

**Zeitschrift:** Schweizerische Bauzeitung  
**Herausgeber:** Verlags-AG der akademischen technischen Vereine  
**Band:** 82 (1964)  
**Heft:** 25

**Artikel:** Über Anpassungsmöglichkeiten von Luftkühlern an veränderliche Betriebsbedingungen  
**Autor:** Ostertag, A.  
**DOI:** <https://doi.org/10.5169/seals-67527>

#### Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften auf E-Periodica. 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. Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen sowie auf Social Media-Kanälen oder Webseiten ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. [Mehr erfahren](#)

#### 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. La reproduction d'images dans des publications imprimées ou en ligne ainsi que sur des canaux de médias sociaux ou des sites web n'est autorisée qu'avec l'accord préalable des détenteurs des droits. [En savoir plus](#)

#### 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. Publishing images in print and online publications, as well as on social media channels or websites, is only permitted with the prior consent of the rights holders. [Find out more](#)

**Download PDF:** 23.02.2026

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

Anlagen eine städtebauliche, architektonische und organisatorische Gesamtstruktur zu bestimmen. Zu Gewerbe- und Industriezwecken sind geeignete Zonen im Anschluss an das Wettbewerbsareal vorgesehen. Quartiereigenes, nicht störendes Kleingewerbe (Service, Reparaturen, Lager usw.) ist als Gemischtbauweise innerhalb der einzelnen Wohngruppen möglich.

Bei guter Organisation ist im Falle Geissberg-Russen eine Ausnützungsziffer von 0,6 ohne Einbussen möglich. Pro Einwohner können 25 bis 30 m<sup>2</sup> Geschossfläche, bzw. 42 bis 50 m<sup>2</sup> Wohnaugebiet, 5 bis 6 m<sup>2</sup> Straßenfläche und 1,3 m<sup>2</sup> Verkaufsfläche oder 2,0 m<sup>2</sup> Verkaufsgebiet angenommen werden. Da die Erstellungskosten von Wohnungen in Hochhäusern erfahrungsgemäß höher sind als bei normalgeschossigen Wohnbauten, empfiehlt das Preisgericht, den Anteil der Hochhäuser eher knapp zu halten. Parkplätze oder Garagen waren (gemäß Programm) für mindestens 80 % der Anzahl Wohnungen zu planen und je ein Parkplatz war pro 50 m<sup>2</sup> Laden- oder Bürofläche vorzusehen.

Im Bericht des Preisgerichtes ist jedes der in die engere Wahl gezogenen Projekte konsequent nach folgenden Kriterien beurteilt worden:

1. Harmonische, entwicklungsfähige *Gesamtdisposition*, verwendbares Leitbild für städtebauliches Vorgehen; Gesamteindruck.
2. Allgemeine *Zonendisposition*.
3. Allgemeines *Verkehrsdispositiv*.
4. Gestaltungsmöglichkeiten der öffentlichen Anlagen.
5. Grad der *Flexibilität* innerhalb der Gesamtstruktur

(Offenhaltung verschiedenartiger Entwicklungsmöglichkeiten für die einzelnen Unterregionen, speziell für die Wohnquartiere).

6. *Wirtschaftlichkeit* betreffend: a) Allgemeine Ausnutzung (Ausnützungsziffer, Anzahl Wohnungen, Anzahl Einwohner); b) Erschließungsnetze; c) Baulandbeanspruchung für öffentliche und halböffentliche Bauten.

#### Anmerkung

Wir sind in der Publikation des Wettbewerbsergebnisses, wozu auch die allgemeinen Feststellungen des Preisgerichtes zu zählen sind, weitergegangen, als üblich. Es geschah dies, weil die bei der Beurteilung dieser Planungsaufgabe gewonnenen Erkenntnisse fachlichen Wert haben können für die planerische Arbeit und vor allem auch im Hinblick darauf, dass die nach den vorstehenden sechs Kriterien erfolgte spezifische Einzelbeurteilung dem Verfasser, wie auch dem Ausstellungsbetreuer eine differenzierte Auswertung des Resultates erlaubt. Wir glauben deshalb, das Vorgehen im Ideenwettbewerb Geissberg-Russikon für künftige ähnliche Beurteilungen empfehlen zu dürfen.

Eine letzte Bemerkung sei mit Bezug auf die Dotierung dieses Wettbewerbs in dem Sinne angebracht, dass gerade bei solchen Aufgaben, welche die Möglichkeit eines direkten Auftrages zur Weiterbearbeitung nicht in sich schliessen, die Entschädigungen angemessen erhöht werden sollten, um damit den ideellen Gehalt einer qualitativ guten Lösung wenigstens in der Minderung der Selbstkosten zu honorieren. Diesem Bestreben will auch die Bestimmung des S.I.A. von Art. 50 in den Grundsätzen für architektonische Wettbewerbe dienen.

G. R.

## Über Anpassungsmöglichkeiten von Luftkühlern an veränderliche Betriebsbedingungen

Von A. Ostertag, dipl. Ing., Zürich

DK 621.565.945

**Zusammenfassung.** Die Kühlräume für Obst und andere Erzeugnisse der Landwirtschaft haben stark unterschiedlichen Betriebsbedingungen zu genügen. Beim Entwurf ist zu prüfen, ob mit einfacherem Luftkühler auszukommen ist oder ob zusätzlich geheizt bzw. befeuchtet werden muss. Massgebend ist hiefür das Verhältnis des Wärme- zum Feuchtigkeitsanfall, das nach bekannten Regeln ermittelt wird. Die entsprechende Zustandsänderung, die die Luft im Kühler erfährt, lässt sich innerhalb gewisser Grenzen durch Verändern der Verdampfungstemperatur und der Kälteleistung diesem Verhältnis anpassen. Wie vorzugehen ist, um diese Grenzen und die entsprechenden Betriebsdaten zu finden, wird am Beispiel eines Obstlagerraumes gezeigt.

Während beim Erwärmen feuchter Luft lediglich die Temperatur steigt und die absolute Feuchtigkeit konstant bleibt, scheidet sich beim Abkühlen an den kalten Oberflächen des Kühlers meist auch Feuchtigkeit aus. Der Vorgang sei an dem in Bild 1 dargestellten Rohr näher verfolgt, das zu einem Rohrbündelapparat für direkte Kältemittelverdampfung gehört. Bei den sonst üblichen Rippen- oder Lamellenrohrapparaten sind die luftseitigen Vorgänge grundsätzlich gleich. Die zu kühlende Luft ströme von R nach D, wobei die luftbespülte Oberfläche des Rohres durch ein im Mantelraum verdampfendes Kältemittel auf einer niedrigen, überall gleichen Temperatur  $t_c$  gehalten werde. Im Einströmquerschnitt bei R kühlen sich die Luftteilchen in Wandnähe zunächst vom Anfangszustand R (Zu-

stand im Kühlraum) bis zum Taupunkt T (Bild 2) ab und scheiden bei weiterem Wärmeentzug unter gleichzeitiger weiterer Temperaturabnahme Feuchtigkeit aus, bis sie den Zustand C mit der Oberflächentemperatur  $t_c$  annehmen. Dabei folgen die Zustände der Sättigungslinie  $\varphi = 1$ . Die derart gekühlten Teilchen mischen sich nun mit Teilchen des turbulenten Strömungskerns, so dass dessen Zustand wie bei jeder Mischung durch einen Punkt nahe bei R auf der Verbindungsgeraden RC dargestellt wird. Mit dem weiteren Fortgang der Strömung mischen sich immer neue Luftteilchen aus der Randzone vom Zustand C mit solchen des Kerns, so dass sich dessen Zustand dem der Randzone nähert. Dabei bewegt sich der Zustandspunkt auf der Geraden RC, um schliesslich in einem bestimmten Endzustand D den Kühler zu verlassen<sup>1)</sup>.

Die eben beschriebene Wirkungsweise des Luftkühlers bietet zwei bemerkenswerte Anpassungsmöglichkeiten; nämlich 1. Es kann durch Verändern der Oberflächentemperatur  $t_c$  bzw. der Verdampfungstemperatur des Kältemittels die Neigung der Geraden RC und damit das Verhältnis des Wärmeentzugs zur Feuchtigkeitsausscheidung im Kühler ( $\Delta_i/\Delta x$ )<sub>K</sub> gegebenen Betriebsbedingungen angepasst werden. 2. Das selbe gilt von der Kälteleistung, also von der Lage des Punktes D, Bild 2. Während sich nun dieser Punkt innerhalb der Strecke RC in weitem Bereich verändert lässt, steht der Neigung dieser Strecke nur der Spielraum zwischen der Tangente RC<sub>0</sub> an die Sättigungslinie und einer Richtung RC<sub>1</sub> zur Verfügung, wobei der Punkt C<sub>1</sub>, bzw. die zugehörige Verdampfungstemperatur, einer wirtschaftlich noch vertretbaren Luftkühlergrösse entspricht.

Aus Bild 2 ergibt sich die bekannte Regel, dass bei hoher Oberflächentemperatur des Kühlers wenig Feuchtigkeit ausgeschieden wird, bei niedriger Oberflächentemperatur dagegen viel. Zugleich werden aber auch die Gültigkeitsgrenzen dieser Regel sichtbar: Einerseits ergeben hohe Ver-

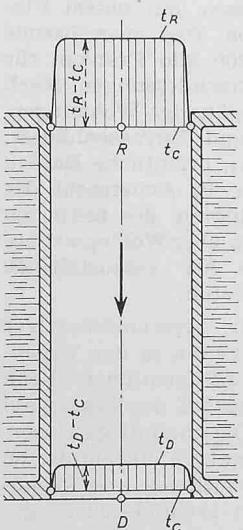
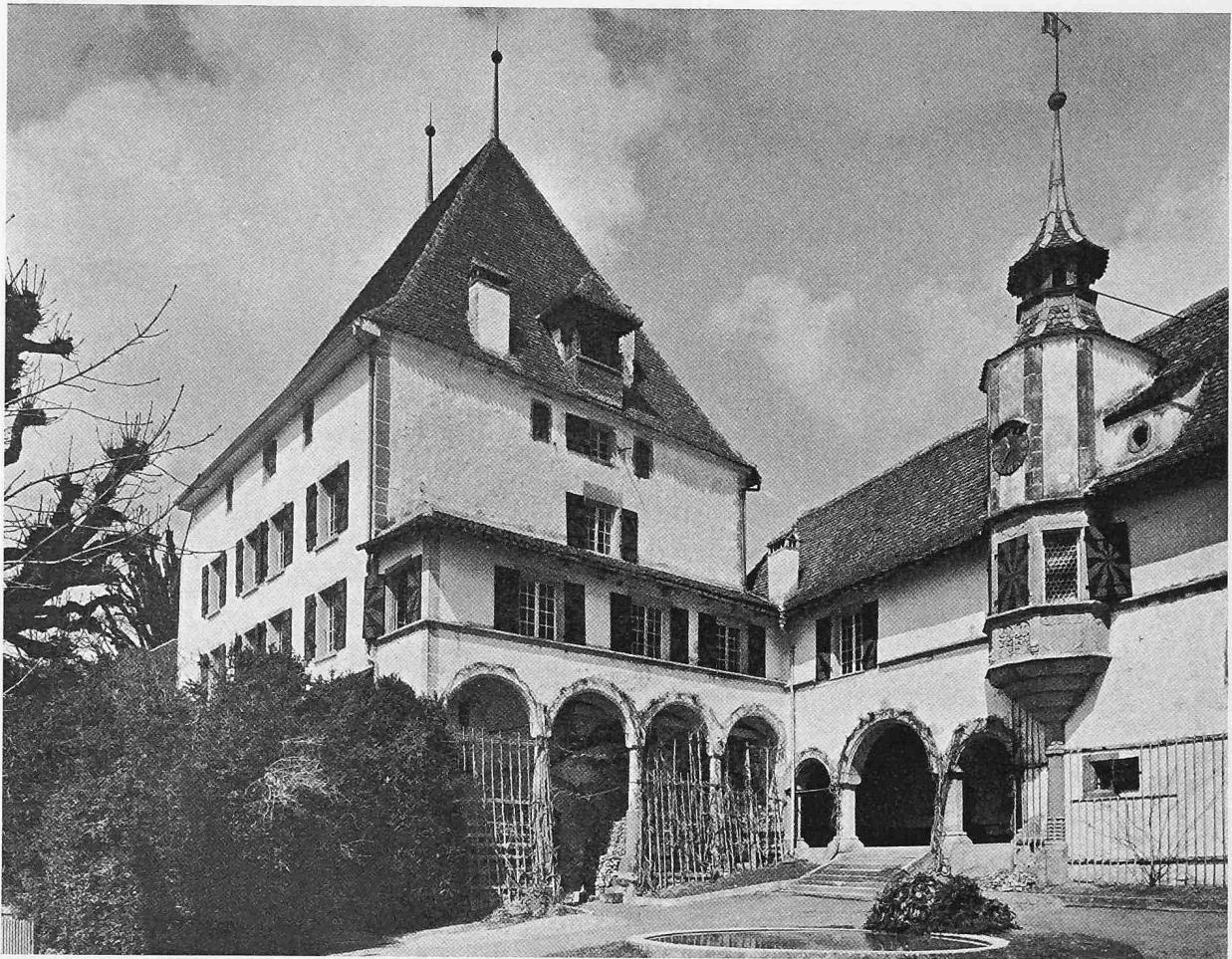


Bild 1. Prinzipschema eines Luftkühlerrohres mit Temperaturprofilen im Eintritts- und Austrittsquerschnitt

<sup>1)</sup> Eine eingehende Untersuchung über diese Zustandsänderungen gibt E. Hoffmann im Handbuch der Kältetechnik, Bd. III, S. 334–350; vgl. insbesondere Abb. 266, S. 348.

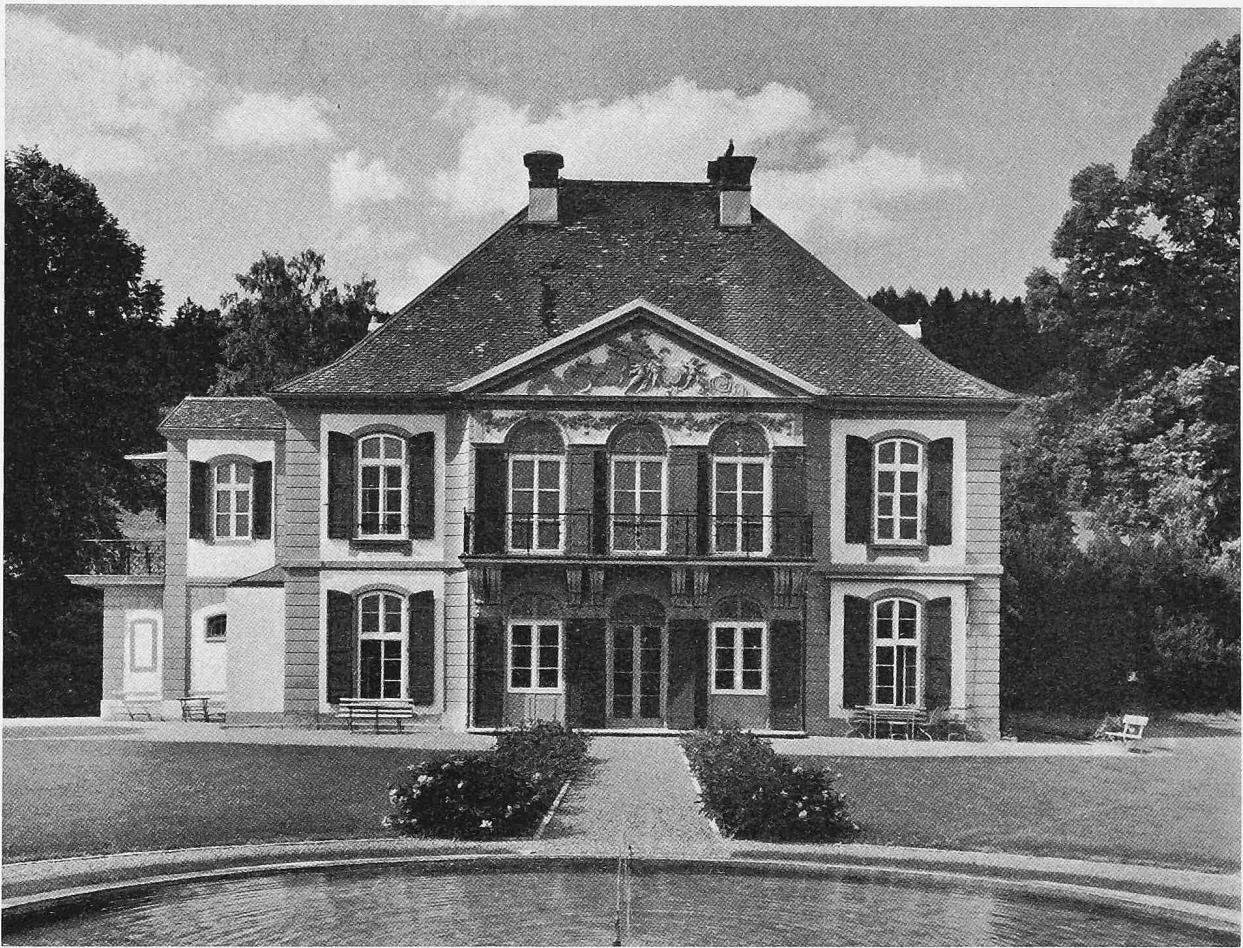


Schloss Burgistein, der Schlosshof (Bildtafel 70 unten)

**Das Bürgerhaus in der Schweiz. Kanton Bern II. Teil**  
Band XI, 2. Auflage 1964, Orell Füssli Verlag, Zürich

Landsitz Märchlingen (Bildtafel 95 oben)





Schloss Gümligen, Gartenfassade. Unten: Mittelsalon im Erdgeschoss (Bildtafeln 116 und 117)



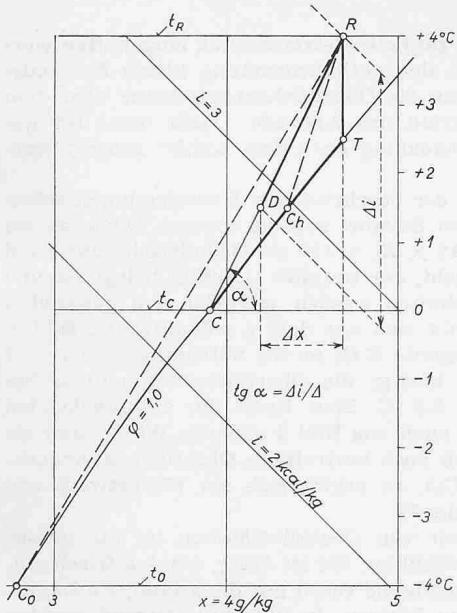


Bild 2.  $i, x$ -Diagramm mit Zustandsänderung der Luft im Kühler. Die Punkte bezeichnen die Luft-Zustände an folgenden Stellen:  
R bei Kühlereintritt (Raumzustand)  
T Taupunkt  
D bei Kühleraustritt  
C an der Kühlroberfläche  
Die Geraden  $RC_0$  und  $RC_h$  begrenzen den Bereich, in welchem sich das Verhältnis  $\Delta i/\Delta x$  verändern kann

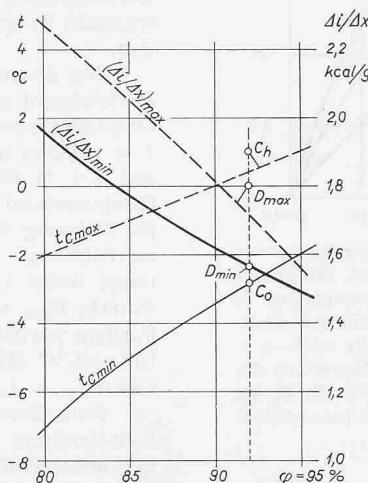


Bild 3. Oberflächentemperatur des Luftkühlers und Verhältnis  $\Delta i/\Delta x$  bei einer Raumtemperatur von  $+4^\circ\text{C}$  in Abhängigkeit von der relativen Raumfeuchtigkeit. Die minimalen Werte beziehen sich auf die grösste Feuchtigkeitsausscheidung im Luftkühler, die maximalen auf die kleinste Ausscheidung

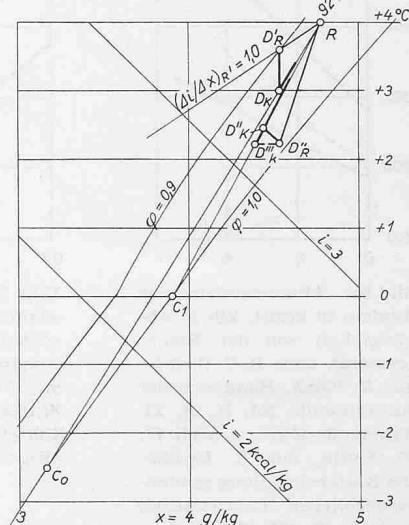


Bild 4.  $i, x$ -Diagramm mit Zustandsänderungen in extremen Fällen, bei denen sich  $(\Delta i/\Delta x)_K$  und  $(\Delta i/\Delta x)_R$  nicht decken.  $D_K$   $D'_R$  Heizung,  $D''_K$   $D''_R$  Befeuchtung mit Wasser,  $D'''_K$   $D'''_R$  Befeuchtung mit Dampf

dampfungstemperaturen grosse, kostspielige Luftkühler, anderseits kann bei gegebenem Wärmeaufwand nicht mehr Feuchtigkeit ausgeschieden werden, als der Neigung der Tangente  $R C_0$  entspricht.

In Bild 3 sind die Tangentensteigungen, also die Werte  $(\Delta i/\Delta x)_{min}$  für eine Temperatur bei Luftkühlereintritt von  $+4^\circ\text{C}$  in Abhängigkeit von der relativen Luftfeuchtigkeit an der gleichen Stelle aufgezeichnet. Das graphische Verfahren nach Bild 2, das zu deren Bestimmung angewendet wurde, ergab zugleich auch die Oberflächentemperatur  $t_{C min}$ , auf die der Luftkühler einzustellen ist. Um die grössten Werte  $(\Delta i/\Delta x)_{max}$ , also die Neigung der Linien  $R C_h$ , bestimmen zu können, sind die Oberflächentemperaturen anzunehmen, die als noch wirtschaftlich tragbar erachtet werden. Setzt man sie entsprechend der gestrichelten Kurve  $t_{C max}$  fest, so ergeben sich die Werte  $(\Delta i/\Delta x)_{max}$  der ebenfalls gestrichelt eingetragenen Kurve. Wie ersichtlich, ist der Spielraum bei relativen Feuchtigkeiten unter etwa 90 % so gross, dass eine gewisse Anpassung an gegebene Verhältnisse möglich ist. Bei höheren Feuchtigkeiten nimmt er allerdings stark ab.

Im Kührraum erfährt die umgewälzte Luft grundsätzlich die gleichen Zustandsänderungen wie im Luftkühler, jedoch in umgekehrter Richtung: Sie nimmt Wärme und Feuchtigkeit auf. Beide aufgenommenen Mengen sind durch die Betriebsbedingungen (Wärmeeinfall durch die Raumumgrenzungen, Wärme- und Feuchtigkeitsabgabe des Kühlgutes, Frischluftbeimischung, Ventilationswärme) gegeben. Damit steht auch das Verhältnis  $(\Delta i/\Delta x)_R$  fest, das sich auf die Zustandsänderung im Raum bezieht. Gelingt es, die Zustandsänderung im Kühler mit der im Raum zur Deckung zu bringen, so lässt sich der vorgeschriebene Raumzustand lediglich durch den Luftkühlerbetrieb einhalten; es sind keine zusätzlichen Massnahmen (Heizung, Befeuchtung) erforderlich, und es ergeben sich die geringsten Anlage- und Betriebskosten. Deshalb lohnt es sich, von Fall zu Fall zu untersuchen, inwiefern diese Bedingung erfüllt ist, inwiefern sich also die Neigungen der Zustandsgeraden im Kühler  $(\Delta i/\Delta x)_K$  gleich derjenigen im Raum  $(\Delta i/\Delta x)_R$  machen lassen. Dabei sind alle zu erwartenden Betriebsbedingungen zu betrachten, insbesondere die starken Änderungen der Außentemperaturen zwischen Sommer und Winter.

Bei einer solchen Untersuchung berechnet man zunächst in bekannter Weise die Wärme- und Feuchtigkeitsmengen,

die bei den verschiedenen Betriebsbedingungen anfallen, legt die Umluftmenge fest, ermittelt die Enthalpie- und Feuchtigkeitsänderungen  $\Delta i$  und  $\Delta x$ , die die Umluft im Raum erfährt, bildet die entsprechenden Verhältniswerte  $(\Delta i/\Delta x)_R$  und zeichnet dann im  $i, x$ -Diagramm vom Punkt R ausgehend unter den durch diese Werte bestimmten Neigungen die Zustandslinien  $R C$ . Diese schneiden auf der Sättigungskurve  $\varphi = 1$  die Punkte C heraus, die die Oberflächentemperaturen angeben, auf die der Luftkühler einzustellen ist. Weiter trägt man auf ihnen die Punkte D ein, mit denen die Umluft in den Raum austritt.

Wenn die Geraden, die die Zustandsänderungen der Umluft im Kührraum darstellen, stärker oder schwächer geneigt sind als die Strahlen  $R C_0$  und  $R C_h$ , Bild 2, die die möglichen Zustandsänderungen im Kühler darstellen, so ist die Umluft nach Verlassen des Kühlers zu erwärmen bzw. zu befeuchten. Die dazu nötigen Einrichtungen sind für die ungünstigsten Betriebsbedingungen zu bemessen. Sie verlangen ferner eine Ergänzung der Automatik. Man wird im Winter, wo geheizt werden muss, den Luftkühler durch einen Humidostaten und die Heizung durch einen Thermostaten steuern und die Kälteleistung so niedrig einstellen, dass sich ein genügend langer Kühl- und Ventilationsbetrieb ergibt (20 bis 22 h je Tag). Im Sommer wird, wenn nötig, auf Befeuchtung umgestellt, wobei der Raumthermostat den Luftkühler und der Humidostat den Befeuchter steuert. In den Übergangszeiten genügt der Luftkühlerbetrieb. Dabei kann die Verdampfungstemperatur von Hand so verändert werden, dass die Raumfeuchtigkeit im zulässigen Bereich bleibt. Die Vervollständigung der Einrichtungen durch Heizung und Befeuchtung erlaubt nicht nur, ein zuträgliches Raumklima unter extremen Bedingungen zu sichern, sondern ermöglicht zugleich eine weitgehend automatische Regelung von Temperatur und Feuchtigkeit, was die Bedienung erleichtert und den Lagererfolg wegen genauem Konstanthalten des Raumklimas verbessert.

Um die Wirkungsweise von Heizung und Befeuchtung verfolgen zu können, sind in Bild 4 die Zustandsänderungen im Kührraum bei extremen Betriebsbedingungen durch die Strecken  $R D'_R$  (Winter) bzw.  $R D''_R$  (Sommer) für einen Raumzustand R von  $4^\circ\text{C}$ , 92 % im  $i, x$ -Diagramm dargestellt. Im Winter, wo  $\Delta i$  klein ist, senkt man mit Vorteil die Oberflächentemperatur des Kühlers bis  $C_0$ , so dass die Luft im

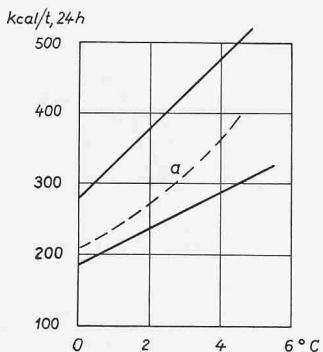


Bild 5a. Atmungswärme von Äpfeln in kcal/t, 24h in Abhängigkeit von der Raumtemperatur nach R. C. Wright, aus R. Plank, Handbuch der Kältetechnik, Bd. X, S. 11, Tabelle 3; Kurve a nach W. H. Smith, aus E. Emblik, Die Kältebehandlung schnellverderblicher Lebensmittel, 3. Aufl., S. 486 (Tabelle)

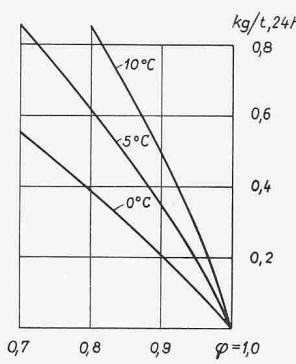


Bild 5b. Wasserabgabe von Äpfeln in kcal/t, 24h in Abhängigkeit von der relativen Feuchtigkeit nach A. J. M. Smith, aus Handbuch der Kältetechnik, Bd. X, S. 471 (Kurve für 5°C interpoliert)

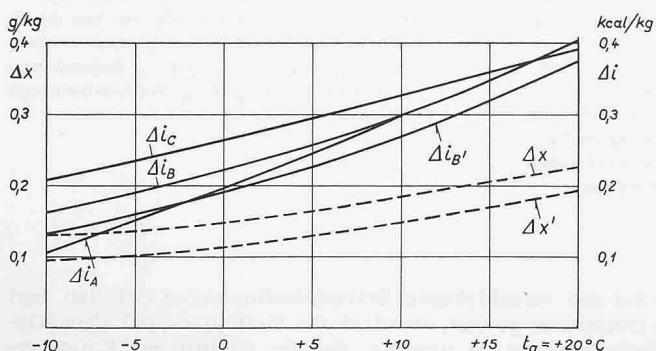


Bild 6. Enthalpie- und Feuchtigkeitsänderungen der umgewälzten Raumluft in Abhängigkeit von der Außentemperatur bei dem im Text behandelten Obstlagerraum; Raumzustand + 4°C, 92 %. Die Kurven  $\Delta i_B'$  und  $\Delta x'$  beziehen sich auf den Fall B mit verringelter Atmungswärme und Feuchtigkeitsabgabe entsprechend Kurve B<sub>2</sub> in Bild 7

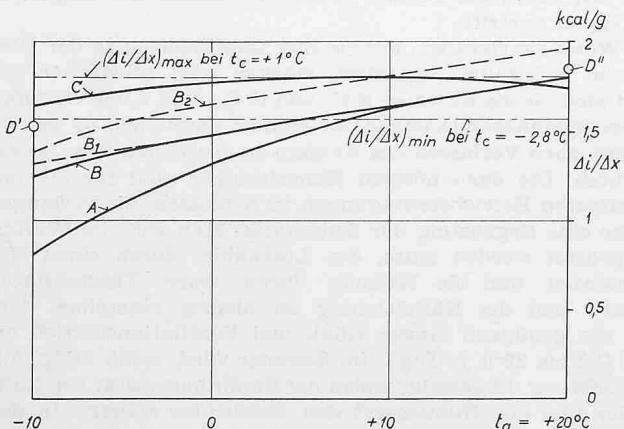


Bild 7. Verlauf des Verhältnisses  $(\Delta i/\Delta x)_R$  bei den betrachteten Fällen A, B, B<sub>1</sub>, B<sub>2</sub>, C und einem Raumzustand von + 4°C, 92 % in Abhängigkeit von der Außentemperatur. Der Bereich, in welchem sich das Verhältnis  $(\Delta i/\Delta x)_R$  verändern kann, liegt zwischen den mit  $t_0 = -2,8$  und  $t_0 = +1,0^\circ\text{C}$  angeschriebenen Horizontalen. D' entspricht einer Raumfeuchtigkeit von 93 %, D'' einer solchen von 91 %

Zustand D<sub>K</sub> aus ihm austritt. Die anschliessende Heizung führt bei  $x = \text{konst.}$  nach D'<sub>R</sub>. Im Sommer, wo  $\Delta i$  gross ist, steigert man die Oberflächentemperatur, z. B. bis C<sub>1</sub>, kühl bis D''<sub>K</sub> und erreicht D''<sub>R</sub> durch Zerstäuben von Wasser. Lässt sich das ohne Nachteile nicht verwirklichen, weil D''<sub>K</sub> zu nahe bei der Sättigung liegt, so wird bis D'''<sub>K</sub> gekühlt und anschliessend Dampf eingeblasen. Da bei der Lagerung von Obst, Gemüsen u. dgl. die umzuwälzenden Luftmengen

gross sind und lange tägliche Betriebszeiten eingehalten werden müssen, ergeben sich verhältnismässig kleine Zustandsänderungen. Hält man die Oberflächentemperatur über dem Gefrierpunkt, so entfällt das Abtauen. Dafür muss für genügende Tropfenabscheidung nach dem Kühler gesorgt werden.

Die Anwendung der beschriebenen Ueberlegungen sollen nachfolgend an einem Beispiel gezeigt werden. Dazu sei ein Obstlagerraum von  $18 \times 25 = 450 \text{ m}^2$  Grundfläche und rund 4 m l. Höhe untersucht, der mit 450 t Äpfel belegt ist und auf +4 °C, 92 % gehalten werden soll. Für den genannten Raumzustand R ergibt sich aus dem  $i, x$ -Diagramm, Bild 8, die Neigung der Tangente R C<sub>0</sub> an die Sättigungslinie  $\varphi = 1$  zu  $(\Delta i/\Delta x)_K = 1,57 \text{ kcal/g}$ ; die Oberflächentemperatur beträgt dabei  $t_0 = -2,8^\circ\text{C}$ . Man kann die entsprechenden Punkte D<sub>min</sub> und C<sub>0</sub> auch aus Bild 3 ablesen. Wählt man als höchste wirtschaftlich noch vertretbare Oberflächentemperatur +1 °C (Punkt C<sub>h</sub>), so ergibt sich ein Höchstwert von  $(\Delta i/\Delta x)_K = 1,80 \text{ kcal/g}$ <sup>2)</sup>.

Eine Besonderheit von Obstkühlräumen ist die grosse Kälteleistung der Luftkühler. Sie ist nötig, um das frisch eingebaute Kühlgut genügend rasch auf die günstigste Lagertemperatur kühlen zu können. In unserem Beispiel wurden die Kälteleistung bei einer Verdampfungstemperatur von -3 °C zu 45 000 kcal/h und der Umluftstrom zu 45 000 kg/h festgelegt; die Enthalpie ändert sich somit um 1 kcal/kg, die Zustandsänderung der Luft im Kühler wird durch die Strecke R B, Bild 8, dargestellt. Ist der Abkühlungsvorgang beendet, so muss die Kälteleistung derart verringert werden, dass sich eine genügend grosse Betriebsdauer für Kühlung und Ventilation ergibt. Hierfür wurde mit 20 Stunden je Tag gerechnet. Die Frischluftzuteilung, die das Ergebnis stark beeinflusst, ist zu 10 000 kg je Tag festgelegt worden, entsprechend dem vierfachen Raumvolumen. Als Atmungswärme wurde in Anlehnung an Bild 5 ein Betrag von 4000 kcal/t, 24 h (180 000 kcal/Tag) und als Feuchtigkeitsabgabe 1 % in 30 Tagen (0,33 kg/t, Tag) angenommen; die entsprechende Verdunstungswärme (90 000 kcal/Tag) muss vom Wärmeanfall abgezogen werden. Der Ventilator nimmt eine Antriebsleistung von 6 kW auf, was bei 20 Betriebsstunden pro Tag einer Wärmemenge von 110 000 kcal entspricht. Diese kommt voll zur Wirkung, da der Ventilator dem Kühler nachgeschaltet ist.

Zur Berechnung des Wärmeeinfalles durch die Raumumgrenzungen sind drei Fälle betrachtet worden, nämlich:

A. Die Decke und zwei Wände grenzen ans Freie, der Boden und die eine Längswand an Kühlräume von gleicher Temperatur, die eine Stirnwand an einen Gang mit mittleren Temperaturen.

B. Ueber der Decke befindet sich ein Lagerraum, der im Winter auf +5 (bei -10 °C) bzw. +8 °C (bei +5 °C) gehalten, im Sommer von Außenluft durchgespült wird. Im übrigen seien die Verhältnisse gleich wie bei A. (Der leicht geheizte Lagerraum verhindert Tropfwasserbildung an der Kühlraumdecke, was sehr erwünscht ist.)

C. Der Raum befindet sich in einem Kellergeschoss, dessen Boden wenig über dem Grundwasser liegt, so dass sich ein über das ganze Jahr gleichbleibender Wärmestrom vom Boden in den Kühlraum einstellt, der zu 4,5 kcal/m<sup>2</sup> h angenommen wurde. Ueber der Kühlraumdecke befindet sich ein weiterer Kühlraum von ebenfalls +4 °C; die Wände seien gleich wie bei A.

Die Berechnung wurde für Außentemperaturen von -10 bis +20 °C in Stufen von je 5 °C durchgeführt. Bild 6 zeigt die Veränderungen  $\Delta i$  und  $\Delta x$ , welche die Enthalpie und die absolute Feuchtigkeit der Umluft im Raum erfahren. Trotz der verhältnismässig geringen Frischluftzuteilung ist die Veränderung von  $\Delta x$  beträchtlich. Da sie ähnlich wie die von  $\Delta i$  verläuft, ändert sich das Verhältnis  $(\Delta i/\Delta x)_R$  weniger stark als bei einem Betrieb ohne Frischluft, was sich günstig

<sup>2)</sup> In Bild 3 sind diese Werte mit C<sub>h</sub> bzw. D<sub>max</sub> eingetragen. Sie liegen beträchtlich oberhalb der entsprechenden Kurven. Das ist im vorliegenden Fall zulässig, weil die Luftkühlergrösse durch den Vollastbetrieb nach Einbringen des Obstes bestimmt ist und das Einstellen der angenommenen Oberflächentemperatur von +1 °C zulässt, ohne dass dabei die Kälteleistung für den Lagerbetrieb zu klein würde.

auswirkt, weil man so eher in dem durch die Punkte  $C_0$  und  $C_h$ , Bild 8, gekennzeichneten Bereich bleibt.

Dieses Verhältnis ist in Bild 7 aufgezeichnet. Wie ersichtlich, zeigen sich wesentliche Unterschiede zwischen den drei Fällen. Man kann also beim Entwurf von kältetechnischen Einrichtungen nicht nach allgemeinen Regeln verfahren, sondern muss jeden einzelnen Fall für sich untersuchen: Während beim Kühlraum im Kellergeschoss (Fall C) das Verhältnis  $\Delta i/\Delta x$  für alle Außen-Temperaturen innerhalb 1,57 und 1,80 kcal/g (entspr. den Temperaturen  $-2,8$  und  $+1^\circ\text{C}$  der Luftkühleroberfläche) bleibt, und daher der vorgeschriebene Raumzustand durch geringfügiges Nachstellen der Verdampfungstemperatur konstant gehalten werden kann, trifft das bei den Fällen A und B nur für Außen-temperaturen über etwa  $+8$  bzw.  $+6^\circ\text{C}$  zu. Bei kälterer Witterung ist der Wärmeanfall zu gering. Entweder ist eine höhere relative Feuchtigkeit der Raumluft zuzulassen, wodurch sich die Feuchtigkeitsabgabe des Lagergutes entsprechend verringert, oder es muss geheizt werden.

Das Unterbinden der Frischluftzufuhr bei kalter Witterung bringt nur eine mässige Verbesserung, wie der Ast  $B_1$  der Kurve B zeigt. Dagegen beeinflusst die Feuchtigkeitsabgabe des Obstes die klimatischen Verhältnisse beträchtlich. Beträgt diese beispielsweise nur 80 % der oben angenommenen, also nur 0,27 kg/t, Tag statt 0,33 kg/t, Tag, was bei manchen Obstsorten zutrifft, so ergibt sich unter Annahme einer ebenfalls geringeren Atmungswärme von 300 kcal/t, Tag statt 400 kcal/t, Tag und sonst gleichen Bedingungen die Kurve  $B_2$ . Wie ersichtlich, müsste nur noch bei Aussentemperaturen unter  $-4^\circ\text{C}$  geheizt, jedoch bei solchen über  $+10^\circ\text{C}$  befeuchtet werden. Wenn nicht besonders hohe Qualitätsanforderungen gestellt werden, wird man bei Sorten mit mässiger Feuchtigkeitsabgabe weder das eine noch das andere tun, sondern die Abweichungen der relativen Raumfeuchtigkeit vom Sollwert (92 %) in Kauf nehmen, die sich bei extremen Aussentemperaturen einstellen werden, denn diese treten meist nur kurzzeitig auf.

Wir stellen uns die Aufgabe, diese Feuchtigkeiten zu ermitteln. Dazu wählen wir zunächst einen mutmasslichen Wert, für den sich die Atmungswärme und die Feuchtigkeitsabgabe des Kühlgutes aus den Bildern 5a und 5b bestimmen lassen. Damit ergeben sich die Änderungen der Enthalpie und der absoluten Feuchtigkeit der Raumluft sowie die Neigung  $(\Delta i/\Delta x)_R$ , die sich nun mit denjenigen im Kühler bei geeigneter Wahl der Oberflächentemperatur vergleichen lässt. Für den oben erwähnten Fall  $B_2$  und eine Aussentemperatur von  $-10^\circ\text{C}$  bzw.  $+20^\circ\text{C}$  ergaben sich die Werte der Tabelle 1.

Im  $i,x$ -Diagramm, Bild 8, sind der Raumzustand  $R$  ( $4,0^\circ\text{C}$ , 92 %), der Luftzustand bei Kühleraustritt und voller Kälteleistung  $B$  (entsprechend  $\Delta x = 1 \text{ kcal/kg}$ ) sowie einige Betriebspunkte  $D_1$  bis  $D_4$  (Luftzustände bei Raumeintritt) im Falle B eingetragen. Wie ersichtlich liegen die Punkte  $D_1$  und  $D_2$  bereits oberhalb der Tangente  $R C_0$  an die Sättigungslinie. Um also z. B.  $D_1$  zu erreichen, muss die Umluft von  $R$  bis  $D_1'$  gekühlt und nachher bis  $D_1$  geheizt werden, es sei denn, man nehme eine höhere Raumfeuchtigkeit (entsprechend Tabelle 1, Aussentemperatur  $-10^\circ\text{C}$ ) in Kauf, wodurch sich die Zustandspunkte  $R'$  und  $D'$  ergeben. In analoger Weise beziehen sich die Punkte  $R''$ ,  $C''$ ,  $D''$  auf die in Tabelle 1 für eine Aussentemperatur von  $+20^\circ\text{C}$  angeführten Betriebsbedingungen.

Ein besonderes Problem stellt die Anpassung der Kälteleistung an die stark wechselnden Betriebsbedingungen dar. Die erforderlichen Leistungen bewegen sich in unserem Beispiel zwischen 10 und 40 % der Nennleistung. Erschwendend ist dabei der Umstand, dass den grossen Leistungen hohe Verdampfungstemperaturen also kleine Temperaturdifferenzen, den kleinen Leistungen grosse Differenzen zugeordnet sind. Die Anpassung ist nur durch Veränderung der wirksamen Oberflächen möglich, wobei gleichzeitig die abzusaugende Kältemittel-Dampfmenge verkleinert oder vergrössert werden muss. Dazu können entweder einzelne Elemente zu- oder abgeschaltet werden, oder es ist die Kältemittelfüllung entsprechend einzustellen. Weiter sind die Kompressoren mit geeigneten Leistungsregelvorrichtungen zu versehen.

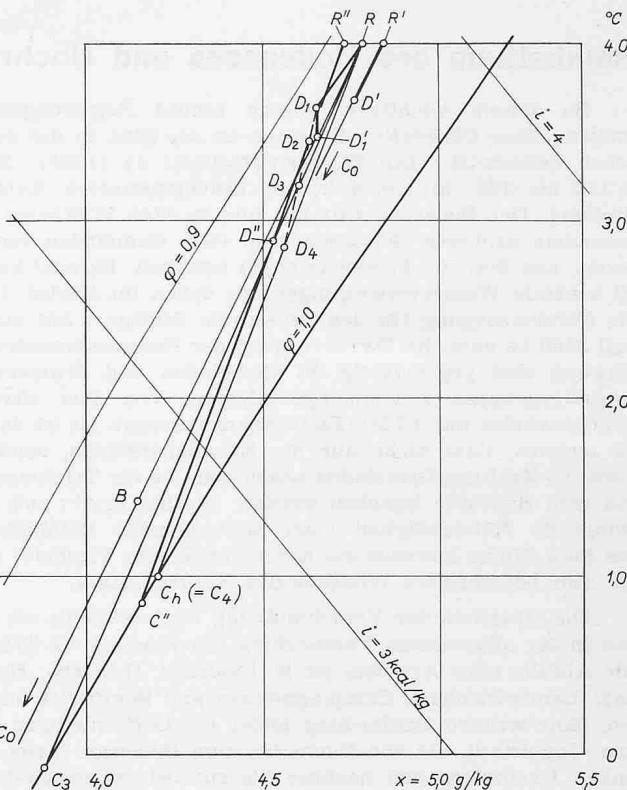


Bild 8.  $i, x$ -Diagramm mit den Zustandspunkten, die sich auf das im Text behandelte Beispiel beziehen. Die Punkte  $D_1$  bis  $D_4$  entsprechen dem Fall B bei den Aussentemperaturen  $-10, 0, +10, +20^\circ\text{C}$ , die Punkte  $D'$  bzw.  $D''$  dem Fall  $B_2$  bei  $-10$  bzw.  $+20^\circ\text{C}$  bei reinem Luftkühlerbetrieb jedoch erhöhter bzw. verringelter Raumfeuchtigkeit

Tabelle 1. Zustandswerte bei extremen Bedingungen im Falle B<sub>2</sub>

Aussentemperatur	${}^\circ\text{C}$	$-10$	$+20$
relative Raumfeuchtigkeit		0,93	0,91
Abgabe des Obstes	{ Wärme kcal/t, Tag	300	350
	{ Wasser kg/t, Tag	0,23	0,30
Zustandsänderungen	{ $\Delta i$ kcal/kg	0,125	0,390
	{ $\Delta x$ g/kg	0,081	0,208
	{ $\Delta i/\Delta x$ kcal/g	1,54	1,88
Oberflächentemperatur	${}^\circ\text{C}$	$-2,5$	$+0,85$
Temp. bei Kühleraustritt	${}^\circ\text{C}$	3,68	2,88

Gelingt es nicht, die Kälteleistung im wünschbaren Ausmass zu verringern, so ergeben sich grössere Betriebspausen. Dabei ist es unerlässlich, dass die Ventilation durchläuft. Hat sich am Kühler Reif angesetzt, so muss dieser nach jedem Kühlbetrieb abgetaut werden, bevor die Ventilation ohne Kühlung in Betrieb geht. Da die Kühlpausen durch den Raumthermostaten gesteuert werden, müssen auch Abtauungen und Ventilation selbstätig vor sich gehen.

Die beschriebenen Anpassungsmöglichkeiten von Luftkühlern an gegebene Betriebsbedingungen durch Verändern von Verdampfungstemperatur und Kälteleistung sind verhältnismässig eng begrenzt. Sie erlauben die Durchführung eines Kühlbetriebs mit einfachen Mitteln. Voraussetzung ist, dass das Verhältnis des Wärme- zum Feuchtigkeitsanfall innerhalb bestimmter Grenzen bleibt. Diese Grenzen lassen sich erweitern, wenn die relative Raumfeuchtigkeit in einem gewissen Bereich ( $\pm 1\%$ ) schwanken darf, weil die Feuchtigkeitsabgabe des Lagergutes, die sich dabei verhältnismässig stark verändert, stabilisierend wirkt. Wo hohe Qualitätsforderungen zu erfüllen, wo das Kühlgutverhalten und die Lagerbedingungen ein ungünstiges Verhältnis des Wärme- zum Wasseranfall ergeben oder wo Eignung und Verhalten des Lagergutes nur wenig bekannt sind, dürfte es ratsam sein, zusätzliche Einrichtungen zum Heizen und Befeuchten mit der entsprechenden Automatik vorzusehen.