

Ein Berechnungsverfahren für die Verdunstungskühlung wasserfeuchter Güter

Von **Rudolf Thaer**, Braunschweig-Völkenrode

Wird feuchtes Gut, beispielsweise heiße gedämpfte Kartoffeln, mittels Luft gekühlt, so geht die Kühlung unter bestimmten Voraussetzungen vornehmlich durch die Verdunstung von Gutsfeuchte vor sich; sie beruht also ebenso wie die Kühlung von Wasser in Kühltürmen auf der Verdunstungskühlung. Das für Kühltürme übliche Berechnungsverfahren eignet sich aber, insbesondere bei größeren Temperaturspannen und größeren Verhältniszahlen Luftstrom/Kühlgutstrom, nicht zur Bestimmung der Abmessungen von Kühlanlagen für feuchte Güter. Deshalb wird unter Zuhilfenahme einer von Klenke aufgestellten Theorie der Verdunstungskühlung ein neues Verfahren zur näherungsweise Berechnung der Verdunstungskühlung feuchter Güter im Gegenstrom hergeleitet und in Nomogrammen zusammengefaßt. Mit seiner Hilfe wird gezeigt, daß das besprochene Kühlverfahren anderen Arten der Kühlung überlegen ist.

Inhalt

1. Einleitung
2. Abgrenzungen
 - 2.1. Begriffe
 - 2.2. Voraussetzungen
 - 2.3. Die Übergangsfläche als Beurteilungsgröße
3. Das Berechnungsverfahren
 - 3.1. Herleitung der Formeln
 - 3.1.1. In Betracht gezogene Theorien der Verdunstungskühlung
 - 3.1.2. Die Übergangsfläche
 - 3.1.3. Berechnungsformel für die Kühlziffer
 - 3.2. Darstellung der Kühlziffern für Gegenstromkühlung in Nomogrammen
 - 3.2.1. Die Nomogramme
 - 3.2.2. Allgemeine Verwendbarkeit der Nomogramme
4. Folgerungen aus den gewonnenen Beziehungen
 - 4.1. Abhängigkeit der Übergangsfläche von verschiedenen Einflußgrößen
 - 4.2. Vergleich verschiedener Kühlprinzipien
 - 4.2.1. Rein konvektive Kühlung
 - 4.2.2. Gleichstrom von Gut- und Luftführung
5. Kritische Bemerkungen zum Berechnungsverfahren
 - 5.1. Gewählter Ansatz
 - 5.2. Veränderungen von m_K , σ und c_K
 - 5.3. Benutzung des Ansatzes von Klenke für Gutstemperaturen über 40°C
6. Zusammenfassung

Anhang: Die Luftfeuchteänderungen bei Gegenstrom Schrifttum

1. Einleitung

Vor einigen Jahren sind im Institut für Landmaschinenforschung Versuche über die Kühlung von Kartoffeln nach dem Dämpfen durchgeführt worden [1]. Die Aufgabe bestand darin, Kartoffeln mit Temperaturen dicht unterhalb 100°C auf 30°C mittels Luftstrom abzukühlen. Wegen des großen Aufwandes konnte nur eine Versuchsanlage gebaut und erprobt werden. Um die an dieser Anlage gewonnenen Ergebnisse auch für den Bau von Anlagen anderer Größe und Gestalt nutzbar zu machen,

Dipl.-Ing. Rudolf Thaer ist wissenschaftlicher Mitarbeiter im Institut für Landmaschinenforschung (Direktor: Prof. Dr.-Ing. Wolfgang Bader) der Forschungsanstalt für Landwirtschaft Braunschweig-Völkenrode. Ein Teil dieser Arbeit ist unter dem vorherigen Institutsleiter Prof. Dr.-Ing. Franz Wieneke, jetzt Universität Göttingen, entstanden.

war es notwendig, in theoretischen Überlegungen die Abhängigkeit der Kühlung des Gutes von den einzelnen Einflußgrößen zu klären, d. h. den Kühlvorgang rechnerisch zu erfassen.

Nachdem die Analyse der Versuchsergebnisse ergeben hatte, daß die Kühlung vornehmlich auf der Verdunstung des am oder im Kühlgut befindlichen Wassers beruht, lag es nahe, die für die Berechnung von Kühltürmen entwickelten Verfahren [2; 3] auf die Kartoffelkühlung zu übertragen. Dies erwies sich aber als unzweckmäßig, weil die Berechnungsverfahren für Kühltürme für Kühlspannen von 10 bis 20°C und Luftzahlen (Verhältnis Luftstrom/Kühlgutstrom) von zwei und weniger entwickelt sind, während bei der Kartoffelkühlung Kühlspannen von rd. 70°C und Luftzahlen von 10 und mehr vorliegen. Außerdem sind die bekanntgewordenen Berechnungsverfahren mehr auf die Prüfung fertiggestellter Kühltürme als auf deren konstruktive Entwicklung zugeschnitten und lassen den Einfluß einiger bei der Kartoffelkühlung interessierender Größen nicht deutlich erkennen.

Deshalb war ein Berechnungsverfahren zu entwickeln, das besser auf die Eigenheiten des genannten Problems eingeht, eine übersichtliche Darstellung des Einflusses aller maßgebenden Parameter liefert und auf einfache Weise einen Vergleich verschiedener Kühlungsarten erlaubt. Da auch bei anderen feuchten Gütern die Verdunstungskühlung in Betracht kommt, sollten das Berechnungsverfahren und die daraus zu ziehenden Folgerungen nicht nur für die Kühlung gedämpfter Kartoffeln, sondern möglichst allgemeingültig entwickelt werden. Die nachstehende Darstellung gilt daher für beliebige wasserfeuchte Güter, die in ähnlichen Grenzen mit Luft zu kühlen sind und sich dabei ähnlich verhalten wie gedämpfte Kartoffeln.

2. Abgrenzungen

2.1. Begriffe

Die Verdunstungskühlung feuchter Güter beruht darauf, daß infolge von Unterschieden in der Dampfkonzentration zwischen der Luft an der Gutoberfläche und im Kern der Strömung Gutsfeuchte verdunstet (Stoffübergang) und die dazu notwendige Verdampfungswärme ganz oder z. T. vom Gut aufgebracht wird. Gleich- oder gegenläufig dazu wird ein Wärmeübergang auftreten, der von der unterschiedlichen Temperatur von Gut und Luft herrührt. Gleichgültig, ob dieser Wärmeübergang durch Wärmeleitung oder Konvektion vor sich geht, soll er hier als „konvektiver“ oder „trockener“ Wärmeübergang bezeichnet werden.

Tafel 1. Für das Berechnungsverfahren vorausgesetzte Bedingungen.

Kühlmedium:	turbulent strömende Luft
Gutsfeuchte:	Wasser
Dampfdruck an der Gutoberfläche:	gleich dem Sattedampfdruck des Wassers, der der Oberflächentemperatur entspricht
Luftdruck:	etwa 1 atm
Luftführung:	im Gegenstrom (im Gleichstrom)
Lufttemperatur:	$t_{L1} > 0^\circ\text{C}$, im übrigen die in Mitteleuropa üblichen Lufttemperaturen
Kühlguttemperatur auf der Eintrittsseite:	$t_K \text{ Eintritt} \leq 100^\circ\text{C}$
Kühlgutoberflächen-Temperatur:	$t_g \geq t_L$ an jedem Punkt der Übergangsfläche
Kühlgutoberflächen-Temperatur an der Austrittsseite:	$30^\circ\text{C} \leq t_g \text{ Austritt} \leq 60^\circ\text{C}$
Luftzahl:	$l \geq 5$
Kühlvorgang:	adiabatisch

verschiedene Berechnungsverfahren für Kühltürme [2; 3]. Seine Theorie steht im Widerspruch zu den Ergebnissen seiner eigenen Kühlturmversuche; die von ihm gemessenen Abluftzustände sind mit seiner Theorie nicht in Einklang zu bringen [6]. Die von *Merkel* und anderen Autoren gemessenen Abluftzustände lassen sich dagegen mit dem Ansatz von *Klenke* größtenteils sehr gut erklären. Aber auch dieser Ansatz stellt nur eine Näherung dar, weil er den von der Wasseroberfläche ausgehenden konvektiven Wärmestrom vernachlässigt²⁾.

Zum Vergleich der Theorien wurden Übergangsflächen für die Kühlung von Kartoffeln nach den drei Ansätzen berechnet, **Bild 2**. Die Unterschiede liegen im Rahmen der bei Wärmeübertragungsrechnungen üblichen Unsicherheiten. Der Ansatz von *Klenke* führt gegenüber den beiden anderen zu größeren Übergangsflächen. Da das hier angestrebte Berechnungsverfahren einfach und vor allen Dingen übersichtlich sein soll, kommen für dieses nur die Theorien von *Merkel* und *Klenke* in Frage. Der Ansatz von *Klenke* wird vorgezogen, weil er gegenüber dem Ansatz von *Merkel* nicht zu einer zu kleinen Übergangsfläche führt und besser durch die Versuchsergebnisse gestützt ist.

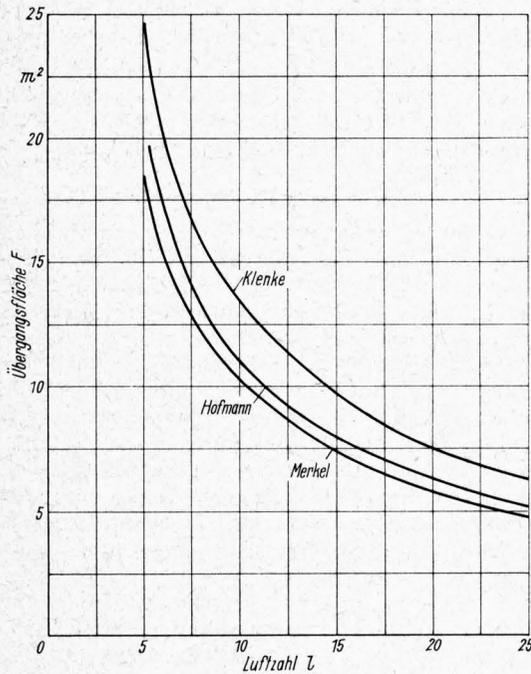


Bild 2. Vergleich der Ansätze von *Merkel* [8], *Hofmann* [7] und *Klenke* [6] durch errechnete Übergangsflächen.

$t_g = t_K$
 $t_{LI} = 18^\circ\text{C}$
 $\varphi_{LI} = 90\%$
 $\dot{m}_K = 0,167 \text{ kg/s}$
 $c_K = 0,85 \text{ kcal/kg grd}$
 Kühlung von 100°C auf 30°C

3.1.2. Die Übergangsfläche

Die in der Zeiteinheit an einem Element der Übergangsfläche verdunstende Wassermenge beträgt $d\dot{m}_W = \sigma (x_g - x_L) dF_v$. Nach *Klenke* wird daher dem Kühlgut unter den eingangs genannten Voraussetzungen durch das Flächenelement hindurch der Wärmestrom

$$\dot{m}_K c_K dt_K = \sigma (x_g - x_L) r_g dF_v \quad (1)$$

entzogen. \dot{m}_K , c_K und σ ändern sich nur wenig während des Kühlprozesses. Bei passend gewählten Mittelwerten können sie

²⁾ *Klenke* unterstellt, daß sich über dem Wasser eine dünne Dampfschicht befindet, die die Wasseroberfläche kontinuierlich bedeckt. Dadurch kommt er für den Fall, daß die Wassertemperatur über der Lufttemperatur liegt, zu der Folgerung, daß dem Wasser nur durch Verdunstung Wärme entzogen wird. Dem ist aber entgegenzuhalten, daß bei Wassertemperaturen unterhalb des dem Gesamtdruck entsprechenden Siedepunktes der Partialdruck des Wasserdampfes kleiner ist als der herrschende Gesamtdruck; daher muß sich in der Grenzschicht auch Luft befinden. Also kommt Luft unmittelbar mit der Wasseroberfläche in Berührung; es findet ein konvektiver Wärmeübergang vom Wasser zur Luft statt. Im übrigen bewirkt das Temperaturgefälle in der Grenzschicht aber auch einen konvektiven Wärmetransport durch den Dampfanteil.

bei der Integration näherungsweise als Konstante behandelt werden.

Als „Kühlziffer“ sei für Gegenstrom folgender dimensionsloser Ausdruck eingeführt

$$\kappa = c_K \int_{t_{KI}}^{t_{KII}} \frac{dt_K}{r_g (x_g - x_L)} \quad (2);$$

für Gleichstrom gelte der gleiche Ausdruck, nur t_{KI} und t_{KII} miteinander vertauscht.

Mit der Kühlziffer läßt sich aufgrund von Gl. (1) schreiben

$$\frac{F_v}{\dot{m}_K} = \frac{\kappa}{\sigma} \quad (3).$$

Die je Einheit des Kühlgutstromes benötigte Übergangsfläche ist damit durch zwei Größen gegeben: durch die Kühlziffer, die, wie später gezeigt, bei Gegenstrom nur in geringem Maße vom Luftdurchsatz beeinflußt wird, und durch den Verdunstungskoeffizienten, der hauptsächlich von der Luftgeschwindigkeit, also vom Luftdurchsatz, abhängt. Der Verdunstungskoeffizient kann bei turbulenter Strömung nach der Gleichung

$$\sigma = \frac{a}{c_p} \quad (4)$$

aus der Wärmeübergangszahl a berechnet werden [6]. Für die Ermittlung von a sei auf die einschlägige Literatur, z. B. [7; 11; 12; 13] verwiesen. Die Ermittlung der Kühlziffer soll dagegen im folgenden behandelt werden³⁾.

3.1.3. Berechnungsformel für die Kühlziffer

Für die Berechnung der Kühlziffer werden am besten die im Integranden von Gl. (2) auftretenden Größen als Funktionen der Temperatur t_g der Kühlgutoberfläche aufgefaßt. Dabei läßt sich hier aber die bei bloßem Wasser als Kühlgut übliche Gleichsetzung von Kühlgutoberflächen-Temperatur t_g und mittlerer Kühlguttemperatur t_K nicht immer vertreten. t_g wird oft um einen merklichen Betrag niedriger liegen als t_K . Es sei unterstellt, daß die Beziehung zwischen t_g und t_K durch den linearen Ansatz

$$t_g = n t_K - t_a \quad (5)$$

angenähert werden kann, mit n und t_a als Konstanten. Der Wert von n wird in der Regel nicht stark von 1 abweichen.

x_L wird durch den Eingangsfeuchtegrad x_I und die Feuchtegradänderung in der Kühlanlage bestimmt. Wie im Anhang gezeigt wird, lassen sich alle denkbaren Feuchtegradänderungen durch die Formel

$$dx_L = \delta \frac{di_K}{l} \frac{1}{r_g} \quad (6)$$

mit $0 \leq \delta \leq 1$, zumeist $0,5 \leq \delta \leq 1$, und $di_K = c_K dt_K$ erfassen.

Es ist bei Gegenstrom

$$x_L = x_I + \int_{t_{KI}}^{t_K} \delta \frac{c_K dt_K}{l r_g} = x_I + \delta \frac{c_K}{c_d n l} \ln \frac{r_{gI}}{r_g} \quad (7).$$

Für die Integration wurden die Näherungsbeziehung $r_g = r_0 - c_d t_g$ und Gl. (5) benutzt. δ ist jetzt ein Mittelwert, für den aber die bei Gl. (6) genannten Grenzen weiterhin gelten.

Die Kühlziffer kann nun geschrieben werden:

$$\kappa = \frac{c_K}{n} \int_{t_{gI}}^{t_{gII}} \frac{dt_g}{r_g \left(x_g - x_I - \delta \frac{c_K}{c_d n l} \ln \frac{r_{gI}}{r_g} \right)} \quad (8).$$

Bei Gleichstrom lautet die Formel der Kühlziffer wie Gl. (8), nur sind t_{gI} und t_{gII} sowie r_{gI} und r_g zu vertauschen, außerdem die Grenzen von δ neu abzuschätzen.

³⁾ Die Kühlziffer entspricht der „Verdunstungs-Kennzahl“ von *Spangemacher* [2], die der *Merkelschen* Theorie entsprechend das Enthalpiegefälle $i_{Wg} - i_L$ enthält. Die Verdunstungskennzahl kann in ähnlicher Weise wie die Kühlziffer bestimmt werden.

3.2. Darstellung der Kühlziffern für Gegenstromkühlung in Nomogrammen

Die folgenden Ausführungen beschränken sich auf die Kühlung im Gegenstrom, weil dieser dem Gleichstrom gegenüber verfahrenstechnische und berechnungsmäßige Vorteile bringt.

3.2.1. Die Nomogramme

Eine geschlossene Lösung des Integrals von Gl. (8) ist nicht möglich, da keine einfache Beziehung zwischen dem Luftfeuchte-

grad x_g und der Temperatur t_g der Kühlgutoberfläche besteht. Das hier gesteckte Ziel, ein einfaches Berechnungsverfahren für die eingangs genannten Voraussetzungen zu finden, muß daher durch numerische Berechnung von Kühlziffern und deren Darstellung in Nomogrammen zu erreichen gesucht werden. Hierbei erscheint zunächst die große Zahl der Parameter in Gl. (8) als Hindernis, weil sie zahlreiche Nomogramme notwendig machen könnte. Es wird sich aber zeigen, daß drei passend ge-

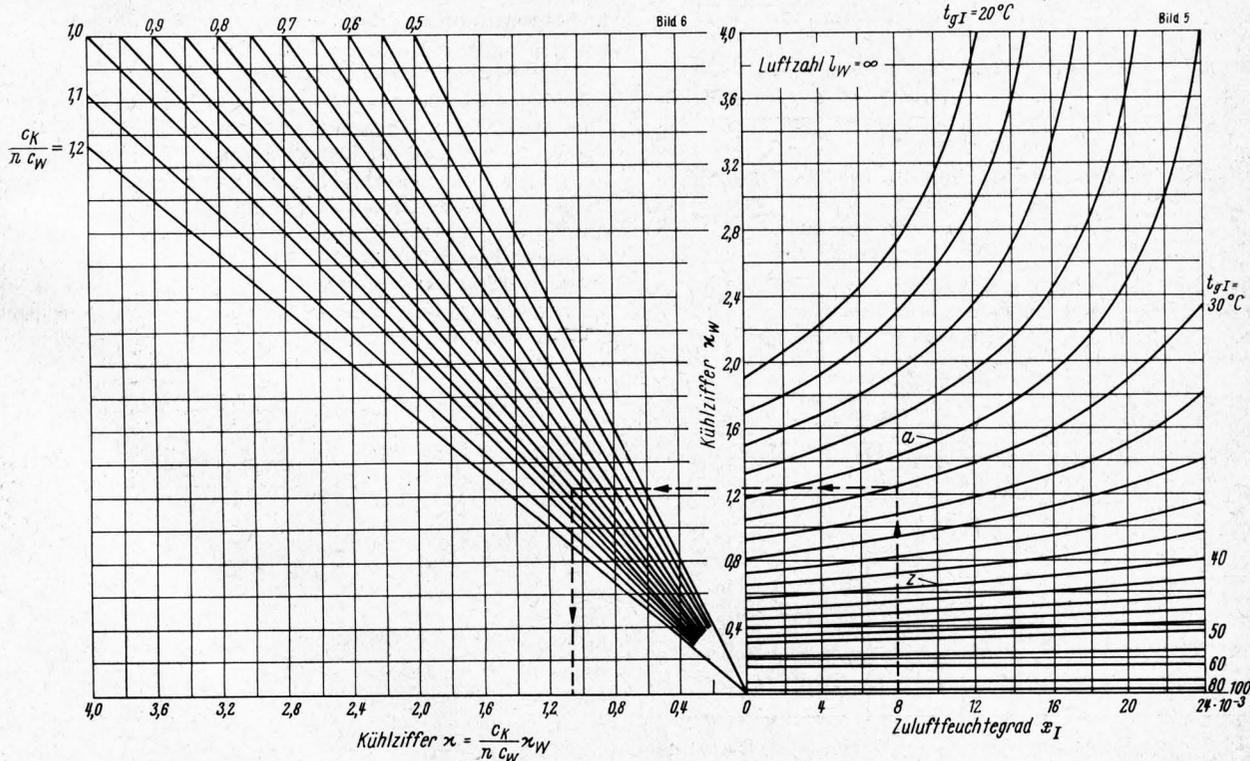
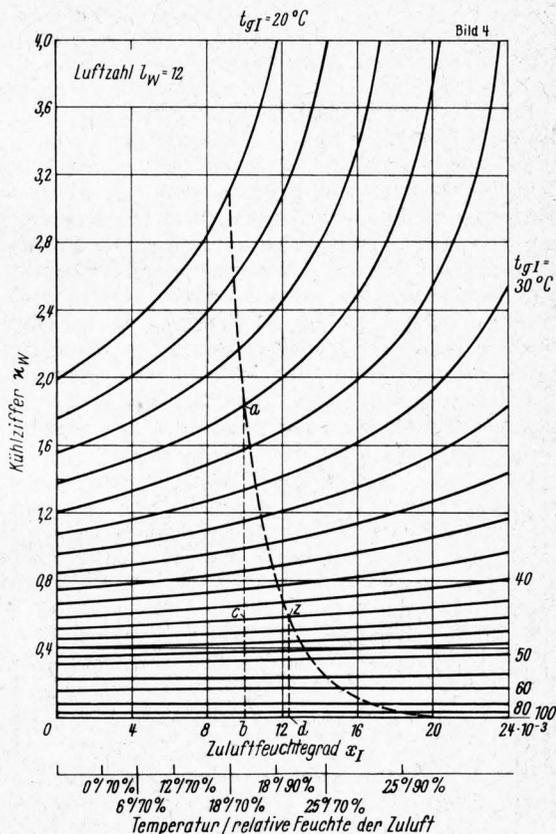
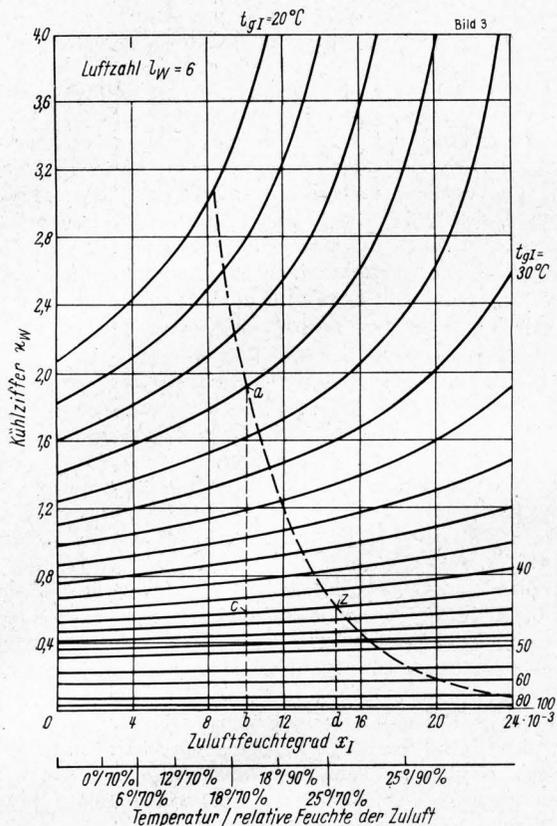


Bild 3 bis 5. Kühlziffer in Abhängigkeit vom Zuluftfeuchtegrad mit der Temperatur t_{gI} der Kühlgutoberfläche am Auslauf als Parameter. Temperatur der Kühlgutoberfläche am Einlauf: $t_{gII} = 100^\circ\text{C}$

$$\frac{c_K}{n} = c_W = 1 \text{ kcal/kg grad}$$

$$c_d = c_W - c_{pD} = 1 - 0,44 = 0,56 \text{ kcal/kg grad}$$

Luftzahl $l_W = 6$ (Bild 3); $l_W = 12$ (Bild 4); $l_W = \infty$ (Bild 5)

Gestrichelte Linie in Bild 3 und 4 entspricht dem Feuchtegradverlauf der Luft nach Gl. (7)

Bild 6. Netztafel zur Bestimmung der Kühlziffer für verschiedene Werte von $c_K/n c_W$.

Eingezeichnetes Beispiel: für Kühlung auf 30°C bei $x_I = 8 \cdot 10^{-3}$, $l = \infty$ und $c_K/n c_W = 0,85$ ist $\kappa = 1,06$

wählte Nomogramme für alle vorgesehenen Bedingungen ausreichen.

Diese Nomogramme sind in **Bild 3 bis 5** dargestellt. Sie wurden für die dort angegebenen Daten unter Benutzung von Tab. 1 in [5] berechnet. Da die spezifische Wärme $c_W = 1 \text{ kcal/kg grad}$ für Wasser als Kühlgut gültig ist, seien die so berechneten Kühlfziffern mit κ_W und die Luftzahlen mit l_W bezeichnet. In den Nomogrammen sind die Kühlfziffern als Kurvenscharen mit t_{gI} als Parameter über dem Zuluftfeuchtegrad x_I aufgetragen⁴⁾. **Bild 6** ist eine Netztafel zur Multiplikation der κ_W -Werte mit $c_K/n c_W$.

3.2.2. Allgemeine Verwendbarkeit der Nomogramme

Zunächst sei nachgewiesen, daß die Berücksichtigung der drei bei **Bild 3 bis 5** genannten Luftzahlen ausreichend ist. In Gl. (8) tritt l nur im letzten Glied des Nenners, das die Feuchtegradänderung der Luft während des Kühlvorganges wiedergibt, und zwar unter dem Bruchstrich auf. Je größer l ist, desto kleiner wird dieses Glied, bei $l \rightarrow \infty$ verschwindet es. Deshalb ist der Einfluß der Luftzahl bei großem l sehr viel geringer als bei kleinem, was **Bild 7** für drei Beispiele veranschaulicht. Als Grenze, von der ab der Einfluß als klein zu betrachten ist, kann $l_W = 6$ angesehen werden. Auf **Tafel 2** sind die Änderungen von κ_W bei Steigerung von l_W von 6 auf 12 bzw. von 12 auf ∞ für verschiedene Bedingungen zusammengestellt. Unter den Voraussetzungen der **Tafel 1** liegen die Differenzen auf **Tafel 2** höchstens bei 3%. Es sei ergänzt, daß die entsprechenden Differenzen zwischen den κ_W bei $l_W = 6$ und 5 etwa 1,5% betragen. Daraus folgt, daß man den drei Nomogrammen, ohne zu interpolieren, die κ_W -Werte für alle $l_W \geq 5$ mit Fehlern von höchstens 1,5% entnehmen kann.

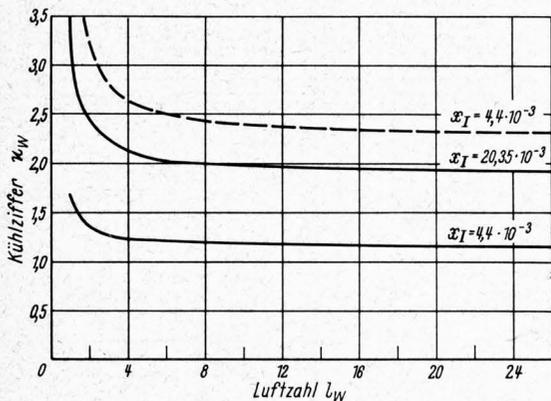


Bild 7. Abhängigkeit der Kühlfziffer von der Luftzahl.

$c_K/n = c_W; t_g = t_K$
Ausgezogene Kurven: Kühlung von 100° auf 30°C
Gestrichelte Kurve: Kühlung von 100° auf 20°C

Tafel 2. Verkleinerung der Kühlfziffer κ_W beim Übergang zu größeren Luftzahlen l_W in Prozent.

t_{gI} Temperatur der Kühlgutoberfläche auf der Luft Eintrittsseite
 $t_{gII} = 100^\circ\text{C}$ Temperatur der Kühlgutoberfläche auf der Luft Austrittsseite
 x_I Feuchtegrad der Zuluft

$t_{gI} \text{ }^\circ\text{C}$	20		30		40	
	6	12	6	12	6	12
Änderung von l_W von auf	12	∞	12	∞	12	∞
kg/kg	%	%	%	%	%	%
0	4	3	2	1	0	0
$5 \cdot 10^{-3}$	4	4	2	2	1	0
$10 \cdot 10^{-3}$	6	6	3	2	1	0
$15 \cdot 10^{-3}$	—	—	3	3	1	1
$20 \cdot 10^{-3}$	—	—	3	3	1	1

Der für die Berechnung von κ_W mit 1 angesetzte Faktor δ liegt in der Regel zwischen 1 und 0,5, seine wahre Größe ist unbestimmt. Eine Halbierung von δ hat nach Gl. (8) die gleiche Wirkung wie eine Verdoppelung von l . Ist κ für $\delta = 1$ berechnet,

und δ in Wirklichkeit 0,5, so hat die Rechnung eine Kühlfziffer geliefert, die nach **Tafel 2** um höchstens 3% zu groß ist. In der Mehrzahl der Fälle liegt δ näher bei 1 als bei 0,5. Zur Vereinfachung wird deshalb im folgenden generell mit $\delta = 1$ gerechnet.

c_K und n treten in Gl. (8) nur gemeinsam als Bruch c_K/n auf. Für beliebiges c_K/n beträgt nach Gl. (8) die Kühlfziffer

$$\kappa = \frac{c_K}{n c_W} \kappa_W \quad (9a)$$

$$l_W = \frac{n c_W l}{c_K} \quad (9b)$$

ist. Daraus folgt, daß man mit Hilfe der Darstellungen von κ_W das κ für beliebiges c_K/n gewinnen kann, wenn l_W passend gewählt ist. Nach den Tabellen in [14] ist c_K immer kleiner als c_W . Es darf n , wie später gezeigt wird, nicht viel kleiner als 1 sein, wenn ein annehmbarer Kühleffekt erreicht werden soll. Demnach liegt $n c_W/c_K$ bei 1 oder darüber. Das nach Gl. (9b) einem beliebigen $l \geq 5$ entsprechende l_W befindet sich also immer im Bereich zwischen ungefähr 5 und ∞ . Daher erfassen die Nomogramme mit $l_W = 6, 12$ und ∞ auch alle κ für $l \geq 5$. Zur Multiplikation von κ_W mit $c_K/n c_W$ kann die Netztafel, **Bild 6**, dienen.

Es ist jetzt noch nachzuweisen, daß die Nomogramme die Kühlfziffern auch für $t_{gII} < 100^\circ\text{C}$ liefern. Zu diesem Zweck ist in **Bild 3** und **4** der Verlauf des Luftfeuchtegrades nach Gl. (7) mit $\delta = 1$ durch gestrichelte Kurven wiedergegeben. Die Abszisse bedeutet dabei nicht nur x_I , sondern ganz allgemein x_L . Beispielsweise ändert sich nach **Bild 3** die Luft von $x_I = 10 \cdot 10^{-3}$ auf $x_L = 14,7 \cdot 10^{-3} \text{ kg/kg}$, wenn die Oberfläche des Kühlgutes von 42°C auf 26°C gekühlt wird (Punkt z und a). Soll das Gut von einem $t_{gz} < 100^\circ\text{C}$ auf irgendein t_{ga} abgekühlt werden, so wird die Kühlfziffer durch die Differenz der zugehörigen Strecken \overline{ab} und \overline{zd} repräsentiert. Der Beweis hierfür läßt sich mittels Gl. (8) und Gl. (7) führen. Mit guter Annäherung, bei $l = \infty$ sogar exakt, kann $\overline{ab} - \overline{zd} = \overline{ac}$ gesetzt, die Kühlfziffer also als Höhendifferenz der Kühlgutisothermen t_{ga} und t_{gz} über dem Zuluftfeuchtegrad abgegriffen werden. Will man genauer arbeiten, so kann man unabhängig von x_I der gestrichelten Kurve die jeweilige Feuchtegradänderung entnehmen und dann an x_I antragen [vgl. Gl. (7)].

4. Folgerungen aus den gewonnenen Beziehungen

4.1. Abhängigkeit der Übergangsfläche von verschiedenen Einflußgrößen

Nach den Nomogrammen steigt die Kühlfziffer, also auch die Übergangsfläche nur schwach mit dem Zuluftfeuchtegrad an, solange die verlangte Endtemperatur des Gutes hoch liegt. Bei Endtemperaturen unter 50°C wird dieses Ansteigen deutlich progressiv. Werden Temperaturen unter 30°C verlangt, so verursacht eine Erhöhung des Zuluftfeuchtegrades ein starkes Anwachsen der Kühlfziffer, bis der Luftzustand die verlangte Guttemperatur überhaupt nicht mehr zuläßt. Sieht man von den Bereichen mit sehr steilen κ -Kurven ab, so gilt überschlägig, daß eine Herabsetzung von t_{gI} um 10°C eine Verdoppelung der Kühlfziffer bewirkt.

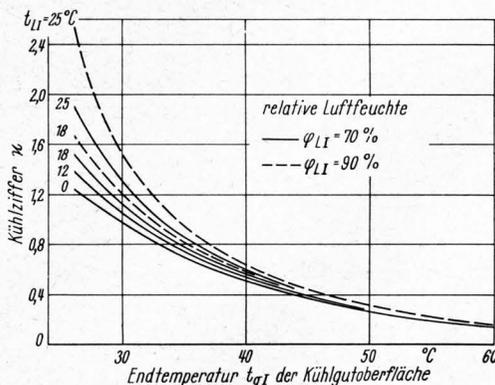


Bild 8. Kühlfziffer in Abhängigkeit von der Kühlgutoberflächen-Temperatur am Auslauf bei verschiedenen Zuluftzuständen.

Temperatur der Kühlgutoberfläche am Einlauf: $t_{gII} = 100^\circ\text{C}$
Spezifische Wärme des Kühlgutes $c_K = 0,85 \text{ kcal/kg grad}$
Luftzahl $l = 10; t_g = t_K$

⁴⁾ Die erste Anregung zu einer ähnlichen Darstellung entstammt einer Unterredung mit Dr.-Ing. W. Klenke.

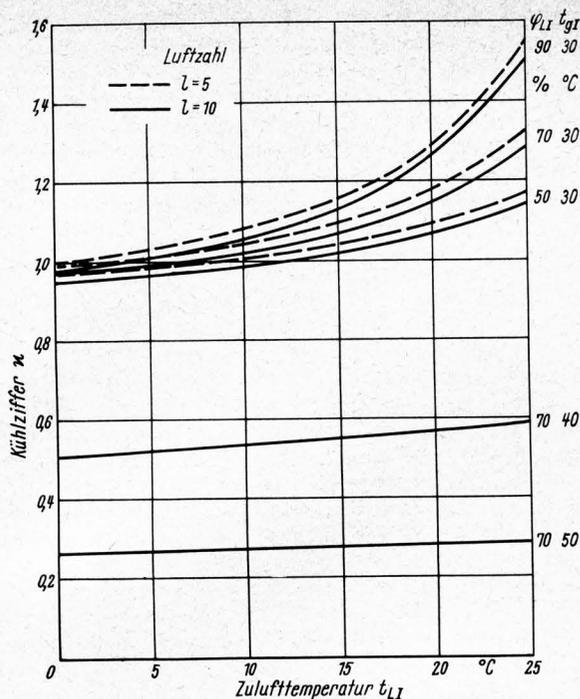


Bild 9. Kühlziffer in Abhängigkeit von der Zulufttemperatur bei verschiedenen Luftfeuchten, Luftzahlen l und Kühlgut-oberflächen-Temperaturen t_{gI} am Auslauf.

Temperatur der Kühlgutoberfläche am Einlauf: $t_{gII} = 100^\circ\text{C}$
 $c_K = 0,85 \text{ kcal/kg grad}$
 $t_g = t_K$

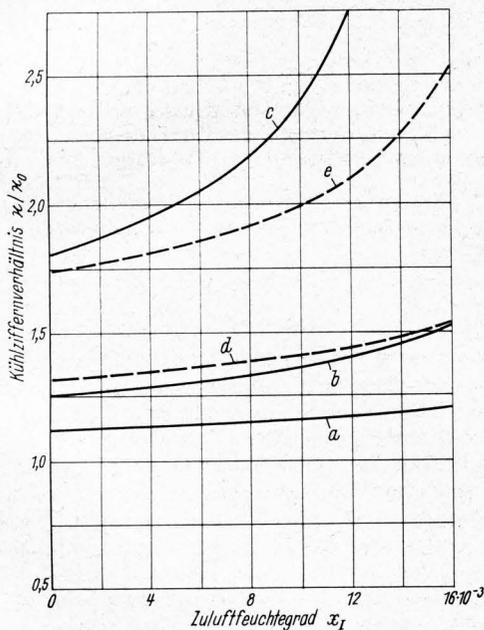


Bild 10. Verhältnis der Kühlziffer κ (für $t_g \neq t_K$) zur Kühlziffer κ_0 (für $t_g = t_K$) über dem Zuluftfeuchtegrad bei folgenden Beziehungen zwischen t_g und t_K :

- a) $t_g = t_K - 2^\circ\text{C}$ $t_{KII} = 100^\circ\text{C}$
- b) $t_g = t_K - 4^\circ\text{C}$ $t_{KI} = 30^\circ\text{C}$
- c) $t_g = t_K - 10^\circ\text{C}$ $c_K = 0,85 \text{ kcal/kg grad}$
- d) $t_g = 0,9 t_K$ $l = \infty$
- e) $t_g = 0,8 t_K$

Dies geht auch aus **Bild 8** hervor, auf dem Kühlziffern für verschiedene Zulufttemperaturen t_{LI} und relative Luftfeuchten φ_{LI} über der Kühlgutendtemperatur aufgetragen sind. **Bild 9** läßt erkennen, daß sich die relative Luftfeuchte φ_{LI} nur bei Zulufttemperaturen über 10°C deutlich bemerkbar macht.

Ein Temperaturgefälle im Gut kann sich sehr ungünstig auf den Kühleffekt auswirken. Auf **Bild 10** ist für verschiedene Beispiele das Verhältnis κ/κ_0 dargestellt. Dabei bezeichnet κ_0 die Kühlziffer bei $t_g = t_K$, κ die Kühlziffer bei $t_g \neq t_K$, und zwar für die in der Bildunterschrift angegebenen Beziehungen. Man

sieht, daß sich schon ein gleichmäßiger Temperaturunterschied von 2°C deutlich bemerkbar macht und ein Unterschied von 4°C die Kühlziffer auf das 1,3- bis 1,5fache erhöht. Eine proportionale Erniedrigung der Oberflächentemperatur auf $0,8 t_K$ verursacht etwa ein Verdoppeln der Kühlziffer. Bei endlichem l liegen die Kurven noch etwas höher. Das Bild zeigt deutlich die Wichtigkeit, für niedrige Temperaturunterschiede im Gut zu sorgen, was durch starke Aufteilung und Aufwirbelung des Gutes geschehen kann.

Sofern die Luftzahl über 5 liegt, wirkt sie sich auf die Kühlziffer nur noch schwach aus. Es ist aber zu beachten, daß mit ihr auch die Luftgeschwindigkeit zusammenhängt und diese einen starken Einfluß auf den Verdunstungskoeffizienten ausübt. Da der Verdunstungskoeffizient nach Gl. (4) zur Wärmeübergangszahl proportional ist, steigt er wie diese etwa mit der 0,8ten Potenz der Luftgeschwindigkeit an (z. B. [13]). Um nicht zuviel Energie für den Luftstrom aufbringen zu müssen, wird man zum Erreichen einer hohen Luftgeschwindigkeit zunächst den Kanalquerschnitt möglichst klein halten. Eine weitere Geschwindigkeitssteigerung ist dann aber nur noch über eine Vergrößerung der Luftzahl zu erreichen. Die Steigerung der Luftgeschwindigkeit bewirkt allerdings nur so lange eine entsprechende Intensivierung der Verdunstung, als die Gutoberfläche feucht ist. Auch dies spricht für eine starke Aufwirbelung des Gutes, weil dabei immer wieder neue Oberflächen dem Luftstrom ausgesetzt werden.

4.2. Vergleich verschiedener Kühlprinzipien

In den folgenden Vergleichen ist immer unterstellt, daß $t_g = t_K$ gesetzt werden kann.

4.2.1. Rein konvektive Kühlung

Der Vergleich zwischen Verdunstungskühlung und rein konvektiver Kühlung läßt sich auf folgende Weise führen.

Bei ausschließlich konvektivem Wärmeübergang wird die Übertragungsfläche

$$F_{tr} = \frac{c_K (t_{KII} - t_{KI}) \dot{m}_K}{a \Delta t_m} \quad (10)$$

benötigt, mit Δt_m als dem logarithmischen Mittel der Temperaturdifferenzen zwischen Gut und Luft am Ein- und Auslauf [11].

Aus den Gln. (3) und (10) erhält man mit Gl. (4):

$$\frac{F_{tr}}{F_v} = \frac{c_K t_{KII} - t_{KI}}{c_p \kappa \Delta t_m} \quad (11)$$

Dieses Flächenverhältnis ist auf **Bild 11** für die Kühlung von Kartoffeln bei verschiedenen Luftzahlen und -feuchten über der

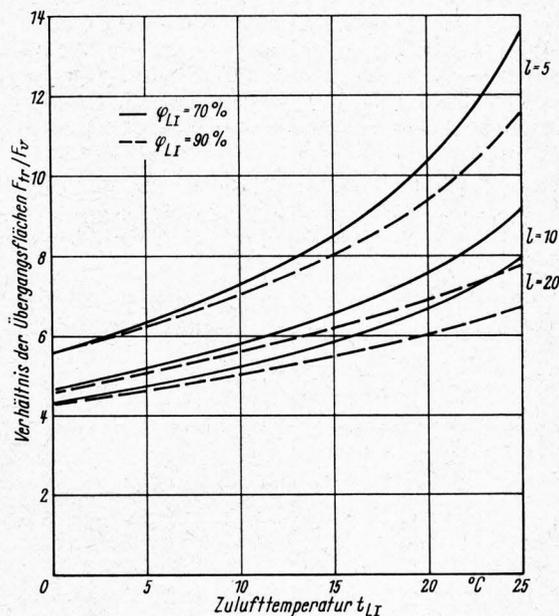


Bild 11. Vergleich von rein konvektiver Kühlung und Verdunstungskühlung von Kartoffeln bei verschiedenen Luftzahlen und Luftzuständen.

$t_{KII} = 90^\circ\text{C}$
 $t_{KI} = 30^\circ\text{C}$
 $c_K = 0,85 \text{ kcal/kg grad}$
 $t_g = t_K$

Zulufttemperatur aufgetragen, auf **Bild 12** für verschiedene Kühlspannen. Aus beiden Bildern geht die große Überlegenheit der Verdunstungskühlung hervor.

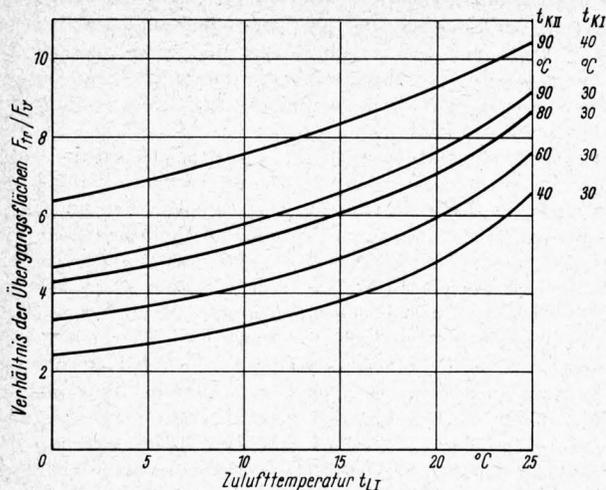


Bild 12. Vergleich von rein konvektiver Kühlung und Verdunstungskühlung bei verschiedenen Kühlspannen.

relative Luftfeuchte $\varphi_{LI} = 70\%$
Luftzahl $l = 10$
 $c_K = 0,85 \text{ kcal/kg grd}$
 $t_g = t_K$

4.2.2. Gleichstrom von Gut- und Luftführung

Bei der Verdunstungskühlung schneidet das Gleichstromprinzip etwas weniger schlecht ab als bei trockenem, rein konvektivem Wärmeübergang. Für Kartoffeln mit $c_K = 0,85 \text{ kcal/kg grd}$ ist bei gesättigter Luft von 18°C und einer Luftzahl $l = 5$ eine Kühlung von 90°C auf 30°C noch gerade möglich, es ist dazu aber eine etwa doppelt so große Übergangsfläche wie bei Gegenstrom nötig. Bei einer relativen Luftfeuchte von $\varphi_{LI} = 50\%$, aber sonst gleichen Bedingungen ist die Übergangsfläche bei Gleichstrom etwa 50% größer als bei Gegenstrom. Der Unterschied zwischen Gleich- und Gegenstrom verringert sich mit kleiner werdendem Eintrittsfeuchtegrad x_{LI} der Luft und insbesondere mit wachsender Luftzahl l . Bei $l = \infty$ verschwindet er.

5. Kritische Bemerkungen zum Berechnungsverfahren

5.1. Gewählter Ansatz

Eingangs wurde darauf hingewiesen, daß der Ansatz von *Klenke* nur eine Näherung darstellt, weil er den durch das Temperaturgefälle hervorgerufenen konvektiven Wärmestrom nicht berücksichtigt. Um einen Begriff davon zu geben, wie groß dessen Einfluß sein kann, soll hier der Ansatz Gl. (1) durch den konvektiven Wärmestrom ergänzt und dann ein Vergleich durchgeführt werden.

Legt man wiederum die ganze Phasengrenze als Übergangsfläche zugrunde und sieht von Wechselwirkungen zwischen Stoff- und Wärmeübergang ab, so ist jetzt für das Differential des Wärmestromes

$$\dot{m}_K c_K dt_K = \sigma (x_g - x_L) r_g dF + \alpha (t_g - t_L) dF \quad (12)$$

zu setzen. Nach [6] sei als „Wärmeverhältnis“⁽⁵⁾ die Größe

$$\xi = \frac{c_p t_g - t_L}{r_g x_g - x_L} \quad (13)$$

eingeführt. Dann erhält man unter Benutzung von Gl. (4) für die neue Übergangsfläche

$$F^* = \frac{\dot{m}_K}{\sigma} c_K \int_{t_{KI}}^{t_{KII}} \frac{1}{1 + \xi r_g (x_g - x_L)} dt_K \quad (14)$$

Bei diesem Ansatz ändert sich auch der Luftzustand abweichend von Gl. (7). Der Vergleich der Übergangsflächen wird davon aber nur wenig berührt. Als Vergleichsmaßstab wurde das Flächenverhältnis F^*/F_v benutzt; es zeigte sich bei $l \geq 5$ von der Luftzahl nahezu unabhängig.

⁵⁾ *Klenke* nennt den negativen Wert von ξ „Wärmeverhältnis“ und bezeichnet ihn mit ψ .

Auf **Bild 13** ist F^*/F_v für die Kühlung von 90°C auf 30°C für zwei relative Luftfeuchten über der Zulufttemperatur aufgetragen. F^*/F_v bewegt sich zwischen 0,75 und 0,9. Nach **Bild 14** wird deutlich, daß das Flächenverhältnis um so mehr von eins differiert, je tiefer die verlangte Endtemperatur ist; bei ungesättigter Luft tritt allerdings schließlich wieder ein Anstieg ein. Bei niedriger Anfangstemperatur ($t_{KII} = 50^\circ\text{C}$) des Gutes wird F^*/F_v kleiner, wie die gestrichelte Kurve zeigt.

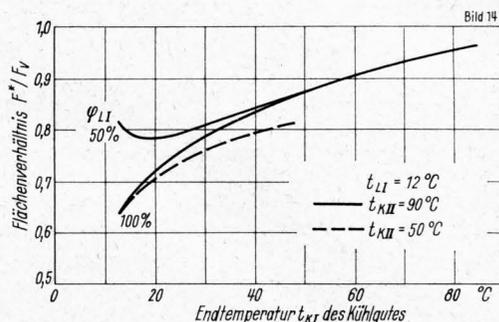
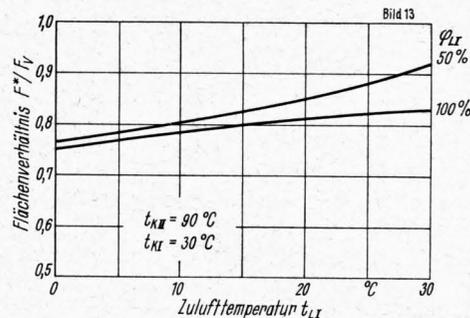


Bild 13 und 14. Verhältnis F^*/F_v der Übergangsflächen bei der Verdunstungskühlung mit (F^*) und ohne (F_v) Berücksichtigung des konvektiven Wärmeüberganges in Abhängigkeit von der Zulufttemperatur bzw. der Kühlgutendtemperatur.

$$t_g = t_K$$

Ob Gl. (12) den Kühlvorgang besser erfaßt als die Gl. (1) kann hier nicht entschieden werden. Wird eine Unsicherheit von etwa 20% zugelassen, so ist, wie auf Tafel 1, eine Austrittstemperatur der Kühlgutoberfläche von 30°C als untere Grenze anzusehen.

5.2. Veränderungen von \dot{m}_K , σ und c_K

Im Abschnitt 3.1.2. sind \dot{m}_K und σ als Konstante behandelt worden. Bei Kühlung um 70°C ausschließlich durch Verdunstung vermindert sich \dot{m}_K etwa um 10% , je nach Größe von c_K . Setzt man als Mittelwert den Gutstrom am Auslauf ein, so erhält man 2 bis 3% zu kleine Übergangsflächen.

Nach Tabelle 2-02 in [6] ist σ bei Kühlguttemperaturen zwischen 30 und 60°C bis etwa 10% größer als durch Gl. (4) angegeben. Bei Temperaturen über 70°C wird es kleiner. Da bei Kühlung auf 50°C oder darunter der Bereich hoher Temperaturen nur einen kleinen Beitrag zur Kühlziffer beisteuert, wird σ durch Gl. (4) eher etwas zu niedrig als zu hoch angegeben, was sich mit dem durch m_K verursachten Fehler etwa ausgleichen könnte.

Ob c_K sich während der Kühlung wesentlich ändert und mit welchen Mittelwerten dann zu rechnen ist, muß für jedes Kühlgut gesondert geklärt werden.

5.3. Benutzung des Ansatzes von *Klenke* für Gutstemperaturen über 40°C

Schwerer wiegt, daß der Ansatz von *Klenke* nur bis zu Wassertemperaturen von knapp 40°C mit den Ablufttemperaturen der Kühlturmversuche in Einklang steht, darüber aber nicht. Die Abweichungen wachsen mit steigenden Temperaturen. Bei der *Merkelschen* Theorie sind die Abweichungen allerdings noch wesentlich größer. Mit Gutstemperaturen über 40°C sind große Temperatur- und Partialdruckdifferenzen verbunden. *Ackermann* hat sich mit diesem Bereich befaßt [15], ohne ihn aber hinreichend klären zu können (s. *Krischer* [5] S. 254). Man muß deshalb vorerst die vorliegenden Unsicherheiten in Kauf nehmen.

Überhaupt kann das hier dargelegte Berechnungsverfahren, wie schon eingangs angedeutet, nur als ein Näherungsverfahren angesehen werden, das aber in den meisten Fällen ausreichen dürfte, da die tatsächliche Austauschfläche und das Temperaturgefälle im Gut zumeist doch nicht genau bestimmt werden können. Für grobe Abschätzungen wird es sogar vielfach zulässig sein, einige der in Tafel 1 genannten Grenzen zu über- oder zu unterschreiten⁶⁾.

6. Zusammenfassung

Es wird ein Näherungsverfahren zur Berechnung der Verdunstungskühlung wasserfeuchter Güter mittels Außenluft hergeleitet. Das Berechnungsverfahren ist unter den in Tafel 1 aufgeführten Voraussetzungen für die Kühlung im Gegenstrom anwendbar. Die je Einheit des Kühlgutdurchsatzes erforderliche Übergangsfläche läßt sich durch den Quotienten zweier Größen darstellen; der Zähler ist eine dimensionslose, hier als „Kühlziffer“ eingeführte Größe, der Nenner der aus dem Schrifttum bekannte Verdunstungskoeffizient. Dieser hängt hauptsächlich von der Luftgeschwindigkeit ab, während die Kühlziffer unter den angegebenen Voraussetzungen vom Luftdurchsatz nahezu unabhängig ist. Sie wird von der Anfangs- und der Endtemperatur und der spezifischen Wärme des Gutes sowie vom Luftzustand bestimmt. Es wurden drei Nomogramme entworfen, denen innerhalb der vorausgesetzten Grenzen alle Kühlziffern entnommen werden können.

Anhand der Formeln und Diagramme werden die Einflüsse verschiedener Parameter erörtert. Es konnte festgestellt werden, daß schon ein kleines Temperaturgefälle vom Gutsinnern zur Gutoberfläche den Kühleffekt wesentlich herabsetzt. Weiter ließ sich die deutliche Überlegenheit der Verdunstungskühlung über eine rein konvektive Kühlung, die nur auf dem Temperaturgefälle zwischen Gut und Kühlluft beruht, zeigen und ein Vergleich zwischen Gegenstrom- und Gleichstromprinzip durchführen.

Anhang: Die Luftfeuchteänderungen bei Gegenstrom

Im Abschnitt 3.1.3. wurde behauptet, daß bei Gegenstrom die Formel

$$dx_L = \delta \frac{di_K}{l} \frac{1}{r_g} \quad (6)$$

mit $0 \leq \delta \leq 1$, zumeist $0,5 \leq \delta \leq 1$, alle Möglichkeiten der Luftfeuchteänderung erfaßt.

Folgt man den Gedankengängen von Klenke [6], so kondensiert ein Teil des an der Phasengrenze verdunstenden Wassers bei seiner Wanderung in die Kernströmung. Ob dieses Kondensat in der Luft bleibt oder ganz oder teilweise auf das Gut zurückfällt, ist von den Strömungsverhältnissen abhängig. Unter Erweiterung der Überlegungen von Klenke ins übersättigte Gebiet ergeben sich für die Änderung des Luftzustandes zwei Extreme, zwischen denen die tatsächlichen Zustandsänderungen liegen werden. Diese Extreme seien folgendermaßen gekennzeichnet:

1. Es kondensiert kein Dampf oder das Kondensat wird von der Luft vollständig mitgenommen:

- bei ungesättigter Luft Fall A
- bei übersättigter Luft Fall A'.

2. Das Kondensat fällt vollständig auf das Kühlgut zurück:

- bei ungesättigter Luft Fall B
- bei gesättigter Luft Fall B'.

Zwischen der Änderung des Luftzustandes und der des Kühlgutes bestehen für A und B nach [6] die folgenden Beziehungen:

$$\text{Fall A.} \quad dx_L = \frac{di_K}{l} \frac{1}{r_g} \quad (15),$$

$$\frac{di_L}{dx_L} = r_g + iw_g \quad (16).$$

⁶⁾ Die Anwendbarkeit des Berechnungsverfahrens auf die Kartoffelkühlung wird in einem späteren Beitrag gezeigt [16].

$$dt_L = \frac{di_K}{c_p l} \left(1 - \frac{r_0 - iw_g}{r_g} \right) \quad (17).$$

Fall B.
$$dx_L = \frac{di_K}{l} \frac{1}{r_g} (1 - \xi) \quad (18),$$

$$dt_L = \frac{di_K}{c_p l} \left[1 - (1 - \xi) \frac{r_0 - iw_g}{r_g} \right] \quad (19)$$

mit ξ nach Gl. (13).

Bei gesättigter oder übersättigter Luft sind die beiden Extreme folgendermaßen zu bestimmen:

Fall A'. Die Gln. (15) und (16) gelten weiter, Gl. (17) ist jedoch nicht mehr anwendbar. Die Temperatur wird am besten unter Benutzung von Gln. (15) und (16) im i, x -Diagramm (z. B. [5] oder [17]) bestimmt.

Fall B'. Fällt alles Kondensat auf das Gut zurück, so bewegt sich der Luftzustand auf der Sättigungslinie des i, x -Diagramms. Der Endzustand kann im i, x -Diagramm mit Hilfe der Wärmebilanz gefunden werden.

Zur Veranschaulichung sind auf Bild 15 eine Änderung des Luftzustandes nach A und eine nach B und auf Bild 16 Änderungen nach A' und B' im i, x -Diagramm dargestellt. Die Ablufttemperatur ist bei B höher als bei A. A' und B' unterscheiden sich in ihr kaum; dies gilt auch für die Endpunkte der einzelnen Intervalle, wenn man die Verläufe A' und B' in solche unterteilt.

Die Grenzen für den Wert von ξ können anhand der Darlegungen in [6] bestimmt werden. Dort ist der Abb. 3/13 zu entnehmen, daß bei $t_g = 20^\circ\text{C}$ und t_L zwischen 20° und -20°C ξ Werte zwischen 0 und 1 annimmt. Entsprechend ermittelt

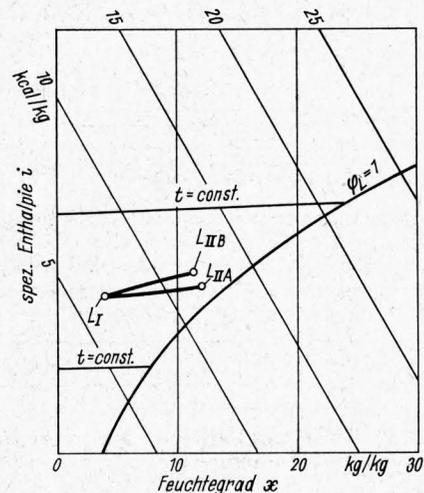


Bild 15. Feuchtgutkühlung. Beispiel für Änderung des Luftzustandes nach A bzw. B im i, x -Diagramm, Luftzahl $l = 10$

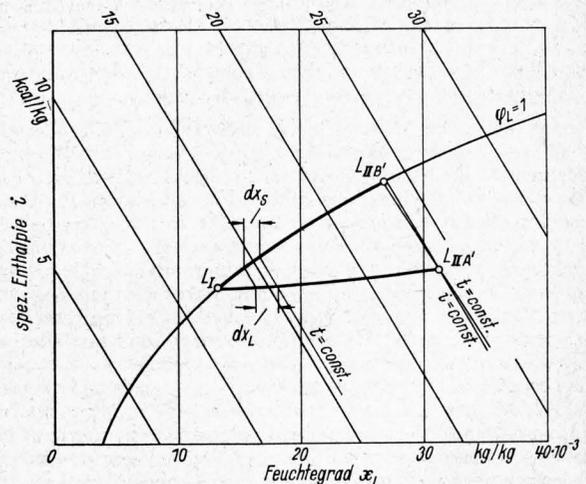


Bild 16. Feuchtgutkühlung. Beispiel für Änderung des Luftzustandes nach A' bzw. B' im i, x -Diagramm, Luftzahl $l = 5$

man mit Hilfe des i, x -Diagrammes, daß sich ξ für die in Tafel 1 genannten Grenzen von t_L ($0^\circ\text{C} < t_L \leq t_g$) bei $t_g = 20^\circ\text{C}$ zwischen 0 und 0,75, bei $t_g = 30^\circ\text{C}$ zwischen 0 und 0,5 bewegt. Für höhere t_g -Werte liegt die obere Grenze von ξ noch niedriger. Also kann Gl. (18) als

$$dx_L = \delta \frac{di_K}{l} \frac{1}{r_g} \quad (6)$$

geschrieben werden, mit δ zwischen 1 und 0, unter den Bedingungen der Tafel 1 zwischen 1 und 0,5.

Für A' und B' muß Gl. (2) lauten:

$$\kappa = c_K \int_{t_{KI}}^{t_{KII}} \frac{dt_K}{r_g (x_g - x_S)} \quad (20)$$

Aus dem i, x -Diagramm geht für A' und demgemäß auch für B' hervor, daß dx_S immer kleiner als dx_L nach Bild 16 ist.

Daher kann für Gl. (20)

$$dx_S = \delta \frac{di_K}{l} \frac{1}{r_g} \quad (21)$$

verwendet werden, mit $0 \leq \delta \leq 1$. Sofern $t_L > 6^\circ\text{C}$ ist, liegt δ zwischen 0,5 und 1. Also werden A, B, A' und B', aber auch ihre möglichen Kombinationen und Zwischenwerte, durch Gl. (6) vollständig erfaßt.

Zum Ansatz Gl. (12) — Berücksichtigung des konvektiven Wärmeübergangs — gehört die Luftzustandsänderung nach den folgenden Formeln

$$dx_L = \frac{di_K}{l} \frac{1}{r_g} \frac{1}{1 + \xi} \quad (22)$$

und

$$dt_L = \frac{di_K}{c_p l} \left(1 - \frac{1}{1 + \xi} \frac{r_0 - i_{wg}}{r_g} \right) \quad (23)$$

Gl. (23) gilt nur im ungesättigten Gebiet.

Da ξ Werte zwischen 0 und 1 annimmt, bewegt sich $\frac{1}{1 + \xi}$ zwischen 1 und 0,5. Die Änderungen des Luftzustandes liegen also zwischen A und B.

Schrifttum

- [1] *Thaer, R., H. Mannebeck und F. Röhrs*: Ein Verfahren zur Kühlung gedämpfter Kartoffeln vor dem Einsäuern. Das wirtschaftseigene Futter **10** (1964) H. 2, S. 151/62.
- [2] *Spangemacher, K.*: Berechnung von Kühltürmen und Einspritzkühlern mit Hilfe einer Verdunstungskennzahl. Brennstoff-Wärme-Kraft **10** (1958) Nr. 5, S. 209/15.
- [3] *Spangemacher, K.*: Lösungsmöglichkeiten der Merkel'schen Hauptgleichung zur Berechnung von Kühltürmen und Einspritzkühlern. Brennstoff-Wärme-Kraft **13** (1961) Nr. 6, S. 273/75.
- [4] Entwurf DIN 5491: Stoffübertragung. Grundbegriffe, Einheiten, Kenngrößen. Januar 1963.
- [5] *Krischer, O.*: Die wissenschaftlichen Grundlagen der Trocknungstechnik. 2. Aufl. Berlin, Göttingen, Heidelberg: Springer-Verl. 1963.
- [6] *Klenke, W.*: Die Wärme- und Stoffübertragung bei der Verdunstungskühlung und die Beurteilung von Kühltürmen. Diss. TH Braunschweig 1964.
- [7] *Hofmann, E.*: Wärme- und Stoffübergang. In: Handbuch der Kältetechnik. Hrsg. von R. Plank, Bd. 3. Berlin, Göttingen, Heidelberg: Springer-Verl. 1959.
- [8] *Merkel, F.*: Verdunstungskühlung. Forsch.arb. Ingenieurwesen. H. 275. Berlin 1925.
- [9] *Lewis, W. K.*: The evaporation of a liquid into a gas. Mech. Engng **44** (1922) S. 445/46.
- [10] VDI-Kühlturmregeln DIN 1947. Berlin 1959.
- [11] *Eckert, E.*: Einführung in den Wärme- und Stoffaustausch. 2. Aufl. Berlin, Göttingen, Heidelberg: Springer-Verl. 1959.
- [12] *Gröber, Erk, Grigull*: Die Grundgesetze der Wärmeübertragung. Berlin, Göttingen, Heidelberg: Springer-Verl. 1963.
- [13] HÜTTE, des Ingenieurs Taschenbuch. 28. Aufl. Bd. 1. Theoretische Grundlagen. Berlin 1955, S. 496 ff.
- [14] *Kohlrausch, F.*: Praktische Physik. Bd. 2, 21. Aufl. Stuttgart: Teubner Verl. Ges. 1962. Tab. 43 und 46.
- [15] *Ackermann, G.*: Wärmeübergang und molekulare Stoffübertragung im gleichen Feld bei großen Temperatur- und Partialdruckdifferenzen. VDI-Forsch.-heft 382, Berlin 1937, S. 1/16.
- [16] *Thaer, R.*: Versuche zur Luftkühlung gedämpfter Kartoffeln; erscheint demnächst in „Grundlagen der Landtechnik“.
- [17] *Baehr, H. D.*: Mollier- i, x -Diagramme für feuchte Luft. Berlin, Göttingen, Heidelberg: Springer-Verl. 1961.

KURZAUSZÜGE AUS DEM SCHRIFTTUM

Regelung des Dieselmotors und des hydrostatischen Fahrtriebes eines Schleppers

Lebedev, A. T.: Avtomatizatskoe upravlenie dizelem i ob'umnoj gidrotransmissiej traktora. Mechanizacija i elektrifikacija **24** (1966) Nr. 12, S. 10/14. DK 621-5:621.43:631.372-82

Diese Arbeit aus dem ukrainischen Institut für Mechanisierung und Elektrifizierung der Landwirtschaft bietet einen interessanten Einblick in die russische Arbeitsweise und in den dortigen Stand der Entwicklung auf dem Gebiet des Schlepperantriebes mit Dieselmotor und hydrostatischem Getriebe.

Im ersten theoretisch-mathematischen Teil des Aufsatzes wird die an sich selbstverständliche Tatsache hergeleitet, daß der Schlepper — auch bei unregelmäßiger Belastung — mit konstanter Fahrgeschwindigkeit in bezug auf den Kraftstoffverbrauch am wirtschaftlichsten arbeitet. Weiter wird speziell für einen Schlepper mit hydrostatischem Getriebe — nur Pumpenverstellung — der Vorgang des Anfahrens und die Fahrt mit konstanter Geschwindigkeit behandelt. Dabei wird unter einigen Vernachlässigungen nachgewiesen, daß der Schlepper im Teillastbereich bei niedriger Dieselmotordrehzahl und großer spezifischer Pumpenfördermenge — Schwenkwinkel — am wirtschaftlichsten arbeitet. Dies wird auch an den Wirkungsgrad-Kennfeldern gezeigt, die an zwei russischen Aggregaten, Verstellpumpe und Konstantmotor, aufgenommen wurden. Die günstigsten Wirkungsgrade liegen auch hier im Bereich mittlerer Fördermengen oder Drehzahlen und mäßig hoher Drücke.

Im zweiten Teil der Arbeit wird dann beschrieben, wie die Ergebnisse der Theorie für die Praxis verwertet wurden, und zwar beim Antrieb des Geräteträgers Š — 102, der mit den schon

erwähnten Hydroaggregaten ausgerüstet ist. Die Verstellung der Hydropumpe wird von einem Regler vorgenommen, der auf die Regelungsarten „konstante Leistung“ und „Teillast“ eingestellt werden kann und noch für eine Lastbegrenzung sorgt. Bei der Regelung nach konstanter Leistung kann die Drehzahl des Dieselmotors fest eingestellt werden, der augenblicklich im hydrostatischen Getriebe wirkende Druck wird als Istwert der Belastung gemessen und nach diesem die spezifische Fördermenge der Pumpe so verstellt, daß eine konstante Leistungsabgabe des Dieselmotors erfolgt. Bei der Regelungsart „Teillast“ arbeitet der Schlepper mit einstellbarer konstanter Fahrgeschwindigkeit, indem das Produkt aus der Dieselmotordrehzahl und der spezifischen Pumpenfördermenge konstant gehalten wird. Mit fallender Belastung — Öldruck — wird die Motordrehzahl automatisch verringert und die Pumpenfördermenge vergrößert; hierbei arbeiten dann der Dieselmotor und das hydrostatische Getriebe im Bereich optimaler Wirkungsgrade. Schließlich wird noch die Lastbegrenzung in bekannter Weise erreicht, indem bei Erreichen eines bestimmten höchstzulässigen Öldrucks die Pumpenfördermenge automatisch zurückgenommen wird. Die Wirkungsweise des Reglers wird durch ein Schema seines konstruktiven Aufbaus veranschaulicht.

In einem Geschwindigkeits-Zugkraft-Diagramm mit Linien konstanten Brennstoffverbrauchs für beide Regelungsarten wird der Erfolg gezeigt, der hiermit bei verschiedenen Feldversuchen mit dem Geräteträger erzielt wurde. Besonders mit der Teillastregelung wurden im weiten Bereich des Arbeitsfeldes günstige Verbräuche gemessen, womit eine bisher der Einführung des hydrostatischen Getriebes im Schlepper entgegenstehende Schwierigkeit beseitigt wurde. GL 108.

Braunschweig

M. Kahrs