheren Seite. Die Hauptursache dieser Unstimmigkeit dürfte darin zu suchen sein, dass bei stehenden Heizflächen die Wandtemperaturen zu Beginn und am Ende der Austauschfläche nicht gleich sind. McAdams [19] gibt zum Beispiel an, dass die Rechenwerte von α um 6% erhöht werden sollen, wenn das Verhältnis $\Delta t_{\text{unten}} / \Delta t_{\text{oben}} = 2$ ist, und um 15%, wenn dieses Verhältnis 5 wird. Ausserdem bewirkt die Dampfgeschwindigkeit eine Verstärkung des Wärmeüberganges, wenn sie mit dem Kondensatablauf gleichgerichtet ist.

b) Uebereinstimmung von Theorie und Messung

Diese Streuung der Werte von α mit der Theorie hat aber auf den Wärmedurchgang praktisch nur einen geringen Einfluss, da in vielen Fällen die Wärmeübergangszahl auf der anderen Seite der Austauschfläche viel kleiner, also massgebender für den Wärmedurchgang ist. Eine übertriebene Sorgfalt in der Bestimmung der Wärmeübergangszahl des kondensierenden Dampfes ist somit abwegig, zumal auch reine Dämpfe Beimengungen von inerten Gasen enthalten können und oft überhitzt oder feucht in den Kondensator eintreten.

c) Der Einfluss von Gasbeimengungen, Ueberhitzung oder Dampfneisse auf den Wärmeübergang

Technischer Dampf ist in den seltensten Fällen chemisch rein. Er wird nichtkondensierbare Beimengungen aufweisen, inerte Gase bei Reaktionsprodukten und Luft bei Wasserdampf. Durch ihre Anwesenheit wird sich vor dem Kondensatfilm ein Schleier bilden, durch den die Dampfteilchen zuerst hindurch diffundieren müssen, wodurch die Wärmeübergangszahl herabgesetzt wird. Je grösser die Wärmeübergangszahl des kondensierenden Dampfes ist, umso stärker werden sich auch bereits geringe Beimengungen bemerkbar machen. So

gibt Othmer [20] für Wasserdampf bei Atmosphärendruck und $\Delta t = 15^\circ$ eine Verminderung von α_m auf 50% bei 1 Vol % Luft und auf 33% bei 2 Vol % Luft an. Matz [21] hat unlängst in der «Chemie-Ingenieur-Technik» angegeben, wie bei Gasdampfgemischen zu verfahren ist, von denen die Konstante der intermolekularen Beeinflussung bekannt ist. Bei vorwiegendem Gasanteil kann man annehmen, dass sich die Wärmeübergangszahl von Gemisch und Gas wie deren Wärmeanteile verhalten.

Bei überhitztem Dampf ist die übergehende Wärme nur vom Dampfdruck und beinahe gar nicht von der Dampf-temperatur abhängig. So bringt eine Ueberhitzung um 100°C nur eine Erhöhung von α_m um etwa 3%. Man kann also annehmen, dass sich die Wärmeübergangszahlen wie die jeweiligen Temperaturunterschiede zwischen Dampf und Wand verhalten.

Feuchter Dampf, wie er in den meisten praktischen Anwendungsfällen vorhanden ist, scheint keinen besonderen Einfluss auf die Wärmeübergangszahl zu haben. Durch seine Nässe bewirkt er jedoch einen dickeren Kondensatfilm, wodurch aber auch die Turbulenz früher eintreten wird. So kann es kommen, dass die Wärmeübergangszahl praktisch gleich bleibt. Diese wird aber durch die kleinere Kondensationswärme des Nassdampfes beeinflusst. Dadurch ergibt sich eine Korrektur im Verhältnis der vierten Wurzeln der Kondensationswärmen; sie führt so praktisch zu einer etwas grösseren Austauschfläche.

d) Kondensation von Dampfgemischen [23] bis [27]

Die Kondensation von Dampfgemischen erfolgt nicht isothermisch. Der Kondensationsbereich, das ist der Temperaturabfall vom Kondensationsbeginn bis zum Kondensationsende, kann bis 100°C betragen. Das Kondensat, das sich in der Nähe des Eintrittes bildet, muss bis zum Austritt auf die dort herrschende Temperatur in flüssiger Phase heruntergekühlt werden. Die Kondensatorfläche wird sich also berechnen aus dem sich stetig von Querschnitt zu Querschnitt ändernden Anteil zur Abführung der Kondensationswärme und jener Wärmemenge, die aus der sich ebenfalls fortwährend ändernden Kondensatmenge anfällt. Da sich die Beschaffenheit des Filmes vom Anfang zum Ende des Kondensators ändert, kann die Nusseltsche Formel nur Richtwerte geben. Zur Berechnung der Wärmeübergangszahl interpoliert man die α_m -Werte der reinen Komponenten entsprechend ihrer Zusammensetzung, trägt diese Werte über der Heizflächenlänge auf und bildet schliesslich den Mittelwert. Zur Bestimmung des massgebenden Temperaturunterschiedes ist als Dampf-temperatur t_d die Gleichgewichtstemperatur (azeotropische Gleichgewichtstemperatur) zu nehmen, d. h. die dem Partialdruck entsprechende Temperatur der einzelnen Komponente.

Ein wesentlicher Unterschied wird sich beim austretenden Kondensat zwischen stehenden und liegenden Kondensatoren ergeben, da sich bei lotrechter Anordnung das Kondensat schichtenweise ansetzt und im Film abrinnt, bei waagrechter Anordnung je nach dem Querschnitt aber an den Rohren homogenes Kondensat bildet und abtropft. Dies ist zu beachten, da das Wegschaffen der Wärme durch den anfallenden Film an der Kühlfläche erfolgt und die Aenderung in der Dampfphase weniger ins Gewicht fällt als die Dicke und die Beschaffenheit dieses Filmes. Von Einfluss ist ferner, ob sich die Komponenten im Kondensat mischen oder nicht. Bei Anwesenheit von Wasserdampf kann man seinen Betrag zur Filmbildung vernachlässigen, aber nicht seine Kondensationswärme. Wasserdampf enthaltende Dampfgemische kondensieren derart, dass der Wasserdampf sich vielfach als Tröpfchen am Kondensatfilm der übrigen Komponenten niederschlägt, diesen Film mitunter emulgiert und so den Wärmeübergang erheblich verbessert.

Schliesslich ist die fühlbare Wärme, die zwischen Eintritt und Austritt aus dem Film abzuführen ist, durch einen Heizflächenzuschlag zu berücksichtigen. Dies kommt zum Beispiel bei organischen Kohlenwasserstoff-Gemischen praktisch darauf hinaus, dass man für α_m nur mit einem Bruchteil des normalen Wertes rechnet. Man kann aber auch eine Zusatzheizfläche zur Abführung der fühlbaren Wärme vorsehen, indem man wie für freie Konvektion mit $\alpha_m \sim 250 \text{ kcal/m}^2 \text{ h C}$ rechnet. Die Abführung dieser Wärme kann man dann im Apparat sichern durch eine entsprechende Ueberflutung des Kondensators durch

Staurohr bei stehender oder durch Wehrbleche bei liegender Anordnung.

Zusammenfassung

Es wurden die Bedingungen angegeben, die zur Bildung der Film- und Tropfenkondensation führen, und erläutert, wann laminarer bzw. turbulenter Filmablauf zu erwarten ist. Für die wichtigsten technisch vorkommenden Kühlflächenformen werden Berechnungsunterlagen mitgeteilt. Diese werden als für die Wärmeübergangszahl explizite Gleichungen, wie auch in dimensionsloser Form zur allgemeinen Benützung angegeben.

In einer Reihe von Nomogrammen werden Unterlagen zur raschen Bestimmung der Wärmeübergangszahl für die wichtigsten, in der Industrie verwendeten Dämpfe wiedergegeben. Hierfür werden auch amerikanische Arbeiten herangezogen.

Abschliessend wird darauf hingewiesen, welche Faktoren die Wärmeübergangszahl kondensierenden Dampfes beeinflussen und wie dem Rechnung getragen werden kann.

Literaturverzeichnis

- [1] *Fritz W.*: Verdampfen und Kondensieren. «Z.VDI», Beiheft Verfahrenstechnik Nr. 1, 1943, S. 1/14.
- [2] *ten Bosch M.*: Die Wärmeübertragung, Berlin 1936, S. 211; *Merkel F.*: Die Grundlagen der Wärmeübertragung, Leipzig 1927, S. 211; *Gröber H.* und *Erk S.*: Die Grundgesetze der Wärmeübertragung, Berlin 1933; *McAdams W. H.*: Heat transmission, New York 1942, S. 259; *Eckert E.*, Einführung in den Wärme- und Stoffaustausch, Berlin 1949, S. 120.
- [3] *Wicke E.*: Einige Probleme des Stoff- und Wärmeüberganges an Grenzflächen. «Chem. Ing. Techn.», Jg. 23 (1951), S. 5/12.
- [4] *Schmidt E.*, *Schurig W.* und *Sellschopp W.*: Versuche über die Kondensation von Wasserdampf in Film und Tropfenform. «Forsch.» Bd. 1 (1930), S. 53/63; *Drew T. B.*, *W. M. Nagle* und *W. Q. Shmith.* «Trans. A. J. Ch. E.» Vol. 31 (1935), p. 605/21; *Trapp A.*: Der Wärmeübergang bei der Kondensation von Ammoniak. «Wärme und Kältetechnik» Bd. 42 (1940), S. 161/66, 181/86, und Bd. 43 (1941), S. 21/24.
- [5] *Nagle W. M.*: US Patent 1, 995, 3 G.
- [6] *Schack A.*: Der industrielle Wärmeübergang, Düsseldorf 1948, S. 151.
- [7] *McAdams W. H.*: Heat transmission, New York 1942, S. 270.
- [8] *Nusselt W.*: Die Oberflächenkondensation des Wasserdampfes. «Z. VDI» Bd. 60 (1916), S. 541/46 und 569/75.
- [9] *Grigull U.*: Wärmeübergang bei der Kondensation mit turbulenter Wasserhaut. «Forsch. Ing. Ves.» Bd. 13 (1942), S. 49/57.
- [10] Vgl. *McAdams*, op. cit. S. 260 und S. 262.
- [11] *Colburn A. P.* «Ind. Eng. Chem.» Vol. 26 (1934), p. 432/34; vgl. auch *Kirkbride C. G.* «Ind. Eng. Chem.» Vol. 26 (1934), p. 425/28, *Badger W. L.* «Ing. Eng. Chem.» Vol. 29 (1937), p. 910/12.
- [12] *McAdams W. H.*: op. cit. S. 260.
- [13] *Böhm J.*: Beitrag zur Bestimmung des Wärmeüberganges kondensierenden Dampfes. «Ges. Ing.», Jg. 71 (1950), S. 233/64.
- [14] *Chilton, Colburn, Generaux* und *Vernon.* «Petr. Mech. Eng.» Vol. 55 (1933), p. 7/14, in Perry, Chemical Engineer's Handbook, 3. Aufl. 1950, S. 477.
- [15] *Othmer and Berman.* «Ind. Eng. Chem.» Vol. 35 (1943), p. 1068, in Clark L., Manual for Process Engineering Calculations, New York 1947, p. 257.
- [16] *Böhm J.*: Nomogramme zur Ermittlung der Wärmeübergangszahl von kondensierendem Wasserdampf. «Ges. Ing.» im Druck.
- [17] *Stoewer H. J.* «Chem. a. Met. Eng.» May 1944, in Clark L., Manual for Process Engineering Calculations, New York 1947, S. 256.
- [18] *McAdams W. H.*: op. cit. S. 263.
- [19] *McAdams W. H.*: op. cit. S. 261.
- [20] *Othmer D. F.*: The condensation of Steam. «Ind. Eng. Chem.» Vol. 21 (1929), p. 576.
- [21] *Matz W.*: Ueberschlagsberechnungen von Wärmeaustauschern. «Chem. Ing. Technik» Jg. 22 (1950), S. 185/190, insbes. S. 186.
- [22] *Merkel F.*: op. cit. S. 151.
- [23] *Colburn A. P. & Hougen O.*: «Ind. Ing. Chem.» Vol. 26 (1934), p. 1178/82.
- [24] *Colburn A. P.* und *Coworkers*: Condens-Subcooler Performance and design. «A. J. Ch. Ing.», Boston Meeting, May 1942.
- [25] *Colburn A. P. a. Drew T. B.*: «Trans. A. J. Ch. E.» Vol. 33 (1937), p. 197/215.
- [26] *Atkins G. T.*: Heat Transfer Coefficients for Condensers. «Oil and Gas I.» 1943, march., p. 180/97.
- [27] *Gloyer W.*: Thermal design of Condensers. «Ind. Eng. Chem.» Vol. 42 (1950), p. 1361/69.
- [28] *Schmidt Th. E.*: Der Wärmeübergang bei der Kondensation in Behältern und Röhren «Kältetechnik» Bd. 3 (1951), S. 282/288.
- [29] *Grigull U.*, Wärmeübergang bei Filmkondensation «Forschung» Bd. 12 (1952) S. 10/12 gibt folgende mit Rechenschieber zu lösende Beziehung an:

$$\alpha = 3 \cdot 10^{-4} \sqrt{\frac{\lambda^3 \gamma^2}{r g^2 \mu^3}} \sqrt{H \Delta t}$$

Diese Vereinfachung wurde durch Aenderung des bisher gebräuchlichen Exponenten von $(H \Delta t)$ von $4/3$ auf $3/2$ erhalten.

Nouveaux Ponts de l'Île à Genève

DK 624.21.012.47 (494.42)

En novembre 1951, le Conseil municipal de la ville de Genève, sur la proposition du Département des Travaux publics du Canton, a voté les crédits nécessaires à la reconstruction des «Ponts de l'Île» sur le bras gauche et le bras droit du Rhône, dont les travaux ont été mis en soumission sur la base d'un avant-projet du Bureau Jules Calame, ingénieur-conseil, chargé du projet de fondation et du contrôle technique de la reconstruction. Les anciens ponts comportaient un tablier de béton reposant sur des poutres métalliques à treillis multiples, dont la construction et la résistance ne correspondaient plus aux exigences actuelles, et dont l'état de vétusté était devenu alarmant; une expertise avait montré que, pour remettre le pont en état, il aurait fallu procéder au remplacement de plus de 16 000 rivets et à un renforcement qui se révélait coûteux, sans apporter les satisfactions nécessaires. Les études entreprises et le résultat des soumissions ont abouti finalement aux résultats suivants:

1. Le pont sur le bras gauche d'une largeur d'environ 43,70 m sera constitué par une dalle pleine en béton précontraint du système B. B. R. V.-Stahlton, dont le projet est établi par E. Schubiger, ingénieur à Zurich, pour le compte de l'Entreprise Conrad Zschokke S. A. à Genève, qui endosse la responsabilité complète de la construction. Il s'agit d'une dalle continue de 40 cm d'épaisseur au milieu de chacune des trois travées d'environ 14 m et s'épaississant à 74 cm sur les piles. Les appuis de la dalle ne sont pas continus, mais concentrés en des points distants de 1,90 m les uns des autres, les appuis fixes ayant été choisis à l'une des extrémités du pont, sur l'Île, et non pas sur l'une des piles intermédiaires. Les deux piles, qui avaient été reconstruites en 1935—36 par la même Entreprise, sont conservées, de même les culées de l'ancien pont dont la maçonnerie est demeurée excellente. On trouve d'ailleurs dans le numéro 8 de la S. B. Z. du 23 février 1952, page 112, une photographie toute récente des travaux en cours.

2. Le pont sur le bras droit du Rhône, de même largeur que l'autre et d'une longueur sensiblement la même, donnera lieu, en revanche, à des travaux plus importants, du fait qu'il faut reconstruire une pile médiane et les deux culées, de manière à constituer un lit du Rhône plus favorable à l'écoulement et qui puisse même plus tard être approfondi sans qu'il y ait lieu de reprendre les fondations du pont reconstruit. La dalle de ce pont, qui ne comprendra que deux portées d'environ 20 m, est nécessairement pour les mêmes charges que l'autre pont d'une épaisseur plus grande; il a fallu envisager ici une dalle évidée de 88 cm d'épaisseur constante, en béton précontraint du même système B. B. R. V.-Stahlton faisant l'objet de l'offre de la même Entreprise Zschokke.

Les travaux de reconstruction des culées et de fondation de la pile médiane ont été confiés à une Association des Entreprises Ed. Cuénod S. A. et Conrad Zschokke S. A. à Genève. Ces travaux de fondation ont dû être entrepris à l'abri de rideaux de palplanches, en raison de la glaise stratifiée servant de fondation. La qualité médiocre de ce terrain est présente jusqu'à de très grandes profondeurs et laisserait prévoir, sans autre, des tassements importants des appuis, incompatibles avec la rigidité inéluctable du tablier de béton précontraint. On s'attend donc à devoir ici résoudre un problème délicat de la dénivellation relative des appuis.

Pour assurer la circulation importante dans un sens tout au moins, les travaux sont menés de façon à reconstruire d'abord, durant un an, les demi-ponts amont sur les deux bras du Rhône, tout en maintenant la circulation sur les anciens demi-ponts aval. Une fois les premiers terminés, les dispositions inverses seront adoptées jusqu'au moment où les ponts entiers pourront être remis à disposition. Cette manière de procéder ne va pas sans causer de grosses difficultés à une dizaine de Services publics, qui ont dû se prêter ainsi aux exigences de l'Etat. Il n'est, en effet, pas apparu possible de couper entièrement la circulation en reconstruisant séparément des ponts complets; il s'agissait aussi de maintenir le passage vers les immeubles de l'Île, qui peuvent ainsi, grâce aux mesures prises, continuer à être ravitaillée entièrement pendant les deux ans que dureront ces travaux. C'est le Département des Travaux publics du Canton de Genève qui en assure la direction générale.

J. C.