

Klimatisierung von Fahrererkabinnen durch Verdunstungskühlung

Von Jan Janssen, Braunschweig-Völkenrode*)

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

DK 631.372:628.5:628.8:621.565

In einigen außereuropäischen Ländern werden zur Klimatisierung von geschlossenen Fahrererkabinnen neben Kompressor-Kühlanlagen auch Verdunstungskühler eingesetzt, deren Kühleffekt auf der direkten Berührung der Zuluft mit zerstäubtem Wasser beruht.

Die Effektivität dieser Verdunstungskühler hängt sehr stark von den Wärme- und Stoffaustauschverhältnissen zwischen der zu kühlenden Luft und den Wassertropfen sowie den im Einsatzgebiet gegebenen meteorologischen Bedingungen ab. Aufgrund des Wirkungsgrades der Anlagen sowie der in Mitteleuropa vorherrschenden Klimazustände ergibt sich jedoch, daß die Abkühlung der Zuluft relativ gering ist und sich in der Kabine kaum behagliche Luftzustände einstellen, so daß hier ein Einsatz dieser Kühler nur sehr bedingt möglich ist.

1. Einleitung

Die Entwicklung landwirtschaftlicher Zug- und Arbeitsmaschinen ist in den letzten Jahren durch ständig steigende Anforderungen an die Gestaltung des Fahrerplatzes bezüglich der Sicherheit und besserer Arbeitsbedingungen gekennzeichnet. Daher werden diese Fahrzeuge heute zunehmend mit geschlossenen Fahrererkabinnen ausgerüstet, die bei entsprechender Konstruktion einen optimalen Schutz vor Lärm- und Staubbelastung bieten. Ohne gezielte Maßnahmen für die Klimagegestaltung können jedoch während der Hauptarbeitszeit in den Monaten Mai bis Oktober in diesen Kabinen Temperaturen auftreten, die weit oberhalb des klimatisch Zumutbaren liegen [1]. Diese Wärmebelastung ist allein durch eine intensive Zwangsbelüftung nicht abzubauen. Die natürliche und oft zu beobachtende Reaktion der Fahrer ist es, Türen, Fenster oder Dachluken zu öffnen, wodurch die ursprünglichen Schutzfunktionen der Kabine aufgehoben werden. Zufriedenstellende klimatische Bedingungen in der Kabine sind deshalb Voraussetzung für einen in allen Arbeitssituationen wirksamen Lärm- und Staubschutz.

2. Aufgabenstellung

Die mit der Klimatisierung von Fahrererkabinnen verbundenen Probleme sind in der ganzen Welt im wesentlichen die gleichen. Die Lösungen können jedoch durchaus verschieden sein, da sie von den unterschiedlichen meteorologischen Bedingungen, von den Energiekosten, aber auch z.B. von örtlichen Vorschriften abhängen. In den USA, in Kanada und besonders Australien werden neben Kompressor-Kühlanlagen häufig Verdunstungs- oder Naßkühler zur Kühlung des Kabineninnenraumes eingesetzt. Es stellt sich daher die Frage, ob auch unter unseren Klimabedingungen die Verdunstungskühlung eine brauchbare Alternative zu Kompressor-Kühlanlagen wäre.

*) Dipl.-Ing. J. Janssen ist wissenschaftlicher Mitarbeiter im Institut für landtechnische Grundlagenforschung (Leiter: Prof. Dr.-Ing. W. Batel) der Bundesforschungsanstalt für Landwirtschaft, Braunschweig-Völkenrode.

Eine umfassende Antwort auf diese Frage läßt sich nur geben, wenn drei Teilfragen untersucht werden:

1. Wie ist der Wirkungsgrad von Verdunstungskühlern bei verschiedenen Luftzuständen am Kühlereintritt?
2. Mit welchen Luftzuständen ist am Eintritt in den Kühler zu rechnen?
3. Welche Luftzustände ergeben sich beim Austritt der Luft aus dem Kühler und wie sind sie im Hinblick auf die Klimansprüche des Fahrers zu bewerten?

Bevor diese Fragen im einzelnen untersucht werden, scheint es notwendig, zunächst die physikalischen Grundlagen der Verdunstungskühlung darzustellen.

3. Funktion und Aufbau eines Verdunstungskühlers

Bei der Verdunstungskühlung stehen Wasser und ungesättigte feuchte Luft im Wärme- und Stoffaustausch. Durch den direkten, innigen Kontakt zwischen dem Wasser, meist in Tropfenform, und dem Luftstrom lassen sich in Abhängigkeit von den Eintrittszuständen und den Mengenverhältnissen der beiden Medien recht unterschiedliche Zustandsänderungen erreichen [2, 3, 4]. So werden in der Klimatechnik Verdunstungsapparate vorwiegend zur Befeuchtung eingesetzt, während in der Kältetechnik der Kühleffekt im Vordergrund steht.

Bild 1 zeigt als Schema den Aufbau eines am Markt erhältlichen Naßkühlers zur Klimatisierung der Kabinen von Land-, Forst- und Baumaschinen [5]. Die Hauptbestandteile sind die Einrichtung zum Versprühen des Wassers und der Sprühraum, in dem der Wärme- und Stoffaustausch der Wassertropfen mit dem Luftstrom stattfindet. In dem dargestellten Kühler wird das Wasser durch eine Schleuderscheibe versprüht. Damit keine Tropfen nach außen dringen können, ist der Sprühraum sowohl zur Zuluft- als auch zur Abluftseite hin durch Filter geschlossen. Unter dem Sprühraum sammelt sich das nicht verdunstete Wasser in einer Wanne und fließt in den Wasserbehälter zurück, von wo es über eine Pumpe erneut der Schleuderscheibe zugeführt wird.

Bei diesem Verdunstungskühler handelt es sich idealisiert um eine sog. adiabate Befeuchtung, bei der das Wasser vor der Versprühung weder erwärmt noch gekühlt und Wärme nur innerhalb der eingezeichneten Systemgrenze übertragen wird. Durch das ständige Umwälzen des Wassers stellt sich nach Anlaufen des Prozesses für einen festen gegebenen Eintrittszustand der Luft eine konstante Wassertemperatur ein und damit ein konstanter Temperaturunterschied zwischen Luft und Wassertropfen. Bei dem Stoff- und Wärmeaustausch wird dann die gesamte zur Verdunstung des Wassers erforderliche Wärmemenge der Luft entzogen, so daß die Temperatur der Luft bei dieser Zustandsänderung sinkt. Da die Luft gleichzeitig das verdunstete Wasser aufnimmt, steigt ihre Enthalpie dabei um die Enthalpie des verdunsteten Wassers an. Beim adiabaten Naßkühler sind im Grenzfall nach unendlichem Austausch Luft- und Wassertemperatur gleich und die austretende Luft ist voll mit Wasserdampf gesättigt. Die zu diesem Grenzzustand gehörende Endtemperatur der Luft wird daher Kühlgrenztemperatur genannt, $\vartheta_w = \vartheta_k$.

Unter diesen Voraussetzungen gelingt die Berechnung der Zustandsänderungen über die Massenbilanz:

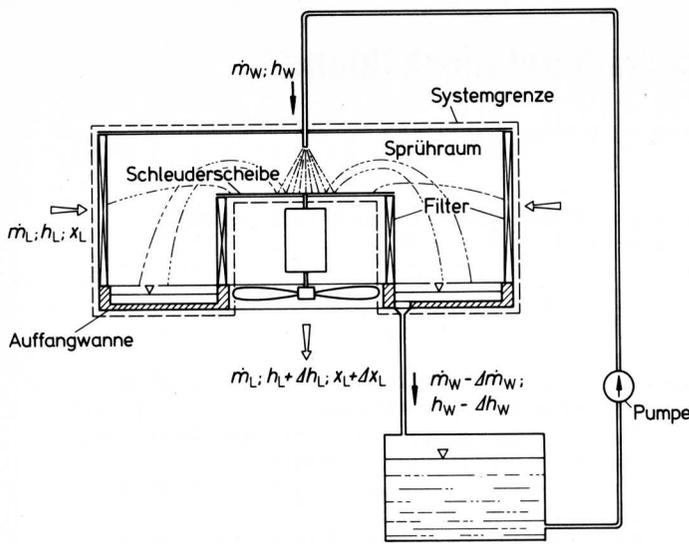


Bild 1. Aufbau eines Verdunstungskühlers.

$$\dot{m}_L \Delta x_L - \Delta \dot{m}_W = 0$$

und die Enthalpiebilanz:

$$\dot{m}_L \Delta h_L - \Delta \dot{m}_W h_W = 0,$$

wenn die Wassertemperatur als konstant angenommen wird:

$$\frac{\Delta h_L}{\Delta x_L} = h_W = c_w \vartheta_w = \text{const.}$$

Aus der Massen- und Enthalpiebilanz ergibt sich damit, daß

1. sowohl die Feuchtigkeits- als auch die Enthalpieänderung der Luft direkt proportional der verdunsteten Wassermenge sind,
2. das Verhältnis der Enthalpie- zur Feuchteänderung der Luft $\Delta h_L / \Delta x_L$ konstant ist und
3. $\Delta h_L / \Delta x_L$ nur von der zum Gleichgewichtszustand gehörenden Enthalpie bzw. Temperatur des umlaufenden Wassers abhängt.

Diese Ableitung gilt allerdings nur, wenn die Lewis-Zahl:

$$Le = \frac{a}{c_p \cdot \sigma},$$

die das Verhältnis von Wärme- zu Stoffübergang darstellt, gleich 1 ist [6, 7].

Aufgrund dieser Zusammenhänge liefert das schiefwinklige Mollier-h,x-Diagramm eine anschauliche Übersicht über die Zustandsänderungen im Verdunstungskühler, Bild 2.

Im Mollier-Diagramm ist die Enthalpie h der Ordinate zugeordnet, während der Feuchtegrad x auf der Abszisse aufgezeichnet ist. Die Temperatur ϑ und die relative Feuchte φ sind als Parameter dargestellt. Die Sättigungslinie $\varphi = 100\%$ trennt das Gebiet ungesättigter Luft, in dem die feuchte Luft aus einem Gemisch aus trockener Luft und Wasserdampf besteht, vom Gebiet übersättigter Luft, in dem in der gesättigten feuchten Luft überschüssige Feuchtigkeit in Form von Wassertropfen (Nebel) vorhanden ist.

Da der Differenzenquotient $\Delta h_L / \Delta x_L$ konstant ist, verläuft in einem wärmedichten System mit konstanter Wassertemperatur die Zustandsänderung der Luft geradlinig, und da die entsprechende Gleichung dann identisch mit derjenigen, die für die Nebelisotheime ϑ_K im übersättigten Gebiet – dem Nebelgebiet – gilt, ergibt sich aus $\Delta h_L / \Delta x_L = \text{const.}$, daß die Zustandsänderung der Luft längs der durch den Eintrittspunkt E verlängerten Nebelisotheimen verläuft, Bild 2. Somit liegen alle Luftzustände gleicher Kühlgrenze auf der Geraden durch E und K.

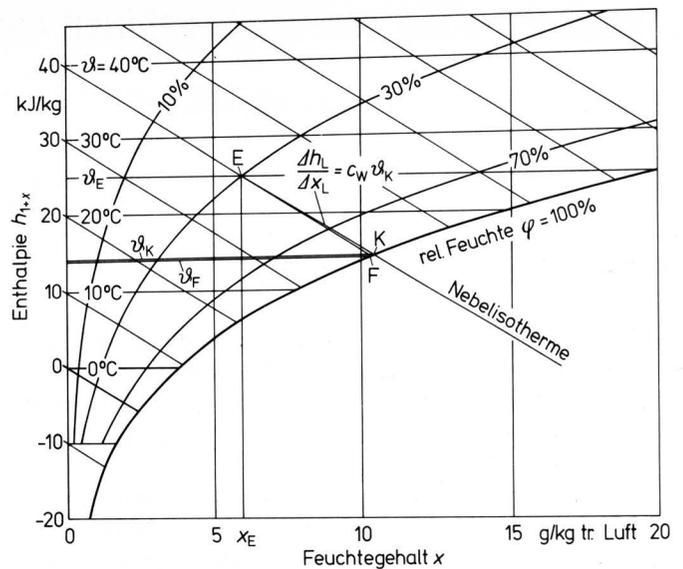


Bild 2. Luftzustandsänderung im adiabaten Verdunstungskühler, dargestellt im Mollier-h,x-Diagramm.

Vereinfachend wird in der Praxis jedoch die adiabate Verdunstungskühlung als Zustandsänderung bei konstanter Enthalpie angenommen. Im h,x-Diagramm nach Bild 2 liegt der Luftaustrittszustand dann auf der Geraden durch die Punkte E und F, wobei F der Schnittpunkt der Sättigungslinie mit der Linie konstanter Enthalpie ist. Die diesem Punkt entsprechende Temperatur ϑ_F wird Feuchtthermometertertemperatur, kurz Feuchttemperatur, genannt. Mit dieser Vereinfachung sind die Verdunstungskühlung und die Messung der Feuchtthermometertertemperatur vergleichbare Prozesse, so daß die von den Wetterstationen ermittelten Werte der Lufttemperatur am trockenen und feuchten Thermometer für die Beurteilung der Wirksamkeit der Verdunstungskühlung herangezogen werden können.

4. Befeuchtungskoeffizient eines Verdunstungskühlers

Bei ausgeführten Anlagen sind wärmedichte, also adiabate Systeme sowie unendlich große Austauschflächen nicht erreichbar, so daß der Luftaustrittszustand nie auf der Sättigungslinie liegt. Die zwischen Luft- und Feuchttemperatur vorhandene Temperaturdifferenz kann also nicht voll zur Kühlung genutzt werden.

Für die Beurteilung der Wirksamkeit verschiedener Verdunstungskühler ist daher der adiabate Befeuchtungskoeffizient η die wichtigste Kenngröße:

$$\eta = \frac{\vartheta_E - \vartheta_A}{\vartheta_E - \vartheta_F}$$

Er ist das Verhältnis der tatsächlichen Temperaturänderung im Kühler zwischen Luftein- und -austritt ($\vartheta_E - \vartheta_A$) zur maximal möglichen Temperaturänderung ($\vartheta_E - \vartheta_F$).

Für den hier untersuchten Verdunstungskühler wurde der Befeuchtungskoeffizient an einem Versuchsstand ermittelt, bei dem mit einer Heiz- und Befeuchtungseinrichtung unterschiedliche Eintrittszustände der Zuluft vorgegeben werden können. Luft- und Feuchtthermometertemperaturen wurden am Ein- und Auslaß des Verdunstungskühlers gemessen.

Als typisches Beispiel sind in Bild 3 für einen Lufteintrittszustand von 25,4 °C und 28 % rel. Luftfeuchtigkeit die Zustandsänderungen für Luft und Wasser über der Zeit angegeben. Nach Beginn der Befeuchtung nimmt die Lufttemperatur am Austritt relativ schnell ab und hat nach wenigen Minuten den Gleichgewichtszustand erreicht, der unabhängig von der Anfangstemperatur des Wassers ist.

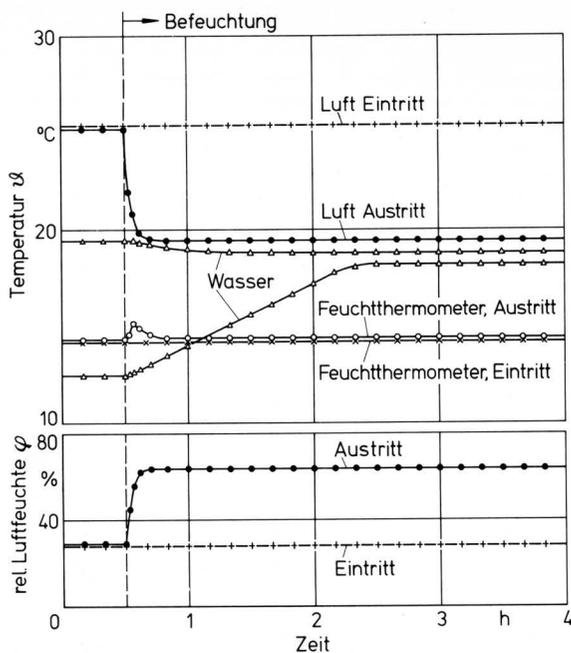


Bild 3. Temperatur- und Feuchteverlauf für einen Verdunstungskühler im Laborbetrieb; Eintrittszustand der Luft: $\vartheta_L = 25,4 \text{ }^\circ\text{C}$, $\varphi = 28 \text{ } \%$.

Sowohl bei einer Anfangstemperatur des Wassers nahe $20 \text{ }^\circ\text{C}$ als auch von etwa $12 \text{ }^\circ\text{C}$ stellt sich eine Luftaustrittstemperatur von $18,4 \text{ }^\circ\text{C}$ ein. Die Endtemperatur des Wassers bleibt in beiden Fällen unter der Austrittstemperatur der Luft. Die Beharrungstemperaturen des Wassers zeigen deutlich, daß es sich hier nicht um ein adiabates System handelt. Bei einem wärmedichten System muß sich die Endtemperatur des Wassers je nach dessen Anfangstemperatur von oben bzw. unten der Nebelisotheorie durch den Eintrittszustand der Luft nähern. Bei der niedrigen Anfangstemperatur des Wassers müßte demnach die Endtemperatur unter der Feuchttemperatur bleiben.

Eine Veränderung der Feuchttemperatur ist kaum nachweisbar und bleibt innerhalb der Meßgenauigkeit von etwa $\pm 0,5 \text{ }^\circ\text{C}$. Der untere Teil des Bildes enthält die gleichzeitige Veränderung der relativen Luftfeuchte. Die Temperaturabnahme um etwa $7 \text{ }^\circ\text{C}$ ist begleitet von einer Zunahme der relativen Luftfeuchte auf etwa $60 \text{ } \%$. Diese Luftzustandsänderungen stellen sich ein bei einer Differenz zwischen Luft- und Feuchttemperatur der Zuluft von $11,2 \text{ }^\circ\text{C}$, so daß sich ein Befeuchtungskoeffizient $\eta \approx 0,63$ ergibt.

Verdunstungskühler sind von vielen Einflußgrößen abhängig, von denen als wichtigste genannt seien [3]:

- das Verhältnis der Massenströme von Wasser und Luft, die Wasser/Luft-Zahl $\epsilon = \dot{m}_W / \dot{m}_L$,
- die Größe der Wärme- und Stoffaustauschfläche und damit das Tropfengrößenspektrum und
- die Wärme- und Stoffübergangsverhältnisse, gekennzeichnet durch die Relativgeschwindigkeit zwischen Wassertropfen und Luft.

Bei dem untersuchten Naßkühler war die Möglichkeit zur Variation aller dieser Einflußgrößen nicht gegeben, z.B. war eine Veränderung des Befeuchtungskoeffizienten über eine Änderung des Wassermassenstroms nicht möglich. Lediglich der Luftvolumenstrom konnte in zwei Stufen eingestellt werden. Um die maximale Leistung zu ermitteln, wurde allerdings nur die größere Stufe gewählt, bei der sich mit einem Luftvolumenstrom von etwa $1000 \text{ m}^3/\text{h}$ und einem Wassermassenstrom von ca. 54 kg/h eine Wasser/Luft-Zahl $\epsilon \approx 0,045$ ergab.

Als Ergebnis ist in **Bild 4** der adiabate Befeuchtungskoeffizient über der maximal möglichen Temperaturabnahme, der psychrometrischen Temperaturdifferenz $\Delta \vartheta_F = (\vartheta_E - \vartheta_F)$, aufgetragen. Über den gesamten untersuchten Bereich der psychrometrischen Temperaturdifferenz zwischen 5 und etwa $12 \text{ }^\circ\text{C}$ liegt der Befeuchtungskoeffizient zwischen $0,6$ und $0,68$, so daß im Mittel ein Wert von $0,64$ realistisch sein dürfte.

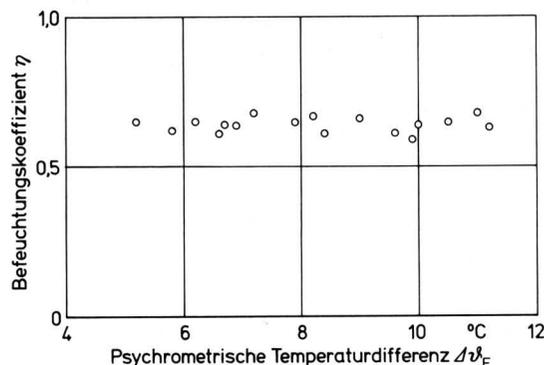


Bild 4. Befeuchtungskoeffizient eines Verdunstungskühlers in Abhängigkeit von der psychrometrischen Temperaturdifferenz.

5. Meteorologische Bedingungen für den Einsatz der Verdunstungskühlung

Neben der Effektivität des Verdunstungskühlers selbst ist es vornehmlich der physikalische Zustand der Außenluft, von dem die Einsatzmöglichkeit dieser Kühler zur Kabinenklimatisierung abhängt. Dabei interessiert am betreffenden Einsatzort das Sättigungsdefizit der Außenluft, ausgedrückt durch die Häufigkeit bestimmter Temperaturdifferenzen zwischen trockenem und feuchtem Thermometer.

Zur Analyse wurde dabei auf Meßwerte verschiedener Wetterstationen zurückgegriffen. Anhand einer sechsjährigen Stichprobe für drei verschiedene Orte in der Bundesrepublik Deutschland, nämlich Braunschweig, Münster und Weihenstephan, läßt sich beispielsweise erkennen, daß bei der zweidimensionalen Häufigkeitsverteilung ϑ_F über ϑ_L keine gravierenden Unterschiede gegeben sind [8]. Somit dürfte es zulässig sein, im folgenden nur die Häufigkeitsverteilung eines Ortes zu betrachten: **Bild 5** enthält aus dieser Stichprobe die zweidimensionale Häufigkeitsverteilung der Lufttemperaturen ϑ_L und Feuchttemperaturen ϑ_F für Braunschweig. Die einzelnen Temperaturintervalle, d.h. Klassenbreiten, betragen $1 \text{ }^\circ\text{C}$. Die angegebenen Werte beschränken sich hier auf die Monate Mai bis September und wegen der starken Sonneneinstrahlung in die Kabine ab 10.00 Uhr auf stündliche Werte zwischen 10.00 und 17.00 Uhr. Ergänzend zu den Zahlen sind auf der rechten Seite des Bildes noch die rel. Häufigkeit der Feuchttemperaturen und am oberen Rand die rel. Häufigkeit der auftretenden Lufttemperaturen aufgetragen. Der diagonale Verlauf der Zahlenreihe erklärt sich aus der Tatsache, daß die Feuchttemperatur entweder gleich oder niedriger ist als die zugehörige Lufttemperatur.

Für den Braunschweiger Raum läßt sich aus dieser Verteilung beispielsweise ablesen, daß in dem schraffierten Klassenintervall der Lufttemperatur mit der Klassenmitte von $25,5 \text{ }^\circ\text{C}$ Feuchttemperaturen von $13,5$ bis $20,5 \text{ }^\circ\text{C}$ auftreten können, ebenfalls beschrieben durch die Klassenmitte. Die psychrometrische Temperaturdifferenz $\Delta \vartheta_F = \vartheta_E - \vartheta_F$ reicht also von 5 bis $12 \text{ }^\circ\text{C}$.

Nach einer theoretischen Überlegung ist bei Außenlufttemperaturen von etwa $18 \text{ }^\circ\text{C}$ ab in Fahrerkabinen eine behagliche Lufttemperatur unter $25 \text{ }^\circ\text{C}$ nicht mehr zu gewährleisten [8], wenn die Kabine mit etwa $300 \text{ m}^3/\text{h}$ belüftet wird. Nach **Bild 5** liegen im

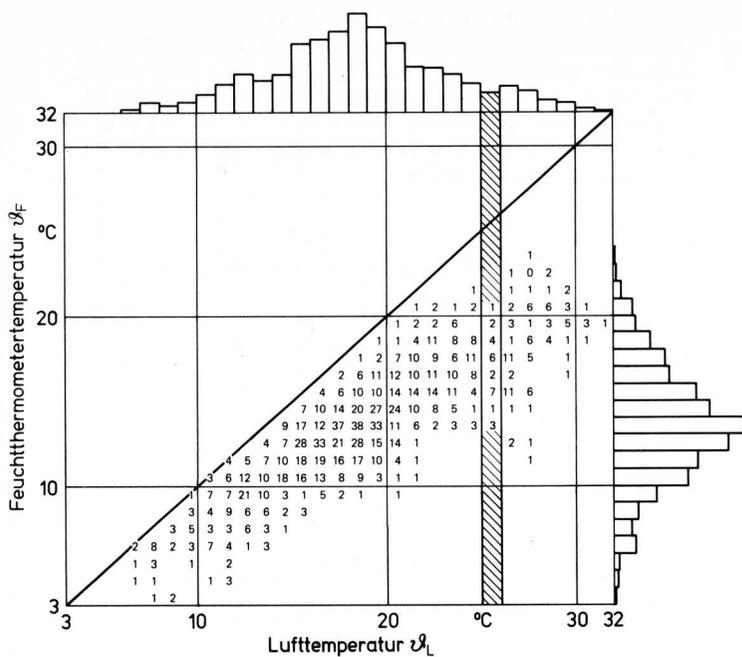


Bild 5. Zweidimensionale Häufigkeitsverteilung von Feuchtttemperatur- und Lufttemperatur; Angaben für Braunschweig in Stunden für die Zeit von 10.00 bis 17.00 Uhr der Monate Mai bis September. Rechts an der Ordinate die Verteilung der relativen Häufigkeit der Feuchtttemperaturtemperatur, oben die Verteilung der rel. Häufigkeit der Lufttemperatur.

ausgewerteten Bereich 55 % der Außenlufttemperaturen oberhalb 18 °C, so daß nach dieser Rechnung doch immerhin für die Dauer von fast drei Monaten zwischen 10.00 und 17.00 Uhr eine Kühlung der Fahrerkabine notwendig ist.

Sieht man von den nach Bild 5 nur ein- oder zweimal auftretenden Feuchtttemperaturwerten ab, dann können mit einem Befeuchungskoeffizienten $\eta = 0,64$ und den aus Bild 5 abzuleitenden psychrometrischen Temperaturdifferenzen für die verschiedenen Klassenmitten die in Tafel 1 aufgeführten Temperaturen und relativen Luftfeuchten am Kühleraustritt erreicht werden.

Wie aus Tafel 1 zu entnehmen ist, liegen die Lufttemperaturen am Austritt des Kühlers (zugleich Zulufttemperatur beim Eintritt in die Kabine) sämtlich unterhalb der oben genannten Grenze von 25 °C. Mit zunehmender Außenlufttemperatur kommen sie diesem Wert sehr nah. Die rel. Luftfeuchte nimmt Werte bis zu 90 % an, so daß ihr Einfluß auf die Behaglichkeit und das Wohlbefinden des Fahrers entscheidend werden dürfte.

6. Kühlleistung in Fahrerkabine

Bei Verdunstungskühlern wird die eigentliche Kühleinrichtung auf dem Kabinendach angebracht, während der Wasserbehälter an einem geschützten Ort in oder außerhalb der Kabine installiert wird, Bild 6. Bei dem großen Luftvolumenstrom von etwa 1000 m³/h für den Verdunstungskühler ist eine halbwegs zufriedenstellende Verteilung der Luft, vor allem in kleineren Kabinen, recht schwierig.

In der Kabine stellen sich bei eingeschaltetem Verdunstungskühler vom Außenluftzustand abhängige Klimabedingungen ein. Bild 7 zeigt z.B. die Temperaturen und die rel. Luftfeuchte in zwei nebeneinander aufgestellten Kabinen gleicher Bauart, von denen die eine, Kabine A, mit einem Verdunstungskühler ausgerüstet war, während die andere, Kabine B, als Vergleichskabine bzw. Bezugssystem verwendet wurde. Die Meßwerte wurden in Kopfhöhe des Fahrers aufgenommen.

Außenluftzustand			Kühleraustritt	
Temperatur $t_L = t_E$ °C	psychrom. Temp.-diff. Δt_F °C	relative Luftfeuchte φ %	Temperatur t_A °C	relative Luftfeuchte φ %
18,5	2– 8	80–35	17,2–13,4	95–70
19,5	3– 9	75–30	17,6–13,7	90–65
20,5	3– 9	75–35	18,6–14,7	90–70
21,5	3– 8	75–40	19,6–16,4	90–75
22,5	4– 8	70–40	19,9–17,4	90–75
23,5	4–10	70–30	20,9–17,1	90–70
24,5	4–11	65–30	21,9–18,5	90–65
25,5	6–12	60–25	21,7–17,8	85–65
26,5	7–11	55–30	22,0–19,5	80–65
27,5	7–12	55–25	23,0–19,8	80–65
28,5	8–10	50–35	23,4–22,1	80–70
29,5	8–10	50–40	24,4–23,1	80–75
30,5	11	35	23,5	70
31,5	12	30	23,8	70

Tafel 1. Zustände der Außenluft und der Luft nach Durchgang durch den Verdunstungskühler für einen psychrometrischen Befeuchungskoeffizienten $\gamma = 0,64$.

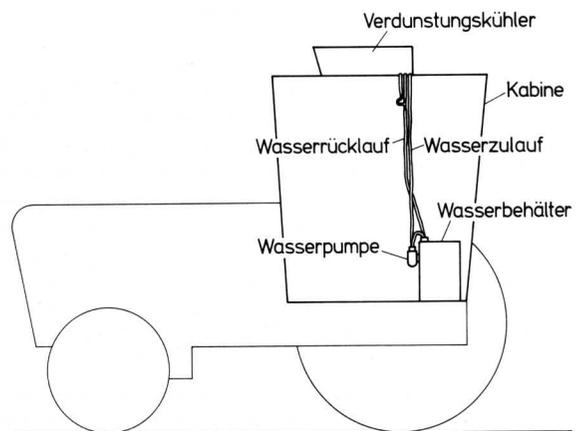


Bild 6. Anordnung eines Verdunstungskühlers an der Schlepperkabine.

Allein als Folge der Sonneneinstrahlung steigt die Lufttemperatur in beiden Kabinen auf Werte über 35 °C an (bis zu 13 °C über Außenlufttemperatur). Die Zwangsbelüftung der Kabine A senkt trotz des sehr hohen Luftdurchsatzes die Lufttemperatur nur um etwa 4,3 °C (auf 9 °C über Außenlufttemperatur). Daran ist deutlich abzusehen, daß auch durch Zufuhr großer Mengen von Außenluft keine wesentliche Senkung der Kabinenlufttemperatur erreichbar ist.

Die Verdunstungskühlung der zugeführten Außenluft vergrößert die Differenz zwischen den Lufttemperaturen der beiden Kabinen auf im Mittel etwa 8,7 °C. In der mit dem Verdunstungskühler ausgerüsteten Kabine A liegt die Lufttemperatur damit noch etwa 2 °C über der Außenlufttemperatur.

Erreicht wird diese Temperaturabnahme bei einer psychrometrischen Temperaturdifferenz der Außenluft von 9,5 °C. In der Kabine ergibt sich eine erhöhte Feuchtttemperatur, so daß dort die Differenz zwischen Luft- und Feuchtttemperatur nur 6 °C beträgt. Bei einer Lufttemperatur von 27 °C in Kabine A entspricht dies einer rel. Luftfeuchte von etwa 56 %, wie dem unteren Teil von Bild 7 zu entnehmen ist.

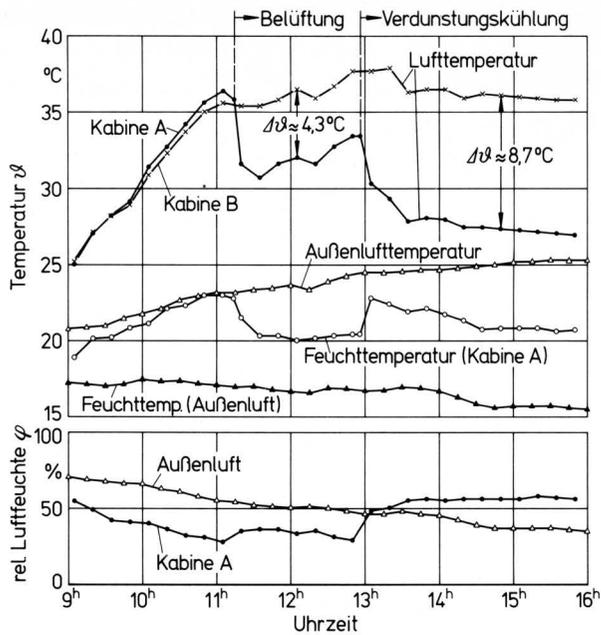


Bild 7. Temperatur- und Feuchteverlauf in zwei geschlossenen Kabinen gleicher Bauart; Kabine A belüftet bzw. gekühlt.

Ein Verdunstungskühler kann unter geeigneten Bedingungen einer Kompressor-Kühlanlage gleichwertig, bei unzureichender Auslegung der letzteren, auch überlegen sein, **Bild 8**. Hier sind wiederum die Lufttemperaturen in Kopfhöhe des Fahrers im Vergleich mit der Außenlufttemperatur aufgetragen. Obwohl es sich hier um zwei verschiedene Kabinen handelt, deren Vergleich nur begrenzt zulässig ist, weicht die Temperaturzunahme infolge der Sonneneinstrahlung in den beiden Kabinen nicht stark voneinander ab. Beispielsweise ist ohne Kühlung und Belüftung die Lufttemperatur in Kabine C nach 13.00 Uhr normalerweise nur um 2 °C höher als in Kabine A [1].

In beiden Kabinen steigen bei einer globalen Bestrahlungsstärke von ungefähr 0,6 kW/m² die Lufttemperaturen auf über 40 °C an.

Die Belüftung der Kabine A mit einem Zuluftstrom von etwa 1000 m³/h läßt die Temperatur auf 34 °C absinken, während in Kabine C bei einem Zuluftstrom von knapp 200 m³/h die Lufttemperatur nur zeitweise deutlich unter 40 °C fällt. Durch die Verdunstungskühlung der Zuluft werden in Kabine A Temperaturen um 29 °C erreicht (5 °C über Außenlufttemperatur). Die Kompressor-Kühlanlage schafft in Kabine C Werte um 30 °C. Bedenkt man die bereits erwähnte etwas größere Sonneneinstrahlung in Kabine C nach 13.00 Uhr, dann ist die Kühlleistung beider Anlagen bei dem sehr unterschiedlichen Luftdurchsatz als gleich anzusehen. Ein Vergleich der beiden verschiedenen Kühlanlagen darf aber die prinzipiellen Unterschiede der beiden Kühlverfahren nicht außer acht lassen. Während für den Verdunstungskühler aufgrund der physikalischen Gegebenheiten eine wesentliche Steigerung nicht möglich ist, läßt sich für die Kompressor-Kühlanlage durch entsprechende Dimensionierung eine weitere Leistungssteigerung erreichen.

Nach **Bild 9** wird durch die Verdunstungskühlung die relative Luftfeuchte in Kabine A auf etwa 55 % erhöht, die Feuchtthermometertemperatur steigt auf etwa 23 °C an, bei $\vartheta_F = 17$ °C in der Außenluft und $\vartheta_F = 21$ °C in der belüfteten Kabine. Die Feuchtezunahme ist damit etwas höher als im Beispiel nach **Bild 7**.

Die Temperaturabnahme im Verdunstungskühler selbst beträgt etwa 6 °C, **Bild 10**. Die Kabinenzuluft hat damit etwa die gleiche Temperatur wie die Außenluft, da die vom Kühler angesaugte Frischluft zunächst eine weit höhere Temperatur als die Außenluft hat. Begründet ist dies im konstruktiven Aufbau und der Anordnung des Verdunstungskühlers, siehe **Bild 6**. Der auf dem Dach

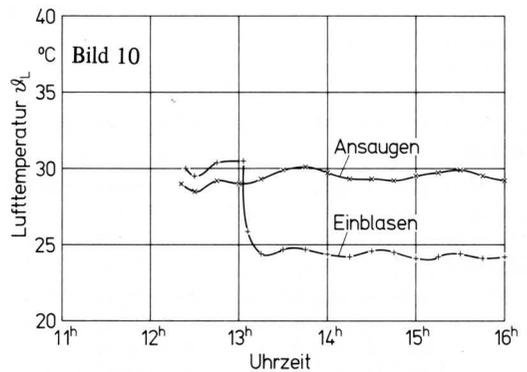
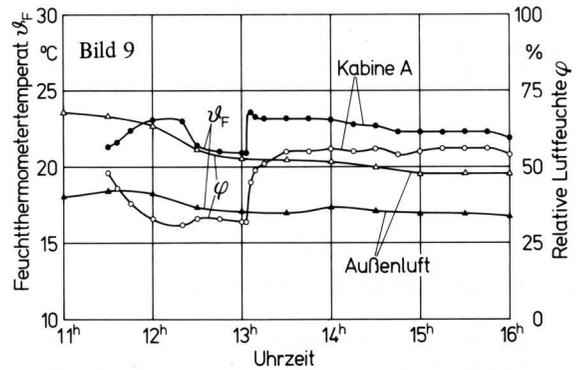
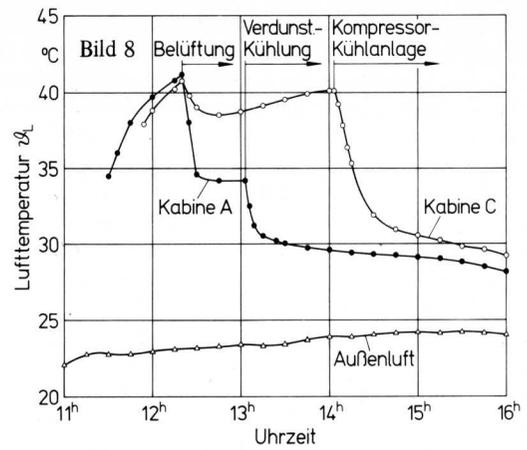


Bild 8 bis 10. Verlauf von Temperatur und Feuchte in zwei geschlossenen Kabinen bei Lüftung bzw. Kühlung.

Bild 8: Temperaturverlauf

Bild 9: Feuchtthermometertemperatur und rel. Feuchte in Kabine A im Vergleich mit der Außenluft

Bild 10: Verlauf der Lufttemperatur am Eintritt (Ansaugen) und am Austritt (Einblasen) des Verdunstungskühlers

montierte Verdunstungskühler saugt die Außenluft von vorn und hinten über die Dachfläche an. Infolge der direkten und diffusen Sonnenstrahlung heizt sich die Dachfläche je nach Absorptionsgrad und Sonnenhöhe auf, wobei durchaus Oberflächentemperaturen bis 90 °C auftreten können. Durch Konvektion wird ein Teil dieser Wärme wieder an die in den Verdunstungskühler eintretende Außenluft abgegeben. Der Einfluß der Sonnenstrahlung ist beispielsweise auch an der Ansaug- und Zulufttemperatur während der reinen Belüftungsphase zu erkennen, wo die Einblasketemperatur noch um bis zu 1,5 °C über der Ansaugtemperatur liegt. Bei einem Luftdurchsatz von 1000 m³/h entspricht dies einem aufgenommenen Wärmestrom von fast 0,5 kW. Nimmt man an, daß die vom Lüftermotor aufgenommene Leistung von etwa 0,2 kW vollständig an den Luftstrom abgegeben wird, so verbleibt

immer noch ein Wärmestrom von 0,3 kW, der aufgrund der Sonnenstrahlung über das Kühlergehäuse eindringt, obgleich der Deckel des Verdunstungskühlers aus Aluminium mit dem bekanntlich hohen Reflexions- und dementsprechend kleinen Absorptionsgrad gefertigt ist.

Diese Temperaturerhöhungen am Ein- und Auslaß des Naßkühlers wären nur durch konstruktive Maßnahmen zu verhindern. Bei Schleppern sind konstruktive Änderungen allerdings weniger erfolgversprechend als z.B. bei Mähreschern, da wegen des Wärmestroms vom Motor- und Getrieberaum um Schlepperkabinen immer ein Feld erhöhter Temperaturen vorhanden ist [1].

Probleme ergeben sich bei der Verdunstungskühlung auch aus dem großen Luftdurchsatz. Dieser führt zu einem über 300fachen Luftwechsel und damit relativ hohen Luftgeschwindigkeiten in der Kabine. Im Bereich des Fahrersitzes treten dabei Luftgeschwindigkeiten über 1,5 m/s auf und erreichen an einigen Stellen 2,0 m/s. Durch die Einstellung der Verteilerdüsen ist eine begrenzte Einflußmöglichkeit gegeben.

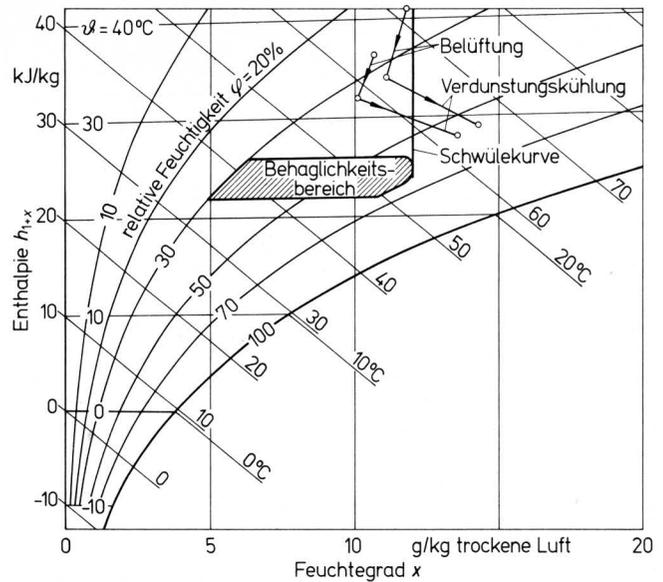


Bild 11. Mollier-h,x-Diagramm mit Behaglichkeitsbereich und Zustandsänderungen der Kabinenluft bei Belüftung und Verdunstungskühlung.

7. Bewertung des Luftzustandes

In zahlreichen Veröffentlichungen [z.B. 9, 10] sind die Luftzustände abgegrenzt worden, bei denen die Wärmeproduktion des menschlichen Körpers, die in erster Linie von der Schwere der geleisteten körperlichen Arbeit abhängt, und die Wärmeabgabe des Menschen, die vornehmlich durch das Umgebungsklima bestimmt wird, sich entsprechen. Diese Klimazustände werden als behaglich empfunden. In der Regel stimmen die beiden Größen jedoch nicht überein.

Die wirksamste physiologische Reaktion zur Temperaturregulation in warmer Umgebung ist die Bildung und Verdunstung von Schweiß. Während die Menge des gebildeten Schweißes von physiologischen Regelmechanismen bestimmt wird, hängt die Menge des verdunsteten Schweißes, und damit die eigentliche Kühlwirkung, hauptsächlich von den klimatischen Faktoren ab. Luft mit hoher Feuchtigkeit schränkt deshalb die Möglichkeit der Schweißabgabe und damit diese Art der Temperaturregulation ein. Hohe relative Luftfeuchten sind besonders problematisch bei sehr niedrigen Luftgeschwindigkeiten. Da nämlich mit zunehmender Luftbewegung die Wärmeabgabe des Körpers durch Konvektion größer wird, nimmt die Notwendigkeit, Wärme durch Schweißverdunstung abzugeben, um so mehr ab, je stärker die Luft bewegt ist [11].

Die Anwendung der Verdunstungskühlung setzt deshalb voraus, einen Anstieg der relativen Luftfeuchtigkeit bis nahe an die Sättigungsgrenze zu vermeiden und für eine wirksame Luftbewegung zu sorgen. Unter diesen Bedingungen sind dann Luftgeschwindigkeiten bis 1,5 m/s durchaus zulässig [12, 13/]

Bild 11 enthält in diesem Zusammenhang im h,x-Diagramm den Behaglichkeitsbereich nach DIN 1946 [14], gültig für leicht bekleidete Personen ohne körperliche Arbeit bei ruhender Luft. Körperliche Arbeit bringt eine Verschiebung des Behaglichkeitsbereiches zu niedrigeren Temperaturen, während die Zunahme der Luftgeschwindigkeit höhere Lufttemperaturen erträglich werden läßt [9]. Insofern mag der eingezeichnete Behaglichkeitsbereich als Anhaltswert für die Bewertung des Luftzustandes in Kabinen dienen.

Die Luftzustandsveränderungen in Kabine A aufgrund der Zwangsbelüftung und der Verdunstungskühlung für die Beispiele nach Bild 7 und Bild 8 bis 10 können ebenfalls dem h,x-Diagramm entnommen werden. Weder durch die Belüftung noch durch die Verdunstungskühlung wird der Bereich der behaglichen Luftzustände erreicht.

Einen wesentlichen Belastungsfaktor stellt die Tätigkeit dar. Hohe Klimabelastungen können bei leichter Arbeit noch zumutbar sein, während sie bei schwerer körperlicher Arbeit bereits unzumutbare Auswirkungen haben können. Geht man von einem Wärmeabgabevermögen des Fahrers von etwa 100–120 W/m² aus [14], dann liegen nach zahlreichen Untersuchungen für Bergleute [u.a. 13, 15] die Luftzustände in Kabine A jedoch noch weit unterhalb der zumutbaren, warmen Klimabedingungen und somit in dem Bereich, dessen Bedingungen nicht mehr behaglich sind, aber auch keine extremen Belastungen verursachen. Andererseits sind in der Kabine auch ohne die Feuchtigkeitsabgabe des Fahrers schon Luftzustände erreicht, die knapp über der ebenfalls eingezeichneten Schwülekurve für einen normal gekleideten, ruhenden Menschen liegen [16]. Wie weit deshalb eine vorzeitige Ermüdung oder Herabsetzung der Leistungsfähigkeit des Fahrers bewirkt wird, kann nach den derzeitigen Erkenntnissen kaum beurteilt werden.

8. Zusammenfassung

Aufgrund von Meßergebnissen sowie der gegebenen meteorologischen Daten für die drei Wetterstationen Braunschweig, Münster und Weihenstephan läßt sich folgern, daß die Verdunstungskühlung gegenüber der Zwangsbelüftung zwar eine gewisse Temperaturabnahme in Kabinen bringt, daß aber eine große Effektivität nicht zu erwarten ist und in den häufigsten Fällen ein behaglicher Zustand nicht erreicht wird.

Entscheidend für die Einsatzmöglichkeit eines Verdunstungskühlers ist die am Einsatzort vorhandene psychrometrische Temperaturdifferenz der Außenluft. Der wesentliche Vorteil von Kälteanlagen gegenüber Naßkühlern besteht darin, daß ihre Wirkung weitgehend unabhängig von der Luftfeuchte ist, daß sie die Luft kühlen und ggf. gleichzeitig entfeuchten. Somit ist bei den hier herrschenden außenklimatischen Bedingungen der Einsatz eines Verdunstungskühlers nur bedingt als Alternative empfehlenswert. Für besondere Feldarbeiten, bei denen, wie z.B. beim Mähdrusch, im allgemeinen eine relativ große psychrometrische Temperaturdifferenz der Außenluft besteht, kann diese Möglichkeit der Kabinenkühlung aber in Erwägung gezogen werden.

Schrifttum

- [1] *Batel, W., J. Janssen u. R. Möller:* Klimabelastung auf Schleppern und Mähreschern und Maßnahmen zur Klimagegestaltung. Landbauforschung Völkenrode, Sonderheft Nr. 49 (1980) S. 157/70.
- [2] *Häußler, W.:* Zustandsänderungen in der Sprühkammer einer Klimaanlage. Kältetechn.-Klimat. Bd. 18 (1966) Nr. 3, S. 116/21.
- [3] *Moog, W.:* Analyse der physikalischen Vorgänge im Düsenkammer-Luftbefeuchter. Heiz.-Lüft.-Haust. Bd. 27 (1976) Nr. 7, S. 235/40 und Nr. 8, S. 294/98.
- [4] *Wittorf, H.:* Wärme- und Stoffaustausch im Luftwäscher – Möglichkeiten der Berechnung. Kältetechn.-Klimat. Bd. 22 (1970) Nr. 5, S. 153/61.
- [5] Prospekt der Fa. KIBA Klimatechnik.
- [6] *Häußler, W.:* Das Mollier i,x-Diagramm für feuchte Luft und seine technischen Anwendungen. Dresden/Leipzig: Theodor Steinkopff 1960.
- [7] *Bosnjakovic, F.:* Technische Thermodynamik II. Dresden/Leipzig: Theodor Steinkopff 1965.
- [8] *Janssen, J. u. F. Schoedder:* Ableitung von Luftzustandsgrößen aus meteorologischen Daten. Grndl. Landtechnik Bd. 30 (1980) Nr. 3, S. 81/90.
- [9] *Wenzel, H.G.:* Temperaturregulation des Menschen bei körperlicher Arbeit unter verschiedenen klimatischen Bedingungen. Kältetechnik Bd. 13 (1961) Nr. 1, S. 17/27.
- [10] *Fanger, P.O.:* Thermal comfort. New York: McGraw-Hill 1973.
- [11] *Seifert, R.:* Der Wärmeaustausch durch die schweißbedeckte Haut bei Umgebungstemperaturen oberhalb der Hauttemperatur. Forschungsbericht des Landes Nordrhein-Westfalen Nr. 1604, Köln/Opladen: Westdeutscher Verlag 1965.
- [12] *Crow, L.W.:* Weather data related to evaporative cooling. ASHRAE J. Bd. 14 (1972) Nr. 6, S. 60/68.
- [13] *Schulze Temming Hanhoff, J.:* Klimatische und physiologische Grundlagen und Untersuchungen über die Grenze zumutbarer Klimabedingungen bei körperlicher Arbeit im Steinkohlenbergbau. Diss. RWTH Aachen 1968.
- [14] DIN 1946, Blatt 1/3: Lüftungstechnische Anlagen. Berlin/Köln: Beuth-Vertr. 1962.
- [15] *Wenzel, H.G.:* Die Einwirkung des Klimas auf den arbeitenden Menschen. Heiz.-Lüft.-Haustechn. Bd. 13 (1962) Nr. 11, S. 349/59.
- [16] *Recknagel/Sprenger:* Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik. München/Wien: Oldenbourg 1979.

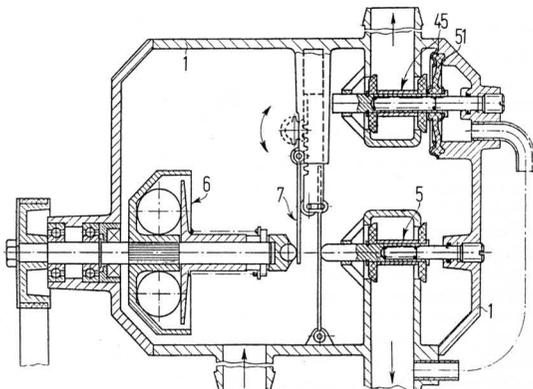
Auszüge aus wichtigen Patent-Auslegeschriften

Int. Cl.²: A 01 M 7/00
Auslegeschrift 26 06 608
Anmeldetag: 19.2.1976
Bekanntmachungstag: 18.11.1976

Vorrichtung zur Dosierung der Austragmenge von Flüssigkeiten abgebenden fahrbaren Einrichtungen

Anmelder: ALTEK-Gesellschaft für Allgemeine Landtechnik mbH, 7407 Rottenburg-Hailfingen

Die Erfindung betrifft eine Vorrichtung zur Dosierung der Austragmenge von Flüssigkeiten abgebenden fahrbaren Einrichtungen, insbesondere von Spritzeinrichtungen für landwirtschaftliche Bodenbehandlung, bei der ein die Austragmenge bestimmendes Drosselventil an dem mit der Austrageinrichtung verbundenen Auslaß eines von der Flüssigkeit durchströmten Gehäuses vorgesehen ist, wobei das Drosselventil von einer fahrgeschwindigkeitsabhängigen Verstelleinrichtung und über eine Rückkopplung abhängig von der erreichten Austragmenge betätigbar ist, dadurch gekennzeichnet, daß als Verstelleinrichtung ein Fliehkraftregler (6) dient, der über eine Hebelübersetzung (7) unmittelbar auf das Drosselventil (5) wirkt, und daß als Rückkopplung eine Vergleichseinrichtung (51, 45) vorgesehen ist, die abhängig von der Differenz des Druckes in der Austrageinrichtung und im Gehäuse ein Auslaßventil (45) am Gehäuse (1) betätigt.



Int. Cl.²: A 01 M 7-00
Auslegeschrift 21 65 631
Anmeldetag: 30.12.71
Bekanntmachungstag: 3.7.75
Unionspriorität: 8.1.71 (Israel) 35965

Spritzvorrichtung für landwirtschaftliche Zwecke

Anmelder: Resses, Ltd., Tel-Aviv (Israel)

Die Erfindung betrifft ein fahrbares Gerät zum Versprühen von Chemikallösungen zur Behandlung von Bäumen, Büschen und ähnlichen Pflanzen mit einem Flüssigkeitstank, einer Pumpe und an einem Tragrohr angeordneten Sprühdüsen, die jeweils zu mehreren an vom Tragrohr abstehenden und in ihrer Neigung einstellbaren Haltearmen angeordnet sind und umlaufen, dadurch gekennzeichnet, daß die Sprühdüsen (9) in an sich bekannter Weise an einem Düsenstock (8) sitzen und durch Rückstoßkräfte um eine Halterung (7) in Umlauf versetzt werden, die jeweils an einem Haltearm (6) verstellbar (7') angeordnet ist.

