

Ableitung von Luftzustandsgrößen aus meteorologischen Daten

Von Jan Janssen und Frithjof Schoedder,
Braunschweig-Völkenrode*)

Mitteilung aus dem Institut für landtechnische Grundlagenforschung der Bundesforschungsanstalt für Landwirtschaft
Braunschweig-Völkenrode

DK 533.27:628.8

Für zahlreiche klimaabhängige Prozesse bei der Erzeugung und Verarbeitung landwirtschaftlicher Produkte, bei der Gestaltung von Arbeitsbedingungen und bei der Heizung und Lüftung von Wohn-, Arbeits-, Stall- und Lagerräumen ist die Kenntnis von Klimadaten notwendig. Wetterstationen registrieren fortlaufend oder zu festgelegten Tageszeiten die Daten für Lufttemperatur und relative Luftfeuchte. Aus diesen Meßdaten sind die für die Berechnung benötigten Daten weiterer Luftzustandsgrößen, beispielsweise des Sättigungsdefizits als Einflußgröße der Trocknungstechnik oder der Feuchthermometertemperatur für Verdunstungskühlanlagen, jeweils abzuleiten.

Dieser Beitrag gibt im ersten Teil Beziehungen an, mit denen auf einfache Weise eine möglichst genaue Berechnung von Luftzustandsgrößen erreicht wird. Im zweiten Teil werden ein- und zweidimensionale Häufigkeitsverteilungen verschiedener Klimagrößen gezeigt und deren Einfluß am Beispiel verschiedener technischer Anwendungen erläutert.

1. Einleitung

Im Rahmen der Verbrauchsgütertechnik – und hier insbesondere bei der Erzeugung und Verarbeitung von Nahrungs- und Futtermitteln –, bei der Gestaltung der Arbeitsbedingungen und für die Heizung und Lüftung von Wohn-, Arbeits- und Produktionsräumen ist der Außenluftzustand oft eine bedeutende Einflußgröße. So werden der Verlauf der Trocknung auf dem Feld und teilweise auch in technischen Anlagen, die Verdunstung der Bodenfeuchtigkeit oder die der Flüssigkeitstropfen bei der Beregnung und beim Ausbringen von Pflanzenbehandlungsmitteln stark von der Feuchte der Außenluft bestimmt. Für die Gestaltung der Klimabedingungen am Arbeitsplatz oder die Heizung insbesondere mit Wärmepumpen ist der Außenluftzustand ebenfalls entscheidend.

Diese wenigen Hinweise lassen erkennen, wie wichtig für viele Prozesse die Kenntnis beispielsweise von Lufttemperatur und Luftfeuchte ist. Wetterstationen stellen diese Daten zwar täglich zu festgelegten Tageszeiten fest, für ein umfassenderes Datenmaterial muß man aber im allgemeinen die auf Schreibstreifen vorhandene Aufzeichnung der Lufttemperatur und der relativen Luftfeuchte fortlaufend auswerten.

Zudem ist die Angabe der relativen Luftfeuchte nicht immer zweckmäßig, denn diese Größe ist stark temperaturabhängig. Oft interessiert vielmehr der absolute Wasserdampfgehalt der Luft unabhängig von der momentanen Temperatur, so daß die Umrechnung der relativen Luftfeuchte in eine andere die Feuchte charakterisierende Luftzustandsgröße erforderlich ist. Die Beschreibung des Außenluftzustandes sowie der daraus abzuleitende Energieaufwand für thermodynamische Prozesse erfolgt dabei meist durch häufigkeitsstatistische Auswertungen der Luftzustandsgrößen, die in ein- oder zweidimensionaler Verteilung dargestellt werden.

Ziel dieser Arbeit ist es deshalb:

1. Eine Folge von Rechenschritten vorzustellen, mit deren Hilfe eine möglichst einfache, schnelle und genaue Umrechnung der einen Luftzustandsgröße in eine andere möglich ist.
2. Mit Hilfe des Stichprobenverfahrens festzustellen, in welchem Bereich und mit welcher Häufigkeitsverteilung im Jahresdurchschnitt bei bestimmten Lufttemperaturen verschiedene Feuchtegrade, Enthalpien, Taupunkt- und Feuchthermometertemperaturen an drei verschiedenen Orten in der Bundesrepublik Deutschland auftreten. Aus diesen Häufigkeitsverteilungen lassen sich dann Rückschlüsse für die Ausbildung verschiedener Prozesse und Anlagen in der Landwirtschaft ziehen, besonders unter dem Gesichtspunkt des Energieverbrauchs.

Als Ausgangsmaterial für diesen zweiten Teil dienen meteorologische Daten der

- Agrarmeteorologischen Forschungsstelle in Braunschweig-Völkenrode
- Agrarmeteorologischen Forschungsstelle in Weihenstephan sowie
- Wetterstation Münster¹⁾.

Ausgewählt wurden für jeden Monat 5 Tage mit den stündlichen Werten. Hieraus ergeben sich pro Jahr und Station $12 \times 5 \times 24 = 1440$ und für 6 Jahre insgesamt 8640 repräsentative Werte.

2. Beziehungen zwischen den Zustandsgrößen der feuchten Luft

Feuchte Luft ist ein homogenes Gemisch von trockener Luft und Wasser, das meist dampfförmig, aber auch flüssig oder fest enthalten sein kann. Sowohl die trockene Luft als auch das dampfförmige Wasser können dabei als ideale Gase angesehen werden.

*) Dipl.-Ing. J. Janssen und Dr. F. Schoedder sind wissenschaftliche Mitarbeiter im Institut für landtechnische Grundlagenforschung (Leiter: Prof. Dr.-Ing. W. Batel) der Bundesforschungsanstalt für Landwirtschaft, Braunschweig-Völkenrode.

1) Der agrarmeteorologischen Forschungsstelle Braunschweig-Völkenrode, insbesondere Herrn Regierungsamtmann Siegert, danken die Autoren für die frdl. Unterstützung bei der Beschaffung der meteorologischen Daten.

2.1 Sättigungsdruck des Wasserdampfes

Der Sättigungsdruck des Wasserdampfes wird in fast jeder psychrometrischen Berechnung gebraucht, und bisher sind zahlreiche Veröffentlichungen über die thermodynamischen Eigenschaften des Wassers im Sättigungszustand, sowohl für die flüssige als auch für die dampfförmige Phase, erschienen [1 bis 4].

Von den einzuführenden Dampfdruckgleichungen ist zu fordern, daß sie die Werte der internationalen Rahmentafel möglichst genau wiedergeben. Die meisten Gleichungen für die Dampfdruckkurven sind sehr kompliziert und nur mit aufwendigen Rechenschritten zu lösen. Die von *Tetens* [5] angegebene Gleichung für den Sättigungsdruck über Wasser ist jedoch relativ einfach:

$$p_D'' = 0,6107 \exp \left\{ \frac{17,26939 \vartheta_L}{\vartheta_L + 237,30} \right\} \quad [\text{k Pa}] \quad (1a)$$

für: $0 \text{ °C} \leq \vartheta_L \leq 100 \text{ °C}$.

In Anlehnung an diese Beziehung für den Temperaturbereich oberhalb 0 °C wurde von uns eine ähnliche Gleichung für den Sättigungsdruck über Eis angepaßt:

$$p_D'' = 0,6107 \exp \left\{ \frac{20,1125 \vartheta_L}{\vartheta_L + 245,4} \right\} \quad [\text{k Pa}] \quad (1b)$$

für: $-60 \text{ °C} \leq \vartheta_L \leq 0 \text{ °C}$.

In **Tafel 1** sind die mit den Gln. (1a) und (1b) als Funktion der Temperatur berechneten Sättigungsdrücke p_D'' verglichen mit den Werten der VDI-Wasserdampftafel [1] und den Ergebnissen für die von *Wexler u. Greenspan* [2], *Gibson u. Bruges* [3] bzw. *Brooker* [4] angegebenen Gleichungen.

Temp. ϑ_L °C	Sättigungsdruck p_D'' kPa				
	Gl. (1a) bzw. Gl. (1b)	<i>Wexler und Greenspan</i>	<i>Gibson und Bruges</i>	<i>Brooker</i>	VDI-Dampf- tafel
-60	0,0009			0,0010	0,0009
-55	0,0018			0,0020	0,0020
-50	0,0035			0,0039	0,0039
-45	0,0066			0,0071	0,0069
-40	0,0121			0,0128	0,0124
-35	0,0215			0,0222	0,0223
-30	0,0370			0,0379	0,0374
-25	0,0623			0,0631	0,0628
-20	0,1025			0,1030	0,1029
-15	0,1648			0,1650	0,1650
-10	0,2598			0,2594	0,2594
-5	0,4019			0,4011	0,4010
0	0,6107	0,6107	0,6107		0,6107
5	0,8722	0,8719			0,8722
10	1,2278	1,2272	1,2277		1,2275
15	1,7052	1,7044			1,7045
20	2,3380	2,3373	2,3378		2,3370
25	3,1674	3,1671			3,1660
30	4,2426	4,2430	4,2433		4,2410
35	5,6220	5,6236			5,6210
40	7,3747	7,3776	7,3774		7,3740
45	9,5812	9,5851			9,5810
50	12,3350	12,3390	12,3383		12,3340
55	15,7436	15,7454			15,7400
60	19,930	19,9251	19,9240		19,9200

Tafel 1. Vergleich zwischen den nach Gl. (1a) bzw. (1b) berechneten Sättigungsdrücken mit der VDI-Wasserdampftafel und einigen aus dem Schrifttum erhältlichen Werten.

Im Bereich zwischen 0 bis 60 °C einerseits und -30 bis 0 °C andererseits sind die Abweichungen der nach Gln. (1a) bzw. (1b) berechneten Sättigungsdrücke von denen der VDI-Wasserdampftafel kleiner als 1% . Auch die Unterschiede zu den mit den weitaus komplizierteren Gleichungen berechneten Werten sind nur geringfügig. Teilweise ist die Übereinstimmung mit diesen Sättigungsdrücken besser als mit denen der VDI-Wasserdampftafel. Die relativ leicht auf einem Taschenrechner zu handhabenden Gln. (1a) und (1b) ergeben somit hinreichend genaue Werte der Sättigungsdrücke.

2.2 Relative Luftfeuchte, Feuchtegrad und spez. Enthalpie der Luft

Die relative Luftfeuchte φ ist definiert als:

$$\varphi = \frac{p_D}{p_D''} \quad (2)$$

während für den Feuchtegrad der Luft x gilt:

$$x = 0,62198 \frac{p_D}{p - p_D} \quad [\text{kg H}_2\text{O/kg tr. Luft}] \quad (3)$$

so daß zwischen beiden Größen die Beziehung besteht:

$$x = 0,62198 \frac{\varphi p_D''}{p - \varphi p_D''} \quad [\text{kg H}_2\text{O/kg tr. Luft}] \quad (4)$$

Die spezifische Enthalpie der feuchten Luft ist gleich der Summe der spezifischen Enthalpien der trockenen Luft und des Wasserdampfes. Mit einer Verdampfungsenthalpie $h_{V0} = 2500,8 \text{ kJ/kg}$ bei 0 °C und x nach Gl. (4) erhält man für das Gemisch aus 1 kg trockener Luft und $x \text{ kg}$ Wasserdampf:

$$h_{1+x} = 1,006 \vartheta_L + \frac{\varphi p_D''}{p - \varphi p_D''} (1,157 \vartheta_L + 1555,448) \quad [\text{kJ/kg}] \quad (5)$$

2.3 Taupunkttemperatur

Die Taupunkttemperatur ϑ_T ist diejenige Temperatur, bei der feuchte Luft – beim Abkühlen mit konstantem Feuchtegrad – den Sättigungszustand erreicht.

Mit Hilfe der Gln. (1a) bzw. (1b) läßt sich die Taupunkttemperatur ϑ_T für den Bereich ober- und unterhalb 0 °C berechnen:

$$\vartheta_T = \frac{237,30 (\ln \varphi + \frac{17,2694 \vartheta_L}{\vartheta_L + 237,30})}{17,2694 - (\ln \varphi + \frac{17,2694 \vartheta_L}{\vartheta_L + 237,30})} \quad [\text{°C}] \quad (6a)$$

für $p_D \geq 610,7 \text{ Pa}$;

und

$$\vartheta_T = \frac{254,4 (\ln \varphi + \frac{20,1125 \vartheta_L}{\vartheta_L + 245,4})}{20,1125 - (\ln \varphi + \frac{20,1125 \vartheta_L}{\vartheta_L + 245,4})} \quad [\text{°C}] \quad (6b)$$

für $p_D \leq 610,7 \text{ Pa}$.

2.4 Feuchtthermometertemperatur

Die Feuchtthermometertemperatur ϑ_F – auch Feuchttemperatur genannt – ist mit guter Näherung die Temperatur von Luft im Sättigungszustand, die die gleiche Enthalpie hat wie die Luft gegebener Temperatur und Luftfeuchte. Die Feuchtthermometertemperatur wird mit einem Thermometer gemessen, das mit einer

feuchten Hülle überzogen und gegen Wärmeab- und -zufuhr infolge Leitung und Strahlung geschützt ist. Die Bestimmung der Luftfeuchte über die Differenz zwischen Luft- und Feuchttemperatur (psychrometrische Temperaturdifferenz) und die Temperatur des trockenen Thermometers ist, sorgfältig ausgeführt, bisher noch das genaueste Verfahren [6] und geschieht aufgrund folgender Beziehung:

$$p_D = p_{DF}'' - B_{Ps} p (\vartheta_L - \vartheta_F) \quad (7)$$

B_{Ps} wird die Psychrometergröße genannt, für die

$$B_{Ps} = \frac{\alpha^* R_D T}{\beta_h h_{VF} p} \quad (8)$$

gilt.

Grundlage für die Messung mit dem Psychrometer ist die in Psychrometertafeln oder Diagrammen (z.B. den "Aspirations-Psychrometer-Tafeln" des Deutschen Wetterdienstes [7] ausführlich ausgewertete, empirisch gefundene Sprungschne Psychrometerformel. Diese entspricht Gl. (7), nur wird die Psychrometergröße B_{Ps} als eine Konstante angenommen und für p oftmals ein mittlerer Wert von 100 kPa (1000 mbar) eingesetzt. Die Psychrometergröße hat den Wert $0,662 \cdot 10^{-3} \text{ K}^{-1}$, wenn das feuchte Thermometer mit Wasser benetzt ist. Ist der Strumpf gefroren, dann verringert sie sich auf $0,529 \cdot 10^{-3} \text{ K}^{-1}$.

Für genauere Messungen ist jedoch zu berücksichtigen, daß B_{Ps} von den stofflichen Bedingungen an der feuchten Oberfläche und von der Strömungsform abhängt. In diesem Fall geht man von der formalen Ähnlichkeit der Differentialgleichungen für den Wärme- und Stoffaustausch aus und gelangt schließlich zu folgender Beziehung für die Psychrometergröße [8]:

$$B_{Ps} = \sqrt{Le} \left(\frac{c_{pL}}{h_{VF} R_L/R_D} - \frac{p_D (c_{pL} - c_{pD} R_L/R_D)}{p h_{VF} R_L/R_D} \right) \quad (9)$$

für die in guter Näherung wegen $p_D \ll p$ auch geschrieben werden kann

$$B_{Ps} = \sqrt{Le} \frac{c_{pL}}{h_{VF} R_L/R_D} \quad (10)$$

h_{VF} ist die Verdampfungsenthalpie des Wassers bei der Feuchtthermometertemperatur ϑ_F und kann approximiert werden [9] durch

$$h_{VF} = 2500,8 - 2,3668 \vartheta_F \quad (11)$$

Bei Feuchttemperaturen unter $0 \text{ }^\circ\text{C}$, wenn der Strumpf gefroren ist, ist die Sublimationsenthalpie des Wassers zu verwenden, die approximiert werden kann durch

$$h_{SF} = 2834,0 - 0,25 \vartheta_F \quad (11a)$$

Für die Bestimmungsgleichung des Wasserdampfpartialdruckes erhält man damit

$$p_D = p_{DF}'' - \sqrt{Le} \frac{c_{pL}}{h_{VF} R_L/R_D} p (\vartheta_L - \vartheta_F) \quad (12)$$

bzw.

$$p_D = p_{DF}'' - 1,495 \frac{c_{pL}}{h_{VF}} p (\vartheta_L - \vartheta_F) \quad (12a)$$

Die Berücksichtigung der Lewis-Zahl führt gegenüber der Sprungschne Psychrometerkonstanten zu höheren Partialdrücken und damit höheren Feuchtegraden. Bei Kenntnis der Feucht- und Lufttemperatur können über den Wasserdampfpartialdruck p_D anschließend alle anderen psychrometrischen Größen unmittelbar berechnet werden. Umgekehrt kann die Feuchtthermometertemperatur allerdings wie mit der Sprungschne Konstanten nur iterativ aus den anderen Größen bestimmt werden. Bei gleichen Feuchtegraden errechnet man nach Gl. (12) niedrigere Feuchtthermometertemperaturen als mit der Sprungschne Konstanten.

3. Statistische Werte verschiedener Luftzustandsgrößen

Mit den genannten Beziehungen wurden aus den vorliegenden meteorologischen Daten die entsprechenden Luftzustandsgrößen berechnet, die im folgenden in ein- bzw. zweidimensionaler Häufigkeit dargestellt werden.

3.1 Relative Häufigkeit der Lufttemperatur

Bild 1 gibt die Häufigkeitsverteilung der Lufttemperatur für die Wetterstationen Braunschweig, Münster und Weihenstephan als Mittelwert aus den Jahren 1971 bis 1976 wieder. Klassiert wurden die Daten in Klassen der Breite $1 \text{ }^\circ\text{C}$. Die oberen und unteren Klassengrenzen liegen bei den ganzzahligen Werten der Lufttemperatur; beispielsweise gilt für die Klasse $10 \text{ }^\circ\text{C}$: $10,0 \text{ }^\circ\text{C} \leq \vartheta_L < 11,0 \text{ }^\circ\text{C}$, Klassenmitte $10,5 \text{ }^\circ\text{C}$.

Wie Bild 1 zu entnehmen ist, handelt es sich bei den Häufigkeitsverteilungen der Temperatur nicht um Normalverteilungen, worauf auch andere Autoren für andere Orte schon hingewiesen haben [10]. Für Braunschweig und Münster ergeben die ausgewerteten Daten sehr gleichartige Verteilungen. Die zu beobachtende Unregelmäßigkeit wäre sicher durch eine größere Datensumme zu glätten, an der Art der Verteilung dürfte sich damit aber kaum etwas ändern, auch wenn hier Extremwerte nicht berücksichtigt sind. Das Maximum der Häufigkeit liegt für Braunschweig bei den Klassen 4 bis $7 \text{ }^\circ\text{C}$, für Münster ausgeprägter bei den Klassen 5 bis $7 \text{ }^\circ\text{C}$. Temperaturen in den Klassen 3 bis $7 \text{ }^\circ\text{C}$ treten sowohl in Braunschweig als auch in Münster in jeder dieser Klassen zu mehr als 438 h/a auf.

In Braunschweig liegt ein ausgeprägtes Nebenmaximum für die Klassen $11 \text{ }^\circ\text{C}$, in Münster ein weniger ausgeprägtes für $12 \text{ }^\circ\text{C}$ vor. Die Verteilung der Außenlufttemperatur für Weihenstephan weicht von den Verteilungen für Braunschweig und Münster merklich ab. Die Temperaturen $< 3 \text{ }^\circ\text{C}$ sind durchweg häufiger und Temperaturen $> 3 \text{ }^\circ\text{C}$ weniger häufig als in Norddeutschland. Das Maximum der Häufigkeit liegt hier bei der Klasse $0 \text{ }^\circ\text{C} \leq \vartheta_L < 1 \text{ }^\circ\text{C}$, ein Nebenmaximum bei $12 \text{ }^\circ\text{C}$.

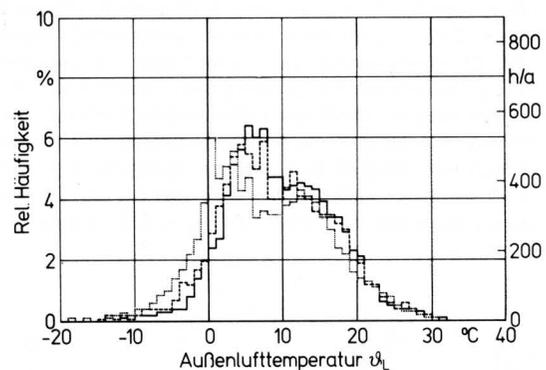


Bild 1. Rel. Häufigkeit der Außenlufttemperatur; Mittelwerte aus 6 Jahren.

--- Braunschweig
 ——— Münster
 Weihenstephan

3.2 Relative Häufigkeit des Feuchtegrades und der spezifischen Enthalpie

Die aus Lufttemperatur und rel. Feuchte ermittelten Daten des Feuchtegrades sind als Häufigkeitsverteilung in Bild 2 aufgetragen. Die Klassenbreite beträgt hier $0,5 \text{ g}$ Wasser pro kg trockener Luft, die Auftragung ist analog der bei Bild 1 beschriebenen durchgeführt. Auch beim Feuchtegrad sind die Verteilungen für Braunschweig und Münster nahezu gleich. Das Maximum der relativen

Häufigkeit liegt bei den Klassen $4 \leq x < 5$ g/kg, mit Werten für diese beiden Klassen, die in Braunschweig etwa 900 h/a und in Münster 850 h/a betragen.

Auch hier liegt für Weihenstephan eine abweichende Verteilung vor. Das Häufigkeitsmaximum liegt 0,5 g/kg niedriger. Hohe Werte und besonders die niedrigen Werte des Feuchtegrades treten häufiger, mittlere Werte des Feuchtegrades dagegen seltener auf als in Norddeutschland.

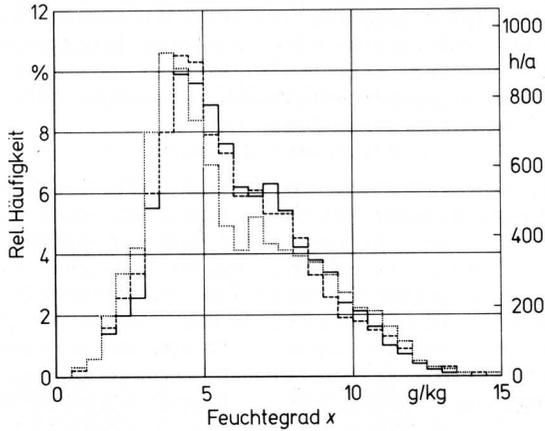


Bild 2. Rel. Häufigkeit des Feuchtegrades; Mittelwerte aus 6 Jahren.

--- Braunschweig
 — Münster
 Weihenstephan

Die Häufigkeitsverteilungen der spezifischen Enthalpie der Außenluft für die drei Wetterstationen sind in Bild 3 wiedergegeben. Für diese Darstellung wurde, um in allen Diagrammen dieselbe Anzahl von 30 Klassen zu verwenden, eine Klassenbreite von 2 kJ/kg gewählt. Da die spezifische Enthalpie der Luft nach Gl. (5) aus der Lufttemperatur und dem Feuchtegrad berechnet wird, spiegeln sich in der Verteilung der spezifischen Enthalpie in gewissem Maße die jeweiligen Verteilungen nach Bild 1 und 2 wider. Auch hier ergibt sich eine weitgehende Übereinstimmung der Verteilungen für Braunschweig und Münster, nur bei den Maxima bestehen merkliche Unterschiede: während für Braunschweig das Maximum im Bereich $13 \leq h_L < 17$ kJ/kg relativ ausgeprägt ist, liegt für Münster ein breiteres Maximum im Bereich $13 \leq h_L < 21$ kJ/kg vor.

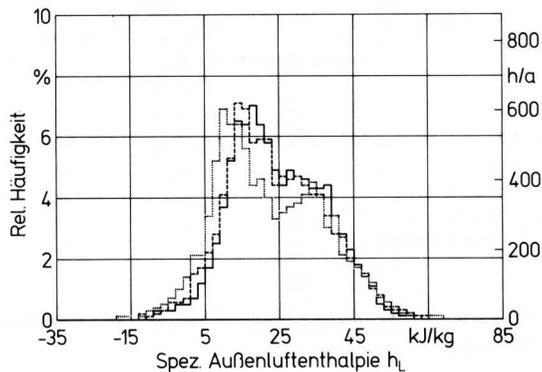


Bild 3. Rel. Häufigkeit der spez. Enthalpie der Außenluft; Mittelwerte aus 6 Jahren.

--- Braunschweig
 — Münster
 Weihenstephan

3.3 Summenhäufigkeit der Lufttemperatur

Die Darstellungen der relativen Häufigkeiten geben ein anschauliches Bild davon, in welchen Grenzen die Luftzustandsgrößen schwanken und welches die häufigsten Werte sind. Für die Beantwortung der Frage, wie häufig oder zu welchem Zeitanteil bestimmte Werte einer Luftzustandsgröße erreicht oder überschritten werden, ist die Darstellung in Form der Summenhäufigkeit besser geeignet. Die Summenhäufigkeitsverteilung erhält man, indem die relativen Häufigkeiten der einzelnen Klassen aufsummiert werden.

In Bild 4 sind die Summenhäufigkeitskurven der Außenlufttemperatur für eine Klassenbreite von 1 °C aufgetragen. Auch aus dieser Darstellung ist der Bereich der auftretenden Temperaturen gut abzulesen, daneben ergibt sich aus der Steigung der Kurven ein Maß für die Temperaturschwankungen im Ablauf des Jahres.

Während die Summenhäufigkeitsverteilungen im Bereich hoher Temperaturen für alle drei Stationen nahezu übereinstimmen – Temperaturen von 25 °C und höher kommen einheitlich nur mit einem Zeitanteil von 2 % vor –, sind im Bereich tiefer Temperaturen größere Unterschiede festzustellen. Temperaturen unter 0 °C machen in Weihenstephan einen Zeitanteil von 16 %, in Braunschweig 9 % und in Münster 7 % aus.

Summenhäufigkeitskurven der Lufttemperatur erlauben eine schnelle und hinreichend genaue Bestimmung der jährlichen Aufwendungen an Heizenergie, wenn ein Wärmegewinn durch innere Wärmequellen und Sonneneinstrahlung und die Wärmespeicherung vernachlässigt werden kann. Aus der geforderten Lufttemperatur ϑ_H ergibt sich an der Ordinate des Diagramms unmittelbar die Anzahl Z_H der Stunden im Jahr, in denen geheizt werden muß. Die insgesamt für die Heizung aufzuwendende Energie ist proportional der Summe aller Produkte aus der jeweiligen Temperaturdifferenz und der dazugehörigen relativen Häufigkeit, wobei diese Summe über alle Temperaturklassen bis zur geforderten Temperatur zu bilden ist. In Bild 4 entspricht die so errechnete Größe der Fläche, die von der Summenkurve, der Abszisse und der Geraden $\vartheta_H = \text{const.}$ begrenzt wird. Eine Fläche gleicher Größe kann man auch als Produkt aus der Anzahl der jährlichen Heizstunden Z_H und einer mittleren Temperaturdifferenz ($\vartheta_H - \vartheta_{L,m}$) erhalten. Die Gerade $\vartheta_{L,m}$ liegt im Diagramm so, daß die beiden Flächen, die von der Geraden $\vartheta_{L,m} = \text{const.}$, der Summenkurve und der Abszisse einerseits, der Geraden $Z_H = \text{const.}$ andererseits begrenzt werden, gleich sind.

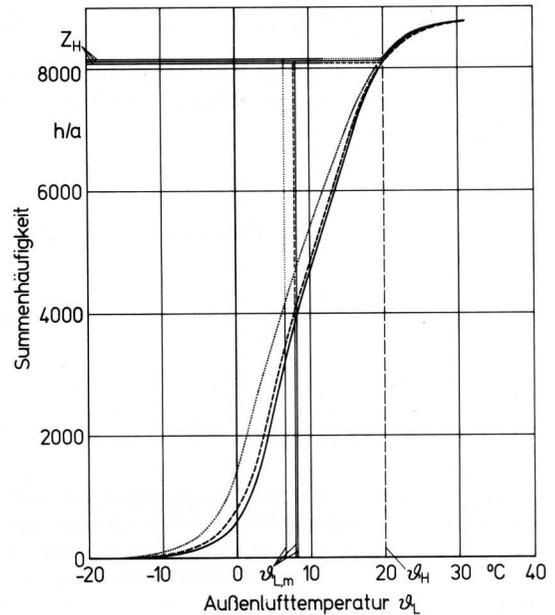


Bild 4. Summenhäufigkeit der Außenlufttemperatur; Mittelwerte aus 6 Jahren.

--- Braunschweig — Münster Weihenstephan

Beispiel Heizenergieberechnung

Ein Beispiel soll das Vorgehen verdeutlichen. Der Übergang zur Intensivtierhaltung mit hohen tierischen Leistungen stellt besondere Anforderungen an die Klimagegestaltung im Stall [11], da Abweichungen vom Optimalbereich zum Absinken der Leistungen und zu schlechterer Futtermittelverwertung führen [12]. Insbesondere aber bei der Jungtieraufzucht, beispielsweise von Ferkeln, kommt der Einhaltung der geforderten Lufttemperatur große Bedeutung zu. Es ist daher zu überlegen, ob ein Ferkelstall, solange die Außenluft die Solltemperatur unterschreitet, mit Warmluft versorgt werden soll. Es wird hier angenommen, daß die Wärmeverluste über die raumumschließenden Bauteile vernachlässigbar sind, und nur die Energie zum Aufheizen der Außenluft auf eine gewünschte Temperatur von 20 °C berechnet.

Der Schnittpunkt der Geraden $\vartheta_H = 20$ °C mit den Summenkurven lieferte Werte, die mit etwa $Z_H = 8100$ h/a für die Standorte der drei Wetterstationen nahezu gleich sind. Unterschiedlich sind für die Stationen die mittleren Außenlufttemperaturen $\vartheta_{L,m}$, mit denen nach der Beziehung:

$$\dot{q}_H = \frac{\dot{Q}_H}{V_L} = \rho c_p (\vartheta_H - \vartheta_{L,m}) Z_H \quad (13)$$

die Heizenergie berechnet wird, die jährlich für das Aufheizen eines Luftstroms von 1 m³/h notwendig ist.

Die Zahl der jährlichen Heizstunden, die mittleren Außenlufttemperaturen $\vartheta_{L,m}$ und die an den drei Orten notwendigen Heizenergien sind in **Tafel 2** für die oben angegebene Zulufttemperatur von 20 °C und für eine auf 18 °C herabgesetzte Zulufttemperatur angegeben. In den errechneten Werten machen sich die unterschiedlichen klimatischen Gegebenheiten deutlich bemerkbar. Bei der Herabsetzung der Zulufttemperatur sinkt hier die in die Rechnung eingehende mittlere Außenlufttemperatur $\vartheta_{L,m}$ kaum ab, die in die Gleichung eingehende Temperaturdifferenz ($\vartheta_H - \vartheta_{L,m}$) wird um nahezu 2 °C kleiner und die Zahl der Heizstunden pro Jahr nimmt um 400 bzw. 300 h/a ab, so daß die benötigte Heizenergie um etwa 20 % sinkt.

	$\vartheta_H = 20$ °C			$\vartheta_H = 18$ °C		
	Z_H	$\vartheta_{L,m}$	\dot{q}_H	Z_H	$\vartheta_{L,m}$	\dot{q}_H
Ort	h/a	°C	$\frac{\text{kWh}}{\text{a m}^3/\text{h}}$	h/a	°C	$\frac{\text{kWh}}{\text{a m}^3/\text{h}}$
Braunschweig	8075	8	33	7700	7,9	26
Münster	8110	8,2	32	7700	8,1	25
Weihenstephan	8139	6,6	37	7850	6,2	31

Tafel 2. Zahl der jährlichen Heizstunden, mittlere Außenlufttemperatur $\vartheta_{L,m}$ und erforderliche Heizenergie \dot{q}_H für verschiedene Zulufttemperaturen.

Beispiel Wärmepumpenanwendung

Im Hinblick auf eine Reduzierung des Energieverbrauchs für die Beheizung von Gebäuden wird z.Zt. sehr intensiv der Einsatz von Wärmepumpen diskutiert. Mit Hilfe einer Wärmepumpe kann Wärme aus einer Wärmequelle in eine Wärmesenke, deren Temperaturniveau höher liegt als das der Quelle, "gepumpt" werden [13]. Als Wärmequellen sind dabei vor allem die Außenluft, das Grundwasser und das Erdreich gebräuchlich. Da die Verfügbarkeit der letzteren als Wärmeträger sehr eingeschränkt wird, tritt zumindest bei der Gebäudeheizung die Wärmequelle Luft stark in den Vordergrund. Eine Bewertung verschiedener Verfahren bei der Energieeinsparung ergab, daß im Vergleich z.B. mit der Fernheizung ein wirtschaftlicher Betrieb der Wärmepumpe nur bei einer effektiven Leistungsziffer $\epsilon_{\text{eff}} \geq 2,5$ möglich ist [14], ein Wert, der sich wegen der hohen Investitionen zu noch höheren Werten verschieben

wird. Die effektive Leistungsziffer ist abhängig von dem Wirkungsgrad der Wärmepumpe η_{WP} und den Temperaturen am Kondensator T_K bzw. Verdampfer T_V

$$\epsilon_{\text{eff}} = \eta_{\text{WP}} \frac{T_K}{T_K - T_V} \quad (14)$$

und kann nach *Kast* [14] mit den beiden dimensionslosen Faktoren k und v in Abhängigkeit von der Raumtemperatur T_R und der Umgebungstemperatur T_U angegeben werden:

$$\epsilon_{\text{eff}} = \eta_{\text{WP}} \frac{[T_R/(T_R - T_U)] + k + v}{1 + k + v} \quad (15)$$

Für eine ausgeführte Anlage mit dem Wirkungsgrad $\eta_{\text{WP}} \approx 0,5$ sowie der Parameterkombination $k = 0,5$ und $v = 0,25$ beträgt bei einer effektiven Leistungsziffer $\epsilon_{\text{eff}} = 3$ und bei einer mittleren Raumtemperatur von $T_R = 293$ K die zulässige Temperaturdifferenz zwischen Raum- und Außenluft ($T_R - T_U$) ≈ 31 K. Derartige Wärmepumpen würden in Braunschweig nur in etwa 0,4 % der Jahreszeit (≈ 35 h/a), in Münster 0,2 % des Jahres ($\approx 17,5$ h/a) und in Weihenstephan zu 0,85 % (≈ 75 h/a) mit einer kleineren Leistungsziffer arbeiten. Für alle drei Standorte liegt somit die Leistungsziffer einer Wärmepumpe zum überwiegenden Teil des Jahres im günstigen Bereich.

3.4 Summenhäufigkeit der Taupunkttemperatur und der spezifischen Enthalpie

Zur Werterhaltung, Herabsetzung der Atmungsverluste und Vermeidung mikrobieller Umsetzungen, werden Obst, Gemüse und Lebensmittel bei niedrigen Temperaturen und bestimmten Luftfeuchtebedingungen in Kühlräumen gelagert. Für die Aufbereitung der Zuluft während der Kühlung und besonders bei der Aufwärmung des Gutes vor der Auslagerung ist zu beachten, daß ein Auskondensieren von Feuchtigkeit vermieden wird. Das ist dann gesichert, wenn die Taupunkttemperatur der zugeführten Luft 1–2 °C niedriger als die Luft- bzw. Guttemperatur im Kühlraum liegt.

Bild 5 zeigt die Summenhäufigkeit der Taupunkttemperatur der Außenluft für die drei untersuchten Orte. Die angenehme Lufttemperatur (Guttemperatur) von 3 °C wird in Braunschweig zu 62 %, in Münster zu 65 %, in Weihenstephan zu 60 % der Zeit des Jahres durch die Taupunkttemperatur der Außenluft überschritten. Für die ganzjährige Lüftung eines Kühlraumes mit einer Taupunkttemperatur der Zuluft von 3 °C ist daher in Braunschweig über 5431 h/a, in Münster über 5694 h/a, in Weihenstephan nur über 5256 h/a eine Entfeuchtung der Außenluft notwendig.

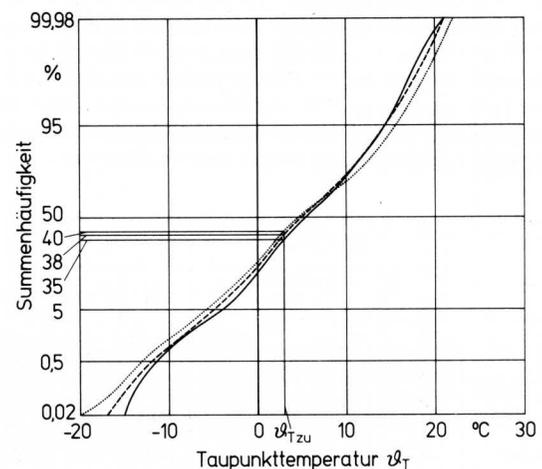


Bild 5. Summenhäufigkeit der Taupunkttemperatur; Mittelwerte aus 6 Jahren.

--- Braunschweig
 — Münster
 Weihenstephan

Der Energieaufwand für die Aufbereitung der Zuluft ist aus der Enthalpiedifferenz der Luftzustände (Außenluft – Zuluft) zu berechnen:

$$\dot{Q}_K = \dot{V}_L \rho_L (h_L - h_{Lzu})_n \cdot Z_K \quad (16).$$

Die Enthalpie der Zuluft ($\vartheta_L = 3 \text{ °C}$, $\varphi = 90 \%$) soll $h_L = 14 \text{ kJ/kg}$ betragen. Die in der Außenluft an den drei Orten auftretenden Enthalpien sind aus den Summenhäufigkeitskurven nach Bild 6 zu entnehmen. Die gewünschte Enthalpie $h_L = 14 \text{ kJ/kg}$ wird in Braunschweig durchschnittlich in 7635 h/a, in Münster in 7910 h/a und in Weihenstephan in nur 6935 h/a überschritten.

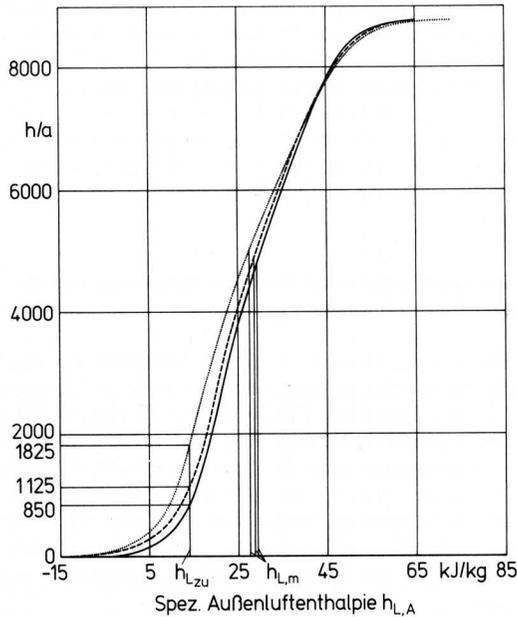


Bild 6. Summenhäufigkeit der spez. Enthalpie der Außenluft; Mittelwerte aus 6 Jahren.

- Braunschweig
- Münster
- Weihenstephan

In gleicher Weise, wie für den Fall der Luftheizung unter 3.3 dargestellt, läßt sich die für die Einhaltung der geforderten Zuluftenthalpie notwendige Kühlenergie berechnen, Tafel 3. Wird die Temperatur der Zuluft bei gleichbleibender relativer Feuchte um 2 °C auf 5 °C erhöht ($h_L = 17 \text{ kJ/kg}$), dann sinkt die jährlich benötigte Kühlenergie, bezogen auf die Volumeneinheit stündlich durchgesetzter Luft, um nahezu 25 %, was etwa zu gleichen Teilen auf die Verringerung der jährlich notwendigen Kühlstunden und auf die Verringerung der Enthalpiedifferenz zurückzuführen ist.

	$h_L = 14 \text{ kJ/kg}$			$h_L = 17 \text{ kJ/kg}$		
	Z_K	$h_{L,m}$	\dot{q}_K	Z_K	$h_{L,m}$	\dot{q}_K
Ort	h/a	kJ/kg	$\frac{\text{kWh}}{\text{a m}^3/\text{h}}$	h/a	kJ/kg	$\frac{\text{kWh}}{\text{a m}^3/\text{h}}$
Braunschweig	7635	29	37	6984	29,5	28
Münster	7910	29,5	39	7285	30	30
Weihenstephan	6935	27,5	31	6110	28,5	23,5

Tafel 3. Zahl der Kühlstunden pro Jahr, mittlere Außenluftenthalpie $h_{L,m}$ und erforderliche jährliche Kühlenergie pro m^3/h für verschiedene Zuluftenthalpie.

Sowohl an diesem Beispiel mit Verwendung der Summenhäufigkeit der Enthalpie als auch am Beispiel der Luftheizung werden Vor- und Nachteile eines solchen Verfahrens offenbar:

Es ist nicht möglich, den realen Lastverlauf zu erfassen, der sich aus der kurzzeitigen Wärmezu- und -abfuhr sowie Wärmespeicherung z.B. im Tagesrhythmus ergibt. So sind auch Aussagen über die wirklichen Betriebszeiten nicht möglich [15]. Das geschilderte Vorgehen gibt aber die Möglichkeit, sich schnell einen Überblick über den zu erwartenden Energieaufwand an verschiedenen Standorten zu verschaffen.

3.5 Zweidimensionale Häufigkeitsverteilungen von Luftzustandsgrößen

Prozesse, bei denen eine Luftzustandsgröße von überwiegendem Einfluß ist, lassen sich, wie die vorigen Beispiele zeigen, mit Hilfe von Häufigkeitsverteilungen dieser Größe relativ leicht überschlägig berechnen. Bei zahlreichen klimatechnischen Prozessen ist es aber notwendig, durch zwei oder mehrere Luftzustandsgrößen beschriebene Luftzustände einzuhalten. Für ein analoges Vorgehen wie zuvor sind dann zweidimensionale Häufigkeitsverteilungen heranzuziehen.

Als Beispiel ist in Bild 7 die zweidimensionale Häufigkeitsverteilung der Taupunkttemperatur über der Lufttemperatur für die drei Wetterstationen dargestellt. Die Klassenbreite beträgt für beide Temperaturen jeweils 2 °C ; die Zahlen geben die relative Häufigkeit des jeweiligen Außenluftzustandes für den Zeitraum eines Jahres in Prozent an. Aus dieser Darstellung ist zu entnehmen, zu welchem Zeitanteil des Jahres ein vorgegebener Luftzustand durch die Lufttemperatur, die Taupunkttemperatur oder durch beide Größen unter- oder überschritten wird. Da sich unter Berücksichtigung der Wasserdampfabgabe der Tiere und der Mindestluftrate die Taupunkttemperatur im Stall in Abhängigkeit von der Taupunkttemperatur der Außenluft berechnen läßt [16], ist beispielsweise mit Hilfe dieser Darstellung die Häufigkeit kritischer Luftzustände im Stall abzuleiten.

Bild 7 ist zu entnehmen, daß der Streubereich der bei einer gegebenen Lufttemperatur auftretenden Taupunkttemperaturen relativ groß ist, so daß Berechnungen mit diesen Häufigkeitsverteilungen entsprechend aufwendig sind.

Wie Bild 8 deutlich macht, ergibt sich in der zweidimensionalen Darstellung der Außenlufttemperatur und der Feuchtthermometertemperatur ein wesentlich geringerer Streubereich. Die Anordnung der Zahlen unterhalb der Diagonalen ist darauf zurückzuführen, daß die Feuchtthermometertemperatur niedriger als die Lufttemperatur ist, nur bei Wassersättigung der Luft sind beide Temperaturen gleich. Der Zustand gesättigter Luft wird bei Temperaturen über 23 °C an keinem der Orte mehr erreicht. Zugleich mit der Information über den Feuchtezustand gibt diese Darstellung auch eine Information über die Enthalpie der Luft, denn mit hinreichender Genauigkeit kann man in diesem Bereich Luftzustände mit gleicher Feuchtthermometertemperatur als Zustände gleicher Enthalpie ansehen.

Die gezeigte zweidimensionale Häufigkeitsverteilung vermittelt schnell einen Überblick, wenn die Notwendigkeit und der Aufwand für Klimatisierungsmaßnahmen beispielsweise von Fahrer-kabinen beurteilt werden sollen. Schlepper und landwirtschaftliche Arbeitsmaschinen werden zum Schutz des Fahrers gegen Staub-, Lärm- und Klimabelastungen heute mit möglichst geschlossenen Fahrer-kabinen ausgerüstet, die zur Erhaltung der Gesundheit und Leistungsfähigkeit des Fahrers ein behagliches Raumklima aufweisen müssen. Ein behaglicher Luftzustand in Kabinen ist je nach Jahreszeit charakterisiert durch Lufttemperaturen zwischen 18 °C und 25 °C und relative Feuchten zwischen 30 % und 65 % [17, 18]. Die obere Grenze des Behaglichkeitsbereiches ist mit 25 °C und einer rel. Feuchte von 60 % gegeben, was einer Feuchtthermometertemperatur von etwa 19 °C entspricht.

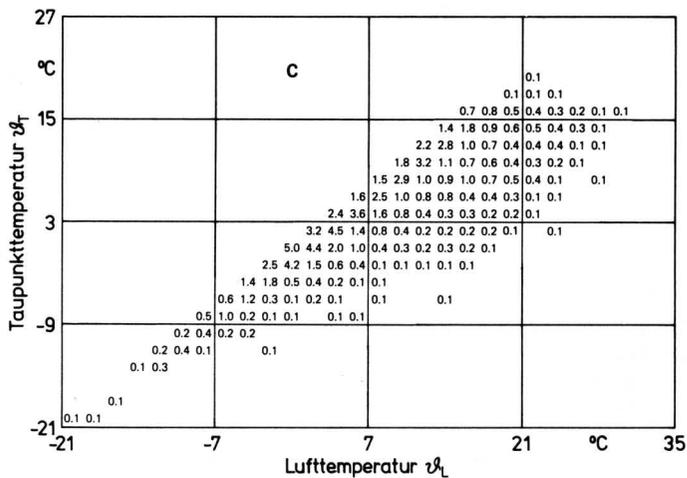
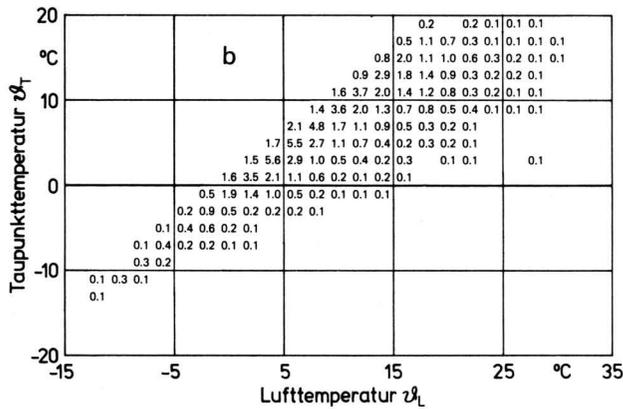
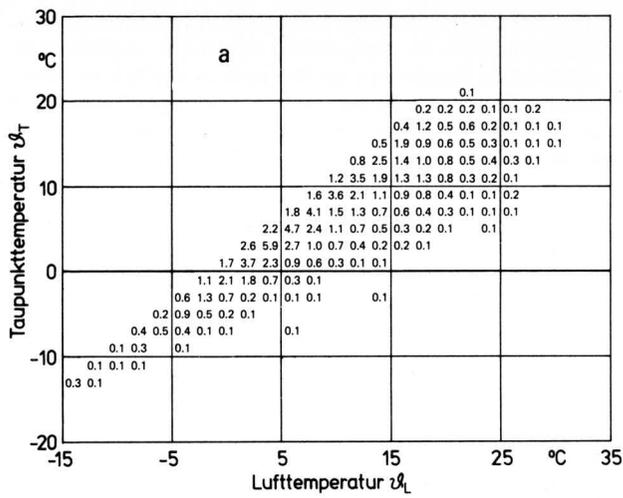


Bild 7. Zweidimensionale Verteilung von Temperatur und Taupunkttemperatur der Außenluft; Mittelwerte aus 6 Jahren, Klassenbreite 2 °C.

- a Braunschweig
- b Münster
- c Weihenstephan

Aus Bild 8 ist zu entnehmen, daß die Lufttemperatur von 25 °C etwa zu einem Zeitanteil von 1,8 %, die Feuchththermometer-temperatur von 19 °C zu etwa 0,8 % und beide Werte gemeinsam zu einem Zeitanteil von etwa 0,5 % überschritten werden. Die Unterschiede zwischen den drei geprüften Orten sind vernachlässigbar klein. Bezüglich der Außenluftzustände wird mithin der Behaglichkeitsbereich nur selten überschritten.

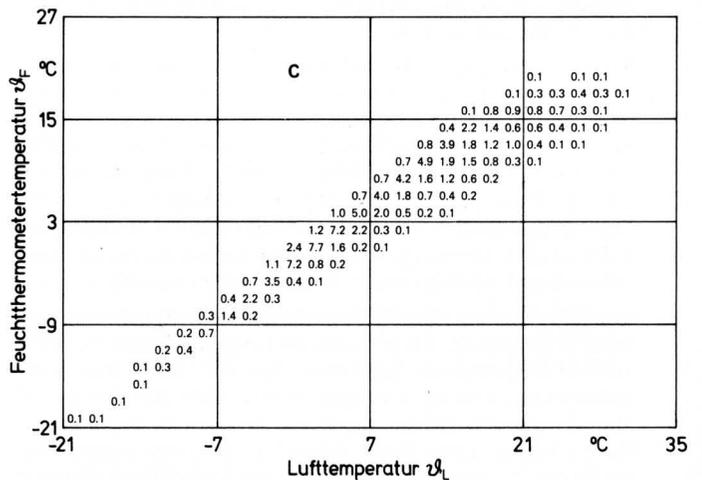
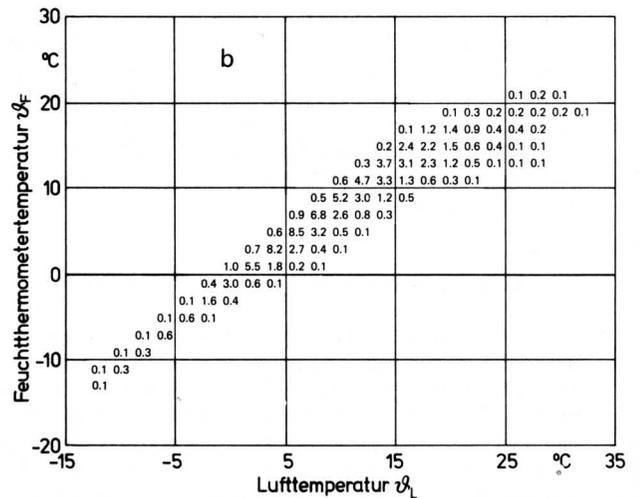
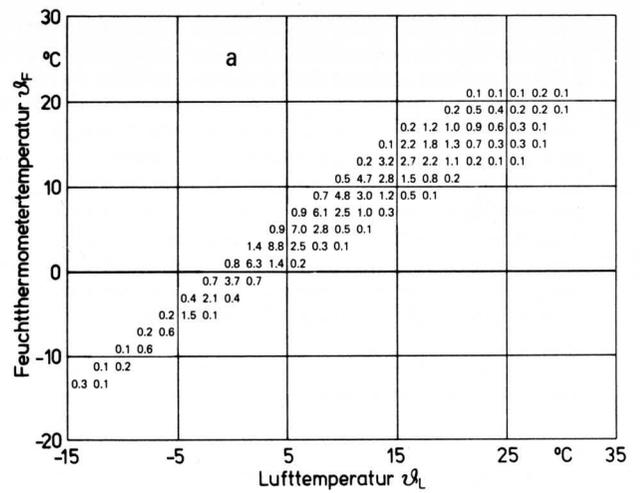


Bild 8. Zweidimensionale Verteilung von Temperatur und Feuchththermometer-temperatur der Außenluft; Mittelwerte aus 6 Jahren, Klassenbreite 2 °C.

- a Braunschweig
- b Münster
- c Weihenstephan

Für das Klima in Fahrerkabine ist aber die Lufterwärmung infolge der Wärmezufuhr aus der Umgebung nicht zu vernachlässigen. Zur Abschätzung der durch die Sonne eingestrahelten Energie können die in der VDI-Richtlinie 2078 [19] angegebenen Werte der

Gesamtstrahlung auf eine vertikale Fläche herangezogen werden. Für trübe Tage im Sommerhalbjahr (März bis September) wird in der Klimatechnik mit einer Diffusstrahlung in Höhe von 50 % der Gesamtstrahlung gerechnet. Einer Fahrerkabine mit einer Oberfläche ohne Boden von 10 m² und einem Glasflächenanteil von 50 % wird danach an trüben Tagen eine Strahlungsenergie von 1,8 · 10³ kJ/h (0,50 kW) zugeführt. Der vom Fahrer an die Kabinenluft übergehende Wärmestrom ist mit etwa 0,72 · 10³ kJ/h (0,20 kW) anzusetzen. Der Wärmestrom vom Motor- und Getrieberaum bringt weitere 1,26 · 10³ kJ/h (0,35 kW) direkt über die Kabinenwände ein und erhöht daneben die Temperatur der Zuluft gegenüber der Außenluft um etwa 4 °C [20]. Werden die genannten Wärmeströme von insgesamt 3,78 · 10³ kJ/h (1,05 kW) in der Kabine vollständig in fühlbare Wärme umgesetzt, so ergibt sich bei Berücksichtigung der Erwärmung der Zuluft durch Wärmeströme von Motor und Getriebe bei einem Zuluftstrom von 300 m³/h in der Kabine eine Temperaturerhöhung gegenüber der Außenluft um ca. 8 °C. Legt man diese Temperaturzunahme in den Kabinen zugrunde, so folgt, daß ab einer Außenlufttemperatur von 17 °C eine behagliche Kabineninnentemperatur sowohl in Münster als auch in Braunschweig jährlich in einem Zeitanteil von mehr als 15 % überschritten wird, das sind 1314 h/a; der Wert für Weihenstephan ist 13 %, entsprechend 1138 h/a. Da die höheren Temperaturen vorwiegend in die Arbeitsstunden des Tages fallen, ist nahezu für 3 bis 4 Monate mit zu hohen Temperaturen in den Kabinen zu rechnen, so daß eine Kühlanlage für Kabinen von Schleppern und anderen landwirtschaftlichen Arbeitsmaschinen sicher ihre Berechtigung hat.

3.6 Luftzustandsgrößen in kurzen Zeitabschnitten

Die zuvor behandelten Häufigkeitsverteilungen basierten auf Werten der Luftzustandsgrößen, die über den gesamten Tages- und Jahresablauf ermittelt wurden. Schon am Beispiel der Klimatisierung von Fahrererkabine wird offenbar, daß es in vielen Fällen vorteilhafter oder sogar notwendig ist, für die Auswertung nur einen Ausschnitt aus dem Zahlenmaterial (beispielsweise für die Tagstunden oder für bestimmte Zeitabschnitte des Jahres) heranzuziehen. Ein Beispiel hierfür ist die folgende Überprüfung von Witterungsdaten in zwei verschiedenen Zeitspannen im Hinblick auf die Bodentrocknung von Heu.

Für die Gewinnung von hochwertigem Heu ist es wichtig, die Häufigkeit der am Standort zu erwartenden Schnitt- und Einfuhrtage zu kennen. Zahlreiche Untersuchungen haben sich deshalb mit der Ermittlung der für die Bodentrocknung an einem Standort verfügbaren regenfreien Tage beschäftigt [21 bis 23]. Neben der Häufigkeit regenfreier Tage haben die Witterungsbedingungen an diesen Tagen großen Einfluß auf den Trocknungsverlauf und die Qualität des Heus [24]. Untersuchungen über den Einfluß der verschiedenen meteorologischen Faktoren im einzelnen liegen von Olfe vor [23].

In einer Arbeit von Granz [25] wurde für den Zeitpunkt des ersten Schnitts festgestellt, daß aufgrund des langjährigen Durchschnitts die Zahl der verfügbaren regenfreien Tage Ende Mai/Anfang Juni größer ist als im weiteren Verlauf des Juni. Nach Olfe [23] ist die Eintrittswahrscheinlichkeit regenfreier Perioden für die Monate Mai bis August nahezu gleich. Anhand der meteorologischen Daten für den 21. Mai bzw. 7. Juni der Jahre 1971–76 wird im folgenden für den Zeitraum des ersten Schnitts ein Vergleich zwischen einem frühen und einem mittleren Zeitpunkt angestellt. Dazu werden die Tagesgänge der Lufttemperatur und des Sättigungsdefizits herangezogen, denn, obwohl die Trocknungsgeschwindigkeit von verschiedenen meteorologischen Faktoren abhängig ist, läßt sich der Abtrocknungsverlauf nach übereinstimmenden Angaben [21 bis 23] hinreichend mit dem Sättigungsdefizit der Luft beschreiben. Das Sättigungsdefizit ist definiert als Differenz zwischen Sättigungsdampfdruck und dem gemessenen Partialdruck der Luftfeuchte bei gegebener Temperatur:

$$\Delta p_s = p_D''(\vartheta_L) - p_D$$

Stellvertretend für die drei Orte sind in Bild 9 die Temperaturgänge am 27.5. und 7.6. für Braunschweig aufgetragen. Auffallend ist der relativ große Streubereich der Temperaturen an beiden Tagen. Obwohl die Grenzen des Streubereichs für die beiden Tage nahezu gleich sind, liegt das Temperaturniveau am 7.6. im Mittel deutlich höher als am 21.5.

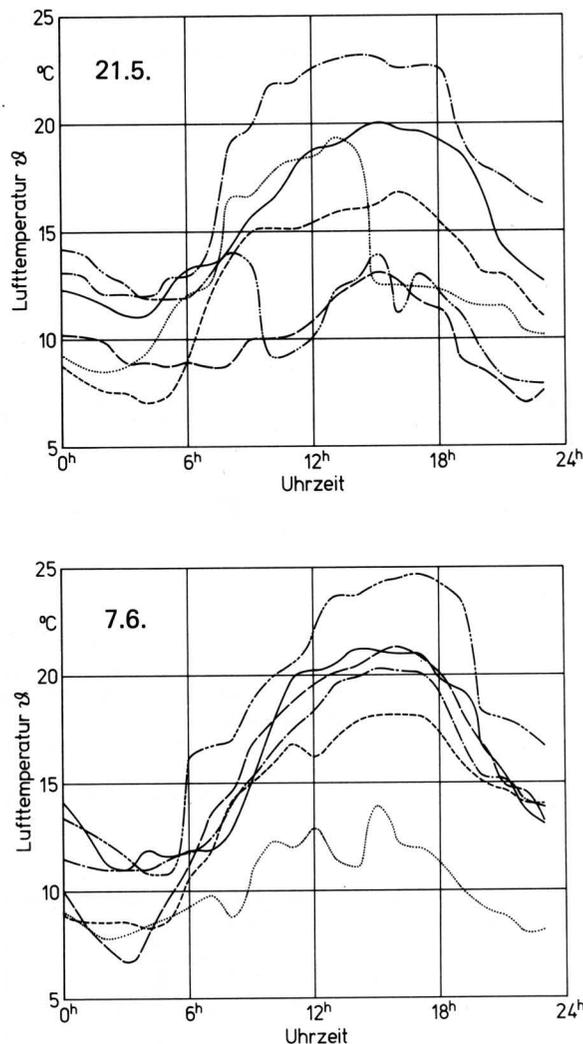


Bild 9. Tagesgang der Lufttemperaturen in Braunschweig am 21.5. und 7.6.

— 1971 ···· 1974
 - - 1972 - - - 1975
 - · - 1973 - - - 1976

Bild 10 gibt die zugehörigen Tagesgänge des Sättigungsdefizits wieder. Auch hier ist der Streubereich groß. Etwa 2 Stunden nach Sonnenaufgang steigt das Sättigungsdefizit an und folgt dem Temperaturverlauf mit einer gewissen zeitlichen Verzögerung. Die maximalen Werte des Sättigungsdefizits werden zwischen 12 und 18 Uhr erreicht. Nach 18 Uhr und somit schon 2 Stunden vor Sonnenuntergang erfolgt ein ziemlich steiler Abfall im Sättigungsdefizit.

Dieser Tagesgang des Sättigungsdefizits erklärt, warum nur ein bestimmter Zeitraum des Tages zur Ermittlung des Trocknungspotentials heranzuziehen ist. Nach Sonnenaufgang muß häufig zunächst der vorhandene Tau verdunstet werden, und in den Abendstunden setzt mit beginnender Ausstrahlung des Bodens die Wiederanfeuchtung ein, so daß diese Zeiten für die Trocknung von Bodenheu ausfallen.

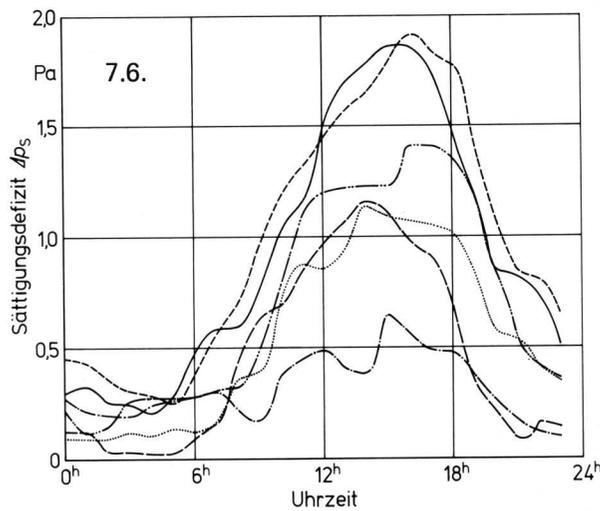
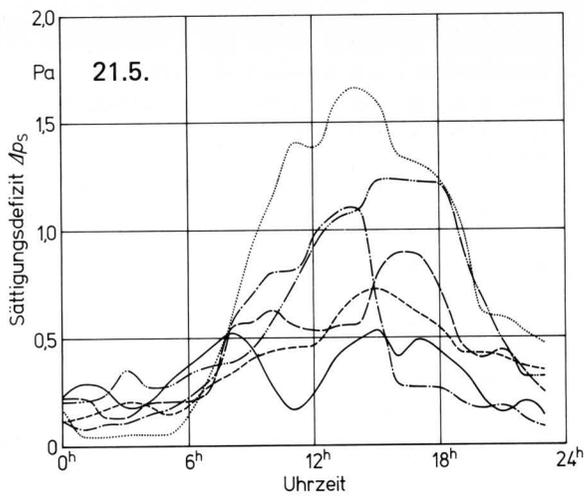


Bild 10. Tagesgang des Sättigungsdefizits in Braunschweig am 21.5. und 7.6.

— 1971 ···· 1974
 - - - 1972 — — — 1975
 ···· 1973 - - - 1976

Daher gaben *Agema u.a.* [21] als für die Trocknung relevant den Zeitraum von 9 bis 18 Uhr an, während *Olfe* [23] die Summe der zwischen 7.30 und 19.30 Uhr stündlich aufgetretenen Sättigungsdefizite als Trocknungspotential eines Tages ansetzt. Nach den hier vorliegenden Tagesgängen scheint der Zeitraum von 9 bis 18 Uhr für die Ermittlung des Trocknungspotentials eher geeignet, obgleich auch nach 18 Uhr die Sättigungsdefizite noch relativ hoch liegen können.

Legt man den Zeitraum von 9 bis 18 Uhr zugrunde, so erhält man für die drei Stationen die in **Tafel 4** aufgeführten Werte des minimalen, maximalen und mittleren Trocknungspotentials des jeweiligen Tages in den 6 betrachteten Jahren.

Die Werte der **Tafel** zeigen, daß für Braunschweig und Münster das Trocknungspotential in den 9 Tagesstunden vom 21.5. bis 7.6. im Maximalwert und im Mittelwert beträchtlich ansteigt, während es für Weihenstephan nahezu gleich bleibt. Diese Tatsache ist auch aus **Bild 11** ersichtlich, in dem die relative Häufigkeit des mittleren Sättigungsdefizits der 6 Jahre in Klassen von 0,2 Pa für die 24 h-Tage aufgetragen ist. Aus dem Vergleich der beiden Diagramme geht hervor, daß der Anstieg des Trocknungspotentials vom 21.5. bis 7.6. vor allem auf eine größere Häufigkeit der mittleren Werte des Sättigungsdefizits zurückzuführen ist.

	21.5.			7.6.		
	min	max	mittel	min	max	mittel
Braunschweig	4,016	12,940	7,508	4,184	14,288	10,002
Münster	4,850	10,706	7,859	5,439	16,902	10,966
Weihenstephan	2,336	14,264	8,320	1,204	11,764	8,342

Tafel 4. Trocknungspotential [Pa h] als Summe der stündlichen Werte des Sättigungsdefizits für die Zeit von 9 bis 18 Uhr, Werte aus den Jahren 1971 bis 1976.

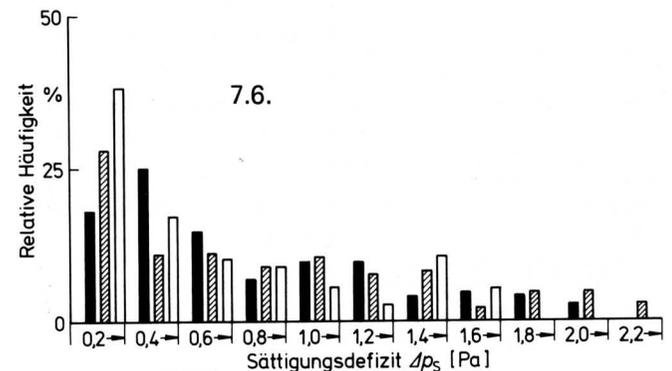
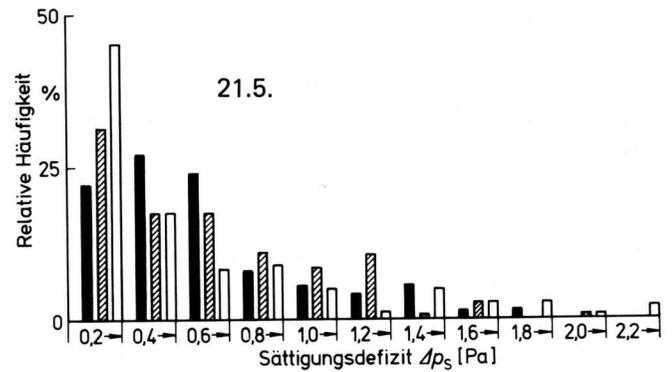


Bild 11. Rel. Häufigkeit des Sättigungsdefizits (Mittel aus 6 Jahren) am 21.5. und 7.6.

■ Braunschweig ▨ Münster □ Weihenstephan

Bei gleicher Häufigkeit regenfreier Tage zu beiden betrachteten Zeitpunkten ist demnach für Braunschweig und Münster der spätere Schnittpunkt vorzuziehen, während für Weihenstephan die Verhältnisse in beiden Zeitpunkten als gleichwertig anzusehen sind. Es ist hier allerdings darauf hinzuweisen, daß für eine gesicherte statistische Aussage die Zahl der in diesem Beispiel verarbeiteten Einzeldaten zu gering erscheint.

4. Zusammenfassung

Für die Berechnung vieler klimatechnischer Prozesse benötigt man Luftzustandsgrößen, die sich direkt nicht messen lassen. Im ersten Teil der Arbeit werden daher die mathematischen Beziehungen angegeben, die es auf einfache Weise und mit hinreichender Genauigkeit erlauben, alle Luftzustandsgrößen aus den üblicherweise gemessenen, bzw. mit einfachen Meßgeräten (Trocken- und Feuchthermometer) zu ermittelnden Temperaturen zu bestimmen. Im zweiten Teil des Aufsatzes geben Beispiele einen Einblick, wie die aus den Wetterdaten für bestimmte Orte errechneten Luftzustandsgrößen in Form der rel. Häufigkeit, der Summenhäufigkeit und der zweidimensionalen Verteilung zu klimatechnischen Berechnungen zu verwenden sind.

Verwendete Formelzeichen

B_{Ps}	1/K	Psychrometergröße
$c_{pD;pL}$	kJ/kg K	spez. Wärmekapazität für Dampf; Luft
h	kJ/kg	spez. Enthalpie
Indizes:	1+x; L; L_{zu} ; SF; Vo; VF	1 kg tr. Luft + x kg Wasserdampf; Luft; Zuluft; Sublimation; Ver- dampfung bei 0 °C; Verdampfung bei ϑ_F
Le	—	Lewis-Zahl
$P;D$	Pa	Gesamtdruck; Dampfdruck
$P''_{D;DF}$	Pa	Sättigungsdampfdruck bei ϑ_L ; ϑ_F
$\dot{q}_{H;K}$	kWh/(a m ³ /h)	spez. jährliche Heiz-, Kühlenergie
$Q_{H;K}$	kWh/a	jährliche Heiz-, Kühlenergie
$R_{D;L}$	kJ/kg K	spezielle Gaskonstante für Wasserdampf; Luft
x	kg/kg	Feuchtegrad
T	K	absolute Temperatur
Indizes:	K; R; U; V	Kondensator; Raumluft; Umge- bung; Verdampfer
\dot{V}_L	m ³ /h	Volumenstrom der Luft
$Z_{H,K}$	h/a	jährliche Heiz-, Kühlstunden
α^*	W/m ² K	Wärmeübergangskoeffizient bei gleichzeitigem Stoffübergang
β_h	m/s	Stoffübergangskoeffizient bei halbdurchlässiger Grenzfläche
ϵ_{eff}	—	effektive Leistungsziffer
η_{WP}	—	Wirkungsgrad der Wärmepumpe
ϑ	°C	Temperatur
Indizes:	F; H; L; L,m; T	Feucht-, Heiz-, Luft-, mittl. Luft-, Taupunkttemperatur
ρ_L	kg/m ³	Dichte der Luft
φ	%	relative Luftfeuchte

Schrifttum

Bücher sind durch ● gekennzeichnet

- [1] ● VDI-Wasserdampf Tafel, 6. Aufl., Ausg. B.
Berlin/Göttingen/Heidelberg: Springer-Verlag;
München: R. Oldenbourg 1963.
- [2] Wexler, A. u. L. Greenspan: Vapor pressure equation for
water in the range of 0 to 100 °C.
NBS Journal of Research 75 A (1971) Nr. 3, S. 213/30.
- [3] Gibson, M.R. u. E.A. Bruges: New equations of the thermo-
dynamic properties of saturated water in both the liquid
and vapour phases.
J. Mech. Engng. Sci. Bd. 9 (1967) Nr. 1, S. 24/35.
- [4] Brooker, D.B.: Mathematical model of the psychrometric
chart.
Trans. ASAE Bd. 10 (1967) Nr. 4, S. 558/60, 563.
- [5] Tetens, O.: Über einige meteorologische Begriffe.
Z. Geophys. Bd. 6 (1930) Nr. 6, S. 297/309.
- [6] ● Häußler, W.: Das Mollier i,x-Diagramm für feuchte Luft
und seine technischen Anwendungen.
Dresden/Leipzig: Theodor Steinkopff 1960.
- [7] ● Aspirations-Psychrometer-Tafeln, herausgegeben vom
Deutschen Wetterdienst.
Braunschweig: Friedr. Vieweg & Sohn 1963.
- [8] Janssen, J.: Die Berechnung von Luftzustandsgrößen aus
psychrometrischen Messungen.
Institutsbericht.
- [9] Weiß, A.: Algorithms for the calculation of moist air
properties on a hand calculator.
Trans. ASAE Bd. 20 (1977) Nr. 6, S. 1133/36.
- [10] Rasch, H. u. H. Markert: Auswertung von Temperatur-
häufigkeitsdaten für die Klima- und Kältetechnik.
Heiz.-Lüft.-Haustechn. Bd. 22 (1971) Nr. 7, S. 224/29.
- [11] DIN 18910 (Entwurf): Klima in geschlossenen Ställen
— Wasserdampf- und Wärmehaushalt im Winter — Lüftung,
Beleuchtung — Wärme- und Feuchtigkeitsschutz der Bau-
teile.
Berlin/Köln: Beuth-Vertrieb 1972.
- [12] Environmental control for animals and plants — Physiolo-
gical considerations. Abschnitt 9 in: ASHRAE Handbook
of Fundamentals 1977.
New York: ASHRAE 1977.
- [13] Braun, R. u. R. Heß: Zur Thermodynamik des Heizens
mit Wärmepumpen.
Brennst.-Wärme-Kraft Bd. 29 (1977) Nr. 8, S. 305/10.
- [14] Kast, W.: Verfahrenstechnische Aufgaben in der Heizungs-
und Klimatechnik unter Berücksichtigung neuer Ent-
wicklungen.
Chem.-Ing.-Technik Bd. 48 (1976) Nr. 3, S. 205/11.
- [15] Masuch, J.: Energieverbrauchsberechnungen für Klima-
anlagen.
Heiz.-Lüft.-Haustechn.-Klimatechn. Bd. 28 (1977) Nr. 5,
S. 165/72.
- [16] ● Kirschner, K. u.a.: Klimatechnik in der Tierproduktion.
Reihe Luft- und Kältetechnik. Berlin: VEB Verlag Technik
1976.
- [17] DIN 1946, Bl. 3: Lüftungstechnische Anlagen — Lüftung
von Fahrzeugen.
Berlin/Köln: Beuth-Vertrieb 1962.
- [18] ● Recknagel, H. u. E. Sprenger: Taschenbuch für Heizung
und Klimatechnik.
München/Wien: R. Oldenbourg 1979.
- [19] VDI-Richtlinie 2078: Berechnung der Kühllast klimatisier-
ter Räume (VDI-Kühllastregeln).
Berlin/Köln: Beuth-Vertrieb 1977.
- [20] Batel, W., J. Janssen u. R. Möller: Klimabelastung auf
Schleppern und Mähdreschern und Maßnahmen zur Klima-
gestaltung.
Landbauforschung Völkenrode Sonderheft Nr. 49 (1980)
S. 157/70.
- [21] Agena, M., D. Bätjer u. D. Wessels: Wieviel "Einfahrtage"
stehen im norddeutschen Raum für die Bergung von Winter-
futter zur Verfügung?
Meteorol. Rundschau Bd. 21 (1968) Nr. 6, S. 169/75.
- [22] Burckhardt, H.: Zur Häufigkeitsverteilung von Stunden
mit Luftfeuchtigkeitswerten, die für die Landwirtschaft
von besonderer Bedeutung sind.
Meteorol. Rundschau Bd. 20 (1967) Nr. 4, S. 98/104.
- [23] Olfe, H.C.: Untersuchungen über die Korrespondenz der
meteorologischen Daten mit den thermodynamischen
Trocknungsmöglichkeiten von Halmgut.
KTBL Berichte über Landtechnik Nr. 141 (1971).
- [24] Ratschow, J.P.: Der Einfluß der Sonneneinstrahlung auf
das Trocknungsverhalten von Halmgut bei der Bodenheu-
trocknung.
Diss. Univ. Göttingen 1974.
- [25] Granz, E.: Das Wetter während der Heuernte.
Das Grünland Bd. 4 (1955) Nr. 4, S. 26/29.