

UNTERSUCHUNG DER MÖGLICHKEITEN FÜR DIE KÜHLUNG, ERWÄRMUNG UND BEFEUCHTUNG DER LUFT IN AUTOBUSSEN*

Von

L. LÁNG und J. MENYHÁRT

Lehrstuhl für Wärmekraftmaschinen und Lehrstuhl für Heizung, Lüftung und Bauinstallation,
Technische Universität, Budapest

(Eingegangen am 7. November 1963)

Das Bestreben, die Fahrgasträume von Kraftfahrzeugen zu klimatisieren, macht sich allenthalben in der Welt geltend. Schon vor dem zweiten Weltkrieg wurden Versuche zur vollständigen Klimatisierung von Autobussen vorgenommen, Erfolge auf diesem Gebiete konnten jedoch erst im letzten Jahrzehnt erzielt werden. Heute werden Autobusse mit vollständiger oder teilweiser Klimatisierung in mehreren Ländern hergestellt, und neuestens wird auch die Klimatisierung oder doch wenigstens eine gewisse Kühlung der Luft in Personenkraftfahrzeugen gefordert.

Die Klimatisierung des Kraftfahrzeuges stellt die Fachleute vor schwere Aufgaben. Die Kraftfahrzeugkonstrukteure sind bestrebt, das Gewicht und den Materialanspruch des Wagenkastens und Motors zu vermindern. Der Einbau einer — aus traditionellen und auch gegenwärtig allgemein gebauten Elementen hergestellten — Klimaanlage würde aber das Gewicht erhöhen und die Größe des nützlichen Innenraums vermindern.

Deshalb kann die Klimatisierung von Kraftfahrzeugen durch Anlagen, wie sie für die Klimatisierung von Gebäuden gebaut werden, wirtschaftlich nicht gelöst werden. Vor allem bedarf es der Ausbildung und des Baues neuer, den Ansprüchen der Kraftfahrzeuge entsprechender Elemente für Klimaanlagen (Ventilator, Lufterhitzer, Kühlkompressor usw.). Ausländische Firmen, die die Klimatisierung von Autobussen bereits gelöst haben, benutzen hierzu spezielle, den Ansprüchen des Kraftfahrzeugbaues angepaßte Klimaanlagen.

Im Auftrage der Karosserie- und Kraftfahrzeugfabrik »Ikarus« haben wir die Möglichkeiten der Klimatisierung verschiedener Kraftfahrzeuge (PKW, Autobus, LKW, Werkstattkraftwagen, Kühlkraftwagen usw.) untersucht, wobei zur Bedingung gestellt war, daß nur einheimische und aus den Freundesländern des Rates für Gegenseitige Wirtschaftshilfe stammende Einrichtungselemente benützt werden dürfen. Die Ergebnisse unserer Untersuchungen

* Prämierter Beitrag zu einem Preisausschreiben der Budapester Technischen Universität.

faßten wir in einer Abhandlung zusammen, aus der wir in diesem Artikel die auf die Klimatisierung von Autobussen bezüglichen Daten besprechen.

*

Unserer Untersuchung über die Klimatisierung von Autobussen legten wir die in naher Zukunft herzustellenden Wagentypen zu Grunde. Die erforderlichen Ausgangsdaten finden sich in Tabelle 1.

Tabelle 1

Ordnungszahl	Benennung	Dach- bzw. Bodenfläche m ²	Seitenfläche m ²	Fensterfläche m ²	Zahl der Fahrgäste	Innenraumgehalt m ²	Typus der Klimaanlage
1	<i>Kleinomnibusse</i> für d. innerstädt. Verkehr	16,1	37,2	11	40	28	B
2		16,1	37,2	11	35		B
3		16,1	37,2	11	24		A
4		16,1	37,2	14*	20		A
5	<i>Omnibusse</i>	21,2	44,0	15	65	37,5	B
6		21,2	44,0	15	55		B
7		21,2	44,0	15	32		A
8		21,2	44,0	15*	32		A
9	<i>Mittlere Omnibusse</i>	23,8	50,5	12	90	43	B
10		23,8	50,5	12	80		B
11		23,8	50,5	12	36		A
12		23,8	50,5	12*	36		A
13	<i>Großomnibusse</i>	27,5	56,7	20	105	50	B
14		27,5	56,7	20	95		B
15		27,5	56,7	16	44		A
16		27,5	56,7	25*	36		A
17	<i>Gelenkonnibusse</i>	41,2	79,7	23	165	80	B
18		41,2	79,7	23	120		B

* Doppelte Glasscheiben

Für Autobusse haben wir zweierlei Klimaanlagen entworfen.

Typus A) Die Klimaanlage hält — unabhängig von den äußeren Witterungsverhältnissen — die Innentemperatur und die Luftfeuchte im Wagen auf folgenden Werten:

a) im Sommer: Innentemperatur $t_i = 25$ °C; relative Luftfeuchte $\varphi_i = 50\%$.

b) im Winter: Innentemperatur $t_i = 20 \text{ }^\circ\text{C}$; relative Luftfeuchte $\varphi_i = 50\%$.

Typus B) Die Klimaanlage hält folgende Temperatur- und Luftfeuchte-werte konstant:

a) im Sommer: Innentemperatur $t_i = t_a - 10 \text{ }^\circ\text{C}$, wenn t_a die Temperatur der Außenluft bezeichnet, relative Luftfeuchte $\varphi_i = 50\%$.

b) im Winter: Innentemperatur $t_i = 12 \text{ }^\circ\text{C}$; relative Luftfeuchte $\varphi_i = 50\%$.

Bei beiden Lösungen rechneten wir je Fahrgast für den Sommer mit $90 \text{ m}^3/\text{h}$, für den Winter mit $60 \text{ m}^3/\text{h}$ Zuluft, u. zw. bei einem Frischluftanteil von $30 \text{ m}^3/\text{h}$ im Sommer bzw. $20 \text{ m}^3/\text{h}$ im Winter je Fahrgast.

Die in Ungarn und in den anderen Ländern des RGW gebauten Autobusse gelangen in alle Welt. Klimaanlage, die geeignet wären, vom Äquator bis zum Nordpol entsprechende Innenzustände zu sichern, kommen wegen des großen Raumbedarfes und Gewichtes nicht in Frage. Abgesehen von der Sowjetunion ist es auch nicht wahrscheinlich, daß die Kraftfahrzeuge innerhalb solch großer Gebiete benützt werden. Ebendeshalb haben wir das in Frage kommende Klimagebiet in vier Zonen aufgeteilt (siehe Tabelle 2) und für jede derselben eigene Klimaanlage vorgeschlagen.

Tabelle 2

Zone	Die der Messung zugrunde liegende Außentemperatur und Luftfeuchte		Ein-atzgebiet	Die innerhalb der Zone notwendige Anlage
	im Winter	im Sommer		
Zone I bis 75° n. Br.	$t_a = -45 \text{ }^\circ\text{C}$	$t_a = +20 \text{ }^\circ\text{C}$	SU	nur Ventilations-luftheizung
Zone II bis 60° n. Br.	$t_a = -30 \text{ }^\circ\text{C}$	$t_a = +30 \text{ }^\circ\text{C}$ $a = 80\%$	SU	nur Ventilations-luftheizung
Zone III bis 45° n. Br.	$t_a = -15 \text{ }^\circ\text{C}$	$t_a = +35 \text{ }^\circ\text{C}$ $a = 60\%$	SU Korea Mongolei China, Ungarn, DDR Polen ČSR Rumänien Bulgarien Frankreich Spanien Jugoslawien Türkei	Klimaanlage
Zone IV bis 30° n. Br.	$t_a = 0 \text{ }^\circ\text{C}$	$t_a = +43 \text{ }^\circ\text{C}$ $a = 70\%$	VAR. Irak Sudan, Burma China, Indien	Klimaanlage

Die Berechnung des Wärmeverlustes bzw. -gewinnes erfolgte auf Grund der Vorentwürfe für die in Tabelle 1 angeführten Fahrzeuge, die uns vom Auftraggeber zur Verfügung gestellt worden waren.

Der Wärmeverlust bzw. -gewinn kann aus dem bekannten Zusammenhang

$$Q = k \cdot F(t_i - t_a) \text{ (kcal/h)} \quad (1)$$

berechnet werden, in welchem

k = der Wärmedurchlässigkeitsfaktor ($\text{kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$), der aus der bekannten Wandkonstruktion der Autobusse ermittelt wurde;

F = die Wand- bzw. Fensterfläche (m^2), durch die sich die Wärme entfernt bzw. einströmt;

t_i = die gewählte Innentemperatur ($^\circ\text{C}$) des Fahrgastraumes;

t_a = die der Außenbemessung zugrunde zu legende Außentemperatur ($^\circ\text{C}$).

Die durch Strahlung in den Fahrgastraum gelangende Wärme errechnet sich aus der Beziehung

$$Q_s = F \cdot k \left(\frac{A \cdot I}{a_a} + t_a - t_i \right) \text{ (kcal/h)} \quad (2)$$

in welchem

A = das Absorptionsfaktor der Wand (bzw. des Daches), der mit 0,7 angesetzt wurde;

a_a = Wärmeübertragungsfaktor der Außenseite ($\text{kcal/m}^2 \text{h} \text{ } ^\circ\text{C}$) bei einer Fahrzeuggeschwindigkeit von 120 km/h;

I = Intensität der Sonnenstrahlung, die mit folgenden Werten angesetzt wurde (Tabelle 3):

Tabelle 3

Breitengrad	30°	45°	60°	75°
$I_{\text{horizontal}}$ ($\text{kcal/m}^2\text{h}$)	855	800	690	500
I_{vertikal} ($\text{kcal/m}^2\text{h}$)	120	240	480	540

Die in der Gleichung (2) vorkommenden sonstigen Faktoren sind schon bekannt.

Aus den Zusammenhängen (1) und (2) bestimmten wir für jede Zone gesondert den Wärmeverlust bzw. -gewinn.

Die Daten für den Winterzustand sind in Tabelle 4 zusammengefaßt.

Tabelle 4

Laufende Nummer	Wärmeverlust (kcal/h)				Wärmeabgabe der Fahrgäste (kcal/h)	Die dem Innenraum zuzuführende Wärmemenge (kcal/h)				Feuchteabgabe der Fahrgäste (g/h)	Zuluftmenge (m ³ /h)	Frischluftmenge (m ³ /h)
	Z o n e					Z o n e						
	I	II	III	IV		I	II	III	IV			
1	7920	5830	3750	1668	4400	3520	1430	-650	-2732	1800	2400	800
2	7920	5830	3750	1668	3850	4070	1980	-100	-2182	1575	2100	700
3	9040	7000	4850	2780	2640	6400	4360	2210	140	1080	1440	480
4	9040	7000	4850	2780	2200	6840	4800	2650	580	900	1200	400
5	9860	7250	4670	2075	7150	2710	100	-2480	-5075	2925	3900	1300
6	9860	7250	4670	2075	6050	3810	1200	-1380	-3975	2475	3300	1100
7	11200	8640	6050	3460	3520	7680	5120	2530	-60	1440	1920	640
8	11200	8640	6050	3460	3520	7680	5120	2530	-60	1440	1920	640
9	11200	8240	5305	2360	9900	1300	-1660	-4595	-7540	4050	5400	1800
10	11200	8240	5305	2360	8800	2400	-560	-3495	-6440	3600	4800	1600
11	12750	9810	6860	3924	3960	8790	5850	2900	-36	1620	2160	720
12	12750	9810	6860	3924	3960	8790	5850	2900	-36	1620	2160	720
13	12750	9400	6040	2680	11550	1200	-2150	-5510	-8870	4725	6300	2100
14	12750	9400	6040	2680	10450	2300	-1050	-4410	-7770	4275	5700	1900
15	14530	11700	7830	4470	4840	9690	6860	2990	-370	1980	2640	880
16	14530	11700	7830	4470	3960	10570	7740	3870	510	1620	2160	720
17	18500	13620	8750	3895	18150	350	-4530	-9400	-14255	7425	9900	3300
18	18500	13620	8750	3895	13200	5350	420	-4450	-9305	5400	7200	2400

Die Transmissionswärmemengen im Sommer wurden anhand des folgenden Zusammenhangs analysiert:

$$Q_{ir} = (F - F_s) k (t_a - t_i) + F_s k \left(\frac{A \cdot I}{a_2} + t_a - t_i \right) + F'_{fe} [k_{fe}(t_a - t_i) + DI] + (F'_{fe} - F'_{ie}) k_{ie} (t_a - t_i) \quad (\text{kcal/h}).$$

Hier ist

- F = die den Fahrgastraum begrenzende Gesamtwandfläche (m^2);
- F_s = der der Sonnenstrahlung ausgesetzte Teil der Fahrgastraum-Begrenzungswände (m^2);
- F'_{ie} = die Gesamtfensterfläche (m^2);
- F'_{ie} = die der Sonnenstrahlung ausgesetzte Fensterfläche (m^2);
- k = der Wärmedurchlässigkeitsfaktor der Wandfläche ($\text{kcal}/\text{m}^2\text{h}^\circ\text{C}$);
- k_{ie} = der Wärmedurchlässigkeitsfaktor des Fensters ($\text{kcal}/\text{m}^2\text{h}^\circ\text{C}$).

Es wurden sodann für die Zonen II, III und IV gemäß Tabelle 2 die auf eine Fläche von 1 m^2 entfallenden spezifischen, d. h. die durch eine Fläche von 1 m^2 einströmenden Wärmemengen bestimmt. Die Ergebnisse sind in der Tabelle 5a zusammengefaßt.

Ausgangsdaten:

Wärmedurchlässigkeitsfaktor der Wand $k_{st} = 0,75$ ($\text{kcal}/\text{m}^2\text{h}^\circ\text{C}$), $k_{btw} = 0,8$ ($\text{kcal}/\text{m}^2 \text{h}^\circ\text{C}$)

Wärmedurchlässigkeitsfaktor eines einfach verglasten Fensters $k_{fest} = 6$ ($\text{kcal}/\text{m}^2 \text{h}^\circ\text{C}$), $k_{ietew} = 8,8$ ($\text{kcal}/\text{m}^2 \text{h}^\circ\text{C}$),

Wärmedurchlässigkeitsfaktor eines doppelt verglasten Fensters $k_{i_{s1}} = 2,5$ ($\text{kcal}/\text{m}^2 \text{h}^\circ\text{C}$), $k_{ibtew} = 2,9$ ($\text{kcal}/\text{m}^2 \text{h}^\circ\text{C}$),

Absorptionsfaktor der Wand $A = 0,7$,

Diffusionsfaktor des Fensters $D = 0,8$ Wärmeübertragungsfaktor der Außenseite $a_{ast} = 15$ ($\text{kcal}/\text{m}^2 \text{h}^\circ\text{C}$), $a_{abew} = 75$ ($\text{kcal}/\text{m}^2 \text{h}^\circ\text{C}$).

Die Daten über die Intensität der Sonnenstrahlung sind der Tabelle 3 zu entnehmen.

Aus den Daten der Tabelle 5a bestimmten wir die Transmissionswärme für die Sommerspitzenfälle (in den verschiedenen Klimazonen) gesondert für die einzelnen untersuchten Autobustypen. Bei den Berechnungen gingen wir von der Annahme aus, daß die Hälfte der Seitenwandfläche und die Hälfte der Fensterfläche von der Sonne bestrahlt wird. Desgleichen war angenommen worden, daß die Sonnenstrahlung auf die ganze besonnte halbe Seitenfläche senkrecht einfällt, es blieb also unberücksichtigt, daß nur ein Teil der als besonnt angenommenen Fläche eine senkrechte Strahlung erhält.

Die Ergebnisse gehen aus Tabelle 5b hervor.

Tabelle 5a

		Zone II		Zone III		Zone IV	
		stehend	fahrend	stehend	fahrend	stehend	fahrend
Dach	$t_i = 25\text{ °C}$	28,1	8,96	35,4	14	43,3	20,8
	$t_i = 38\text{ °C}$	—	—	—	—	37,4	14,4
Seitenwand besontnt	$t_i = 25\text{ °C}$	20,6	7,6	15,9	9,8	17,7	15,25
	$t_i = 33\text{ °C}$	—	—	—	—	11,7	8,9
Boden und schattige Seite	$t_i = 25\text{ °C}$	3,75	4,0	7,5	8,0	13,5	14,4
	$t_i = 33\text{ °C}$	—	—	—	—	7,5	8
Fenster an der schattigen Seite	1 Schicht						
	$t_i = 25\text{ °C}$	30,0	44	60	88	108	158
	$t_i = 33\text{ °C}$	—	—	—	—	60	88
	2 Schichten						
	$t_i = 25\text{ °C}$	12,5	14,5	25	29	45	52
	$t_i = 33\text{ °C}$	—	—	—	—	25	29
Fenster an der sonnigen Seite	1 Schicht						
	$t_i = 25\text{ °C}$	414	428	252	280	204	254
	$t_i = 33\text{ °C}$	—	—	—	—	156	184
	2 Schichten						
	$t_i = 25\text{ °C}$	396,5	398,5	217	221	141	148
	$t_i = 33\text{ °C}$	—	—	—	—	141	124,8

Hieraus geht hervor, daß ein sehr bedeutender Teil der Transmissionswärme (20—70%) aus der durch die Fenster direkt eindringenden Sonnenstrahlung stammt. Besonders hoch ist dieser Anteil in den Klima-Zonen II und III. Gegen diesen bedarf es unbedingt eines geeigneten Schutzes, was beim Entwurf des Fahrzeuges zu berücksichtigen ist.

Einen anderen bedeutenden Teil der Wärmebelastung des Fahrgastraumes bildet die von den Fahrgästen produzierte Wärmemenge, die wir mit einem Winter-Wert von 110 kcal/h pro Kopf bzw. mit einem Sommer-Wert von 100 kcal/h pro Kopf berücksichtigt haben. Die hieraus resultierenden Wärmemengen sind für die einzelnen Fälle in den Tabellen 4 bzw. 5b ausgewiesen.

Die im Fahrgastraum entstehende anderweitige Wärme blieb unberücksichtigt, weil sie einerseits nur einen Bruchteil der beiden anderen Wärmearten erreicht, und weil andererseits die infolge der Sonnenstrahlung eintretende Spitzenbelastung nur verhältnismäßig kurze Zeit anhält, so daß eine entsprechende Reserve zur Befriedigung des Bedarfs aus den vernachlässigten Anteilen zur Verfügung steht.

Bei einem betriebsmäßig benützten Omnibus stammt die Feuchtemenge im Fahrgastraum fast ganz von den Fahrgästen; die Feuchteproduktion wurde in Übereinstimmung mit den Literaturangaben

Tabelle 5b

Laufende Nummer	Transmissionswärmelastung stehend kcal/h			f hr und ke./h	Aus Sonnenstrahlung ent- stehende Wärme durchs Fen- ster (stehendes Fahrzeug keal/h			Durchs Fenster gelandende Wärme in % der ganzen Transmission (stehendes Fahrzeug) %		
	II.	III.	IV.		IV.	II.	III.	IV.	II.	III.
1	3278	2712	2148	2068	2112	1056	528	64.5	39.0	24.5
2	3278	2712	2148	2068	2112	1056	528	64.5	39.0	24.5
3	3278	2712	3012	3219	2112	1056	528	64.5	39.0	17.5
4	3664	2657	2555	2310	2680	1340	670	73.0	50.5	26.3
5	4359	3790	2833	2734	2880	1440	720	66.0	38.0	25.4
6	4359	3790	2833	2734	2880	1440	720	66.0	38.0	25.4
7	4359	3790	3965	4272	2880	1446	720	66.0	38.0	28.2
8	4102	3064	3021	2669	2880	1440	720	70.0	47.0	23.8
9	3887	3241	2714	2490	2304	1152	576	59.3	34.5	21.2
10	3887	3341	2714	2490	2304	1152	576	59.3	34.5	21.2
11	3887	3341	3791	3884	2304	1152	576	59.3	34.5	15.2
12	3682	2921	3029	2611	2304	1152	576	62.6	39.4	19.0
13	5764	4731	3726	3646	3840	1920	960	66.6	40.6	25.7
14	5764	4731	3726	3641	3840	1920	960	66.6	40.6	25.7
15	4933	4157	4647	4864	3072	1536	768	62.4	36.8	16.5
16	6379	4574	4340	3938	4800	2400	1200	75.0	52.5	27.7
17	7108	6021	4841	4551	4400	2200	1100	62.0	36.5	22.8
18	7108	6021	4841	4551	4400	2200	1100	62.0	36.5	22.8

für den Winter mit einem Wert von 45 g/h pro Kopf,

für den Sommer mit einem Wert von 75 g/h pro Kopf angenommen.

Die aus den bereits erörterten Daten ermittelten Lüfter- und Frischluftmengen finden sich samt der Feuchtebelastung für den Winter in Tabelle 4, für den Sommer dagegen in Tabelle 5b. In diese Tabelle wurden auch die Werte der auf 1 kg Zuluft entfallenden spezifischen Innenwärme- und Feuchtebelastung aufgenommen.

Bei den einzelnen Typen ermittelten wir zur Bestimmung der je nach der klimatischen Zone veränderlichen Heiz- und Kühlleistung sowie des Befeuchtungsbedarfes auf Grund des Mollierschen $i-x$ -Feuchtluftdiagramms die auf 1 kg Zuluft bezogenen spezifischen Werte.

Heizleistung und Befeuchtungsbedarf im Winter

Die winterliche Zustandsänderung der zu klimatisierenden Luft ist in den Abbildungen 1 und 2 dargestellt.

Transmissionswärme ohne durchs Fenster gelangende Sonnenbestrahlung st./ kcal h			Wärmeabgabe der Fahrgäste kcal/h	Feuchteabg. der Fahrgäste kg/h	Zuluft m ³ /h	Frischluf t m ³ /h	Die auf 1 kg Zuluft entfallende Innenwärmebelastung (im stehenden Fahrzeug) kcal/kg			Die auf 1 kg Zuluft entfallende Feuchtebelastung g/kg
II.	III.	IV.					II.	III.	IV.	
1166	1656	1620	4000	3.0	3600	1200	1.725	1.592	1.500	0.707
1166	1656	1620	3500	2.625	3150	1050	1.835	1.685	1.555	0.707
1166	1656	2484	2400	1.80	2160	720	2.235	2.03	2.15	0.707
984	1317	1640	2000	1.5	1800	600	2.67	2.22	2.17	0.707
1479	2350	2113	6500	4.875	5850	1950	1.583	1.5	1.4	0.707
1479	2350	2113	5500	4.125	4950	1650	1.7	1.6	1.48	0.707
1479	2350	3245	3200	2.4	2880	960	2.23	2.08	2.13	0.707
1222	1624	1949	3200	2.4	2880	960	2.16	1.865	1.85	0.707
1583	2189	1914	9000	6.75	8100	2700	1.357	1.3	1.271	0.707
1583	2189	1914	8000	6.00	7200	2400	1.405	1.346	1.31	0.707
1583	2189	3308	3600	2.7	3240	1080	1.96	1.83	1.956	0.707
1378	1769	2035	3600	2.7	3240	1080	1.91	1.725	1.75	0.707
1924	2811	2686	10500	7.875	9450	3150	1.47	1.378	1.33	0.707
1924	2811	2686	9500	7.125	8550	2850	1.526	1.423	1.364	0.707
1861	2621	4096	4400	3.3	3960	1320	2.0	1.854	1.956	0.707
1579	2174	3140	3600	2.7	3240	1080	2.618	2.16	2.1	0.707
2708	3821	3451	16500	12.375	14850	4850	1.357	1.293	1.26	0.707
2708	3221	3451	12000	9.00	10800	3600	1.513	1.425	1.375	0.707

Bei der in Abbildung 1 skizzierten Lösung wird die aus dem Raum abgesaugte Luft (Umluft) aus dem Zustand ① mit der von außen (Umgebung) angesaugten Luft (Frischluf t) ② gemischt. Die so gewonnene Mischluft wird vom Zustand ③ auf den Zustand ④ erwärmt. Diese Luft wird dann durch Befeuchtung in den gewünschten Zustand ⑤ gebracht.

Im Innenraum beträgt die Wärmeabgabe von 1 kg Zuluft

$$\Delta i_i = i_5 - i_1 \text{ (kcal/kg),}$$

während sich ihre Feuchteaufnahme

$$\Delta x_i = x_1 - x_5 \text{ (g/kg)}$$

beläuft.

Zur Aufrechterhaltung des Luftzustandes ④ muß mit 1 kg Zuluft im Nachwärmer eine Wärmemenge von

$$\Delta i = i_4 - i_3 \text{ (kcal/kg)}$$

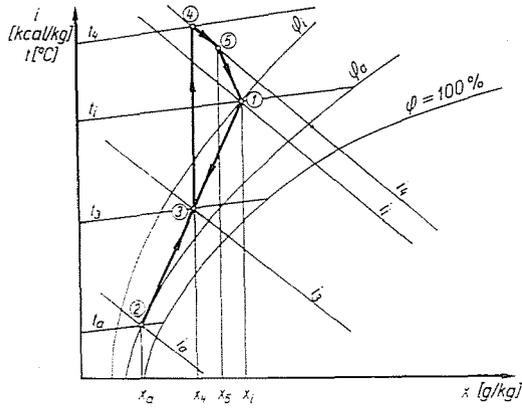


Abb. 1

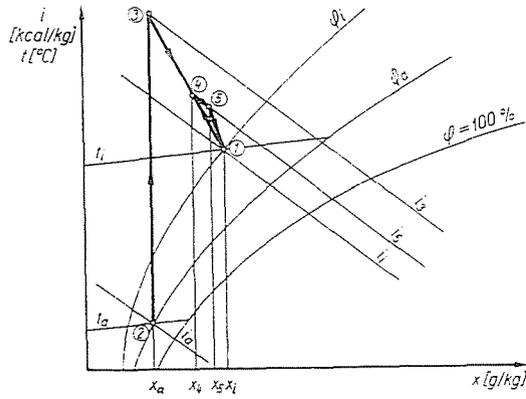


Abb. 2

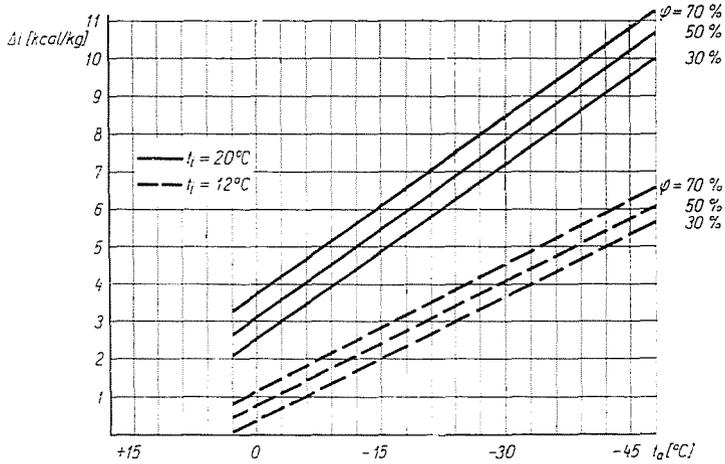


Abb. 3. Der Heizleistungsbedarf je 1 kg Zuluft

und im Befeuchter eine Wassermenge von

$$\Delta x = x_5 - x_1 \text{ (g/kg)}$$

zugeführt werden.

Die Abbildungen 3 und 4 fußen auf der Annahme, daß die Zuluft zu einem Drittel aus Frischluft, zu zwei Dritteln dagegen aus Umluft besteht. In Abhängigkeit von der Außentemperatur sind hierbei die zur Aufrechterhaltung bestimmter Werte des relativen Feuchtigkeitsgehaltes im Innenraum

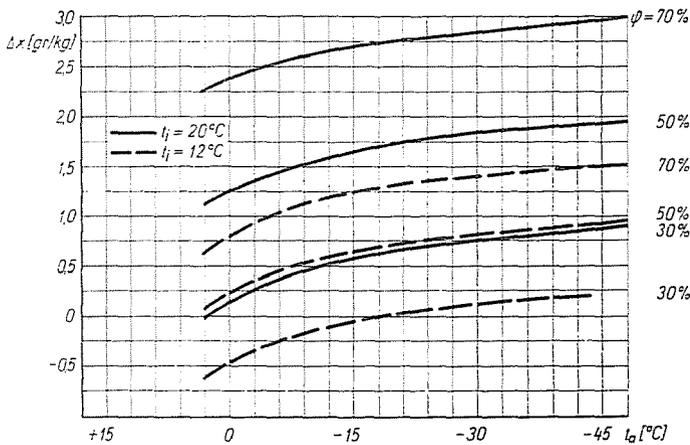


Abb. 4. Der Befeuchtungsbedarf je 1 kg Zuluft

erforderlichen Δi -Werte aufgetragen, während aus Abb. 4 die Δx -Werte bei ständiger Innentemperatur hervorgehen. Die durch Erwärmung zu erzielende Temperaturerhöhung (Abb. 1)

$$\Delta t = t_4 - t_3 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

ist in Abb. 5 aufgetragen.

Bei einer der Abb. 2 entsprechenden Schaltung beträgt die mit 1 kg Frischluft (Zustand ②) in den Vorwärmer einzuführende Wärmemenge

$$\Delta i_f = i_3 - i_2 \text{ (kcal/kg),}$$

während der spezifische Wert der zur Befeuchtung der Mischluft (Zustand 4) erforderlichen Befeuchtung

$$\Delta x_f = x_5 - x_1 \text{ (g/kg)}$$

beträgt.

Mit einem Frischluftanteil von einem Drittel ergeben sich bei $t_i = \text{const.}$ wieder in Abhängigkeit von der Außenlufttemperatur bzw. vom relativen Innenraumfeuchtegehalt die in den Abbildungen 6 und 7 aufgetragenen Δi_f - und Δx_f -Werte.

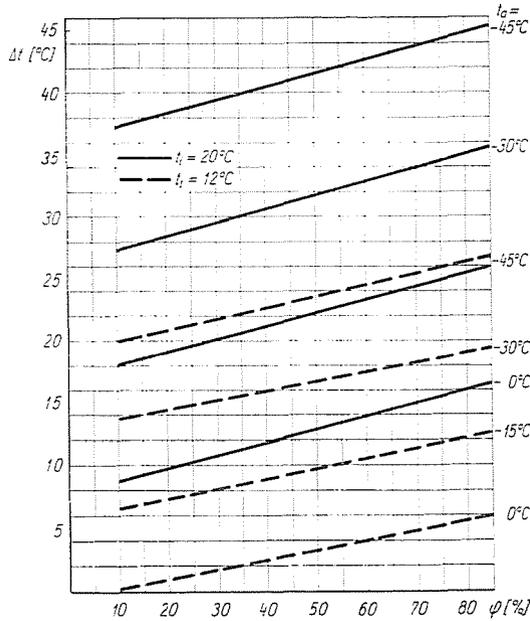


Abb. 5. Richtwerte bei einem zur Erwärmung der Zuluft am Heizkörper Frischluftanteil von 1 : 3

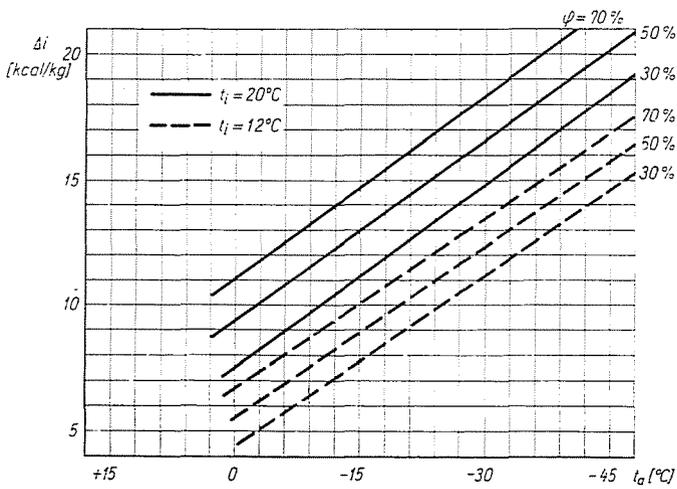


Abb. 6. Der Heizleistungsbedarf je 1 kg Frischluft

Aus diesen Werten bestimmten wir für die einzelnen Wagentypen den für den Winterzustand der Bemessung zugrunde zu legenden Heizleistungs- und den Befeuchtungsbedarf. Die Ergebnisse sind in Tabelle 6 zusammengefaßt.

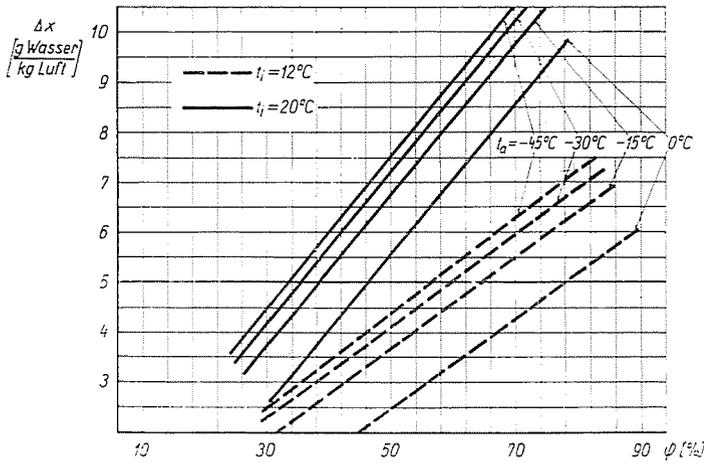


Abb. 7. Der Befeuchtungsbedarf je 1 kg Frischluft

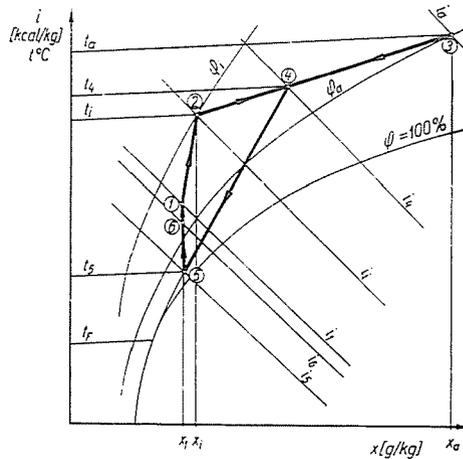


Abb. 8

Kühl-, Heiz- und Befeuchtungsbedarf im Sommer

Der in der Klimaanlage im Sommer sich abspielende Prozeß ist in Abb. 8 dargestellt.

Den im Innenraum aufrechterhaltenden Luftzustand bezeichnet der Punkt ②. Die aus dem Innenraum abgesaugte Umluft mischt sich mit der Frischluft (Zustand ③), worauf die Mischluft ④ in den Oberflächen-Luftkühler

Tabelle 6

Laufende Nr.	Heizleistungsbedarf kcal/h				Zuzuführende Feuchte kg/h				Die aus dem Motor zur Verfügung stehende Wärmemenge u. Temperatur 10 (kcal/h) (C°)		Kühlleistungsbedarf kcal/h		
	I.	II.	III.	IV.	I.	II.	III.	IV.			II.	III.	IV.
1	19300	14130	8150	2818	2.65	2.35	1.85	0.66	40	75	25100	27000	37000
2	17970	13080	7600	2668	2.325	2.065	1.625	0.585	40	75	22500	23600	32400
3	18100	13960	9570	5590	3.32	3.14	2.86	2.16	40	75	15500	16100	28400
4	16540	12750	8750	5080	2.74	2.6	2.46	1.78	40	75	12900	13400	23600
5	28510	20700	11820	3875	4.275	3.795	3.015	1.075	60	75	41800	43900	62000
6	25810	18600	10720	3625	3.615	3.245	2.55	0.925	60	75	35400	37100	50800
7	23280	17920	13130	7190	4.42	4.11	3.89	2.86	60	75	20700	21500	37800
8	23280	17920	13130	7190	4.42	4.11	3.89	2.86	60	75	20700	21500	37800
9	37100	26740	15205	4860	5.95	5.28	4.07	1.5	80	75	57900	60700	83400
10	34040	24840	14105	4660	5.35	4.7	3.75	1.35	80	75	51400	53900	74000
11	26360	20280	13950	8164	4.98	4.74	4.3	3.24	80	75	23200	24200	42500
12	26360	20280	13950	8164	4.98	4.74	4.3	3.24	80	75	23200	24200	42500
13	41800	30350	16890	5230	6.475	5.875	4.625	1.575	90	75	67500	70900	97000
14	38900	28150	15890	5030	7.225	5.325	4.175	1.425	90	75	61000	64000	87800
15	31000	24360	16690	9530	6.02	5.67	5.17	3.91	90	75	28400	29500	52000
16	28070	22040	14900	8610	4.91	4.66	4.23	3.18	90	75	23200	24200	42500
17	64000	46170	26000	8050	10.375	9.225	6.275	2.475	90	75	106000	111400	153000
18	51500	37320	22150	6745	7.6	6.79	5.3	1.8	90	75	77100	81000	111000

mit der Oberflächentemperatur t_F gerät, in welchem sie auf (5) abgekühlt wird. Die abgekühlte Luft wird durch Erwärmung in den Zustand (6) und nach einer weiteren Erwärmung im Ventilator im Zustand (1) in den Innenraum gebracht, den sie nach Wärme- und Feuchteaufnahme im Zustand (2) verläßt.

Auf 1 kg Zuluft bezogen, ergeben sich folgende spezifische Werte.

Die durch den Oberflächenkühler zu entziehende Wärmemenge ist

$$\Delta i_0 = i_4 - i_5 \text{ (kcal/kg)}.$$

Die durch die Erwärmung zuzuführende Wärmemenge:

$$\Delta i_{f_0} = i_6 - i_5 \text{ (kcal/kg)}.$$

Die im Luftkühler ausgeschiedene Feuchtigkeitsmenge:

$$\Delta x_0 = x_4 - x_5 \text{ (g/kg)}.$$

Wärmebelastung des Innenraumes:

$$\Delta i_i = i_2 - i_1 \text{ (kcal/kg)}.$$

Feuchtigkeitsbelastung des Innenraumes:

$$\Delta x_i = x_2 - x_1 = x_i - x_1 \text{ (g/kg)}.$$

Bei gegebener Oberflächentemperatur des Luftkühlers und bei gegebenem Frischluftzustand kann — statt der Erwärmung — eine Befeuchtung notwendig werden. Dieser Fall ist in Abb. 9 skizziert.

Der Abbildung entsprechend ist eine Befeuchtung stets dann erforderlich, wenn der Luftzustand (6) rechts von der die Punkte F und (4) verbindenden Geraden zu liegen kommt. Hierbei entfällt die Erwärmung.

Auf 1 kg Zuluft bezogen, ist dem Raum eine Wassermenge von zu-

$$\Delta x'_0 = x_6 - x_5 \text{ (g/kg)}$$

zuführen.

Die Änderung der durch Kühlung zu entziehenden spezifischen Wärmemenge (Δi_0) sowie der Temperaturen t_4 und t_5 in Abhängigkeit von Temperatur und Wärmegehalt der Außenluft, von der Oberflächentemperatur des Luftkühlers bei unterschiedlichen Innenluftzuständen ist in den Abb. 10, 11, 12, 13 aufgetragen.

Die Änderung der mit 1 kg Zuluft aus dem Innenraum absaugbaren Wärmemenge — bei $(i_2 - i_5) \frac{1}{3}$ Frischluft — ist für die soeben angeführten Fälle in den Abb. 14, 15, 16 dargestellt. Das Wärmeäquivalent der Ventilations-

arbeit ist in allen Fällen mit einem Wert von $\Delta i_v = i_1 - i_6 = 0,26 \text{ kcal/kg}$ angesetzt worden.

Der Kühlleistungsbedarf der einzelnen Autobustypen ist auf Grund der so durchgeführten Berechnungen in Tabelle 6 zusammengefaßt.

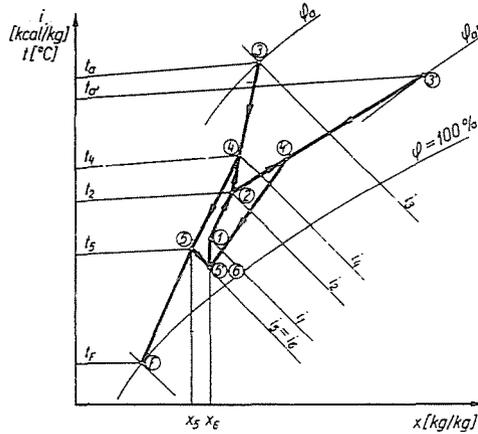


Abb. 9

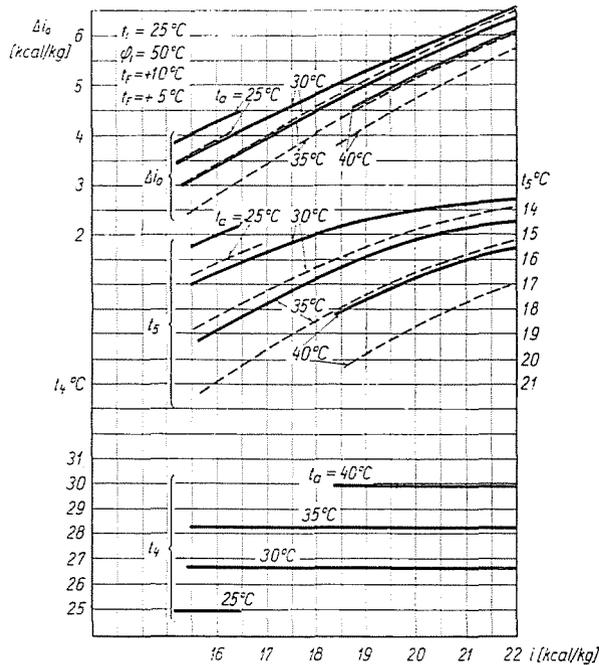


Abb. 10. Der Kühlleistungsbedarf je 1 kg Zuluft, ein- und austretende Lufttemperatur ($\frac{1}{3}$ Frischluft)

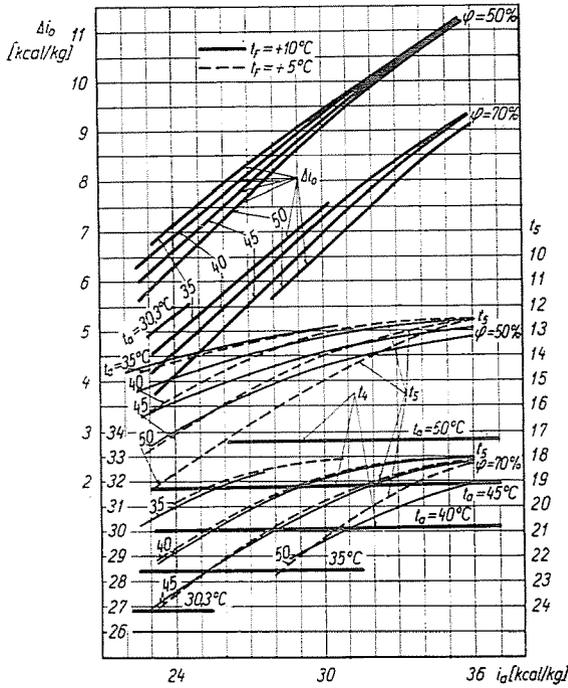


Abb. 11. Der Kühlleistungsbedarf je 1 kg Zuluft, ein- und austretende Lufttemperatur ($\frac{1}{3}$ Frischluft)

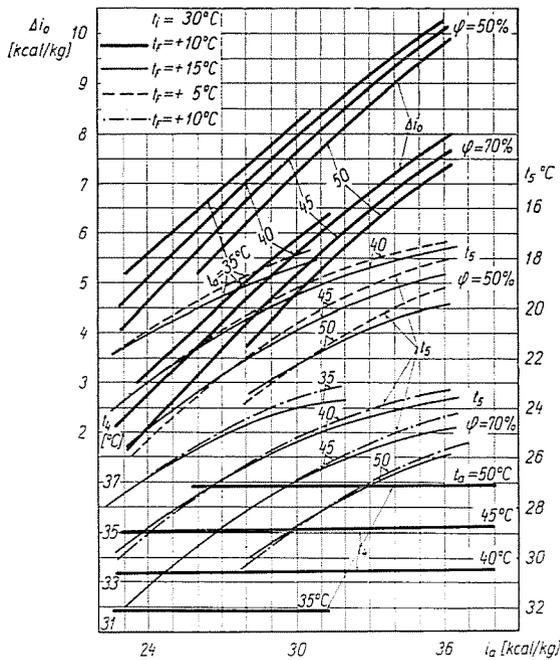


Abb. 12. Der Kühlleistungsbedarf je 1 kg Zuluft, ein- und austretende Lufttemperatur ($\frac{1}{3}$ Frischluft)

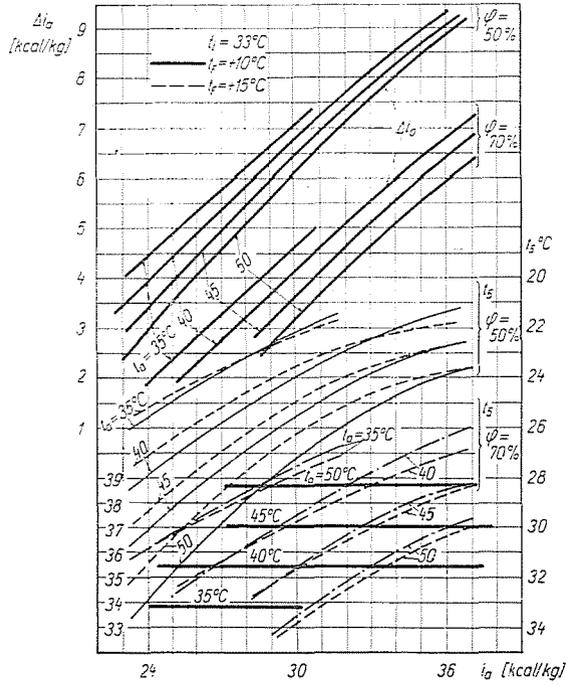


Abb. 13. Der Kühlleistungsbedarf je 1 kg Zuluft, ein- und austretende Lufttemperatur ($1/3$ Frischluft)

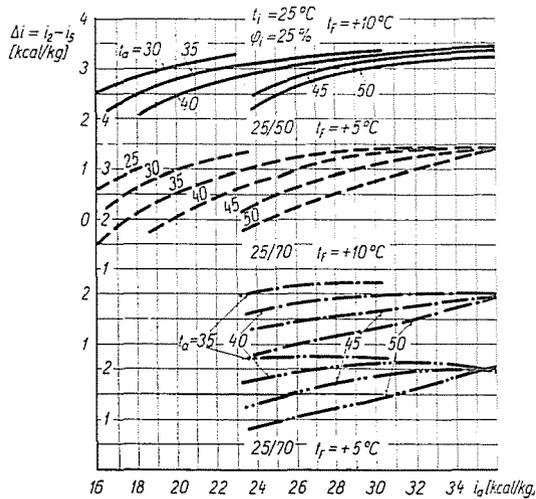


Abb. 14. Die mit 1 kg Zuluft aus dem Innenraum absaugbare Wärmemenge ($1/3$ Frischluft)

In allen untersuchten Fällen ist auch eine Erwärmung erforderlich, doch übersteigt diese die im Winter notwendigen Werte nicht. Sie kann also aus der zur Verfügung stehenden Wärmemenge gedeckt werden. Von einer tabellarischen Zusammenfassung der Werte haben wir abgesehen.

Wie ersichtlich, ergibt sich in den einzelnen Fällen ein sehr beträchtlicher Kühlleistungsbedarf, dessen Befriedigung mit Rücksicht auf die sehr großen Dimensionen der Kühlanlage unzumutbar wäre.

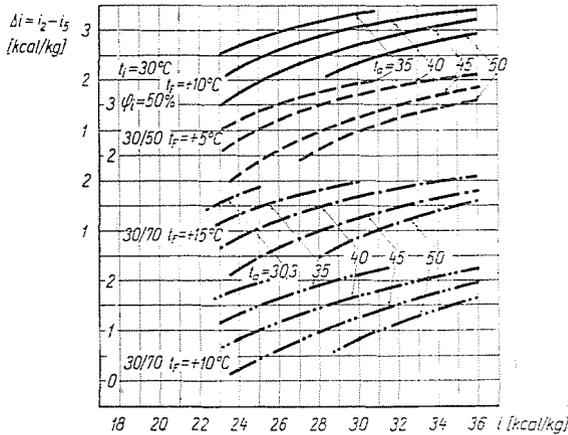


Abb. 15. Die mit 1 kg Zuluft aus dem Innenraum absaugbare Wärmemenge ($\frac{1}{3}$ Frischluft)

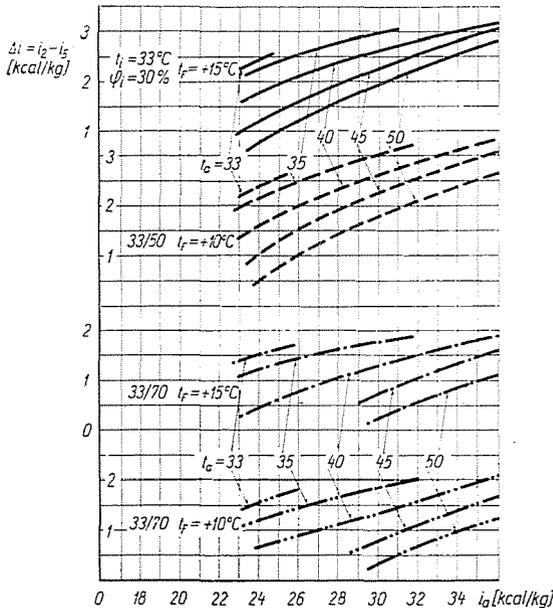


Abb. 16. Die mit 1 kg Zuluft aus dem Innenraum absaugbare Wärmemenge ($\frac{1}{3}$ Frischluft)

Beim Typus 1 zeitigt die Analyse der einzelnen Teilwärmemengen folgende Ergebnisse (Tab. 7):

Tabelle 7

	Z o n e					
	II.		III.		IV.	
	kcal/h	in % der Kühlleistung	kcal/h	in % der Kühlleistung	kcal/h	in % der Kühlleistung
Transmissionswärme (bei stehendem Wagen)	3278	13.5	2712	10.0	2148	5.8
Wärmeabgabe der Fahrgäste	4000	15.9	4000	14.8	4000	10.8
Ventilationsleistung	1094	4.36	1094	4.6	1063	2.9
Durch Heizung zugeführte Leistung	4694	18.7	3431	12.7	4969	13.4
Kühlleistungsbedarf	25100	100	27000	100	37000	100

Wie hieraus hervorgeht, beansprucht den weitaus überwiegenden Teil des Kühlleistungsbedarfes (in der Zone II 66%, in der Zone III 70%, in der Zone IV 80%) die Kühlung der Frischluft und der Feuchtigkeitsentzug.

Die Größe des Kühlleistungsbedarfes wird also unter sommerlichen Betriebsumständen und bei den angenommenen Zu- und Frischluftmengen — nicht durch die Wärmebelastung des Innenraumes, sondern durch die Menge und den Zustand der Frischluft bestimmt. Die Wärmedämmung an den Autobussen wird also durch die Heiz- und Kühlleistungen bestimmt. Geht man von den im Sommer herrschenden Betriebsverhältnissen aus, kann die Transmissionswärme bis auf jenen Wert erhöht werden, bei dem mit den Bezeichnungen der Abb. 8 auf 1 kg Zuluft bezogen, die Gleichheit zustande kommt,

$$i_5 = i_6$$

d. h. der Sommer-Heizleistungsbedarf Null wird.

Bei Großraumomnibussen mit einer größeren Zahl von Sitzplätzen verursacht die Befriedigung des nach obigem bestimmten Kühlleistungsbedarfes Schwierigkeiten. Gewicht, Raumbedarf und Leistungsaufnahme der erforderlichen Kühlanlage erschweren die Ausgestaltung des Omnibusses und bedingen nicht unwesentliche Konstruktionsänderungen.

Die Herabsetzung des Kühlleistungsbedarfes ist unter solchen Umständen unerlässlich. Die Prüfung der Möglichkeiten führt zu der Feststellung, daß sich der gewünschte Erfolg wegen der großen Zahl von Fahrgästen durch Verbesserung der Wärmedämmung nicht erzielen läßt.

Änderung der Vorschriften für die Temperatur und Feuchte der Luft im Fahrgastraum. Da die ungünstigsten Außenluftverhältnisse nur während einer verhältnismäßig kurzen Periode des Tages bestehen, ist die Möglichkeit zu einer solchen Änderung der Vorschriften gegeben. Tabelle 8 zeigt die Änderungen des Kühlleistungsbedarfes bei unveränderlichem Frischluftanteil (1/3 in Abhängigkeit von der Temperatur (t_i) und dem relativen Feuchtegehalt (φ_i) des Fahrgastraumes. Die Außenluft hat hierbei ein $t_a = 40$ °C und ein $i_a = 30$ kcal/kg, während sich die Frischluft zur Lüfterluft wie 1 : 3 verhält.

Tabelle 8

t_i °C	φ_i %	i_i kcal/kg	$\varepsilon = \frac{i_0}{i'_0}$ %
25	50	$i'_0 = 9,35$	100
25	70	7,25	77,5
30	50	7,95	85
30	70	5,55	59,4
33	50	6,8	72,7
33	70	4,18	45,8

In Tabelle 8 sind auch die ε -Werte ausgewiesen. ε ist eine Verhältniszahl, die angibt, welche spezifische Wärmemengen bei veränderlichen Innenraumzuständen (s. Tabelle 8) im Verhältnis zu dem als Grundlage angenommenen, durch die Parameter $t_i = 25$ °C und $\varphi_i = 50\%$ gekennzeichneten Innenraum entzogen werden kann.

Die Verminderung der Frischluftmenge. Die Frischluftmenge von 30 m³/h je Fahrgast scheint für Kraftfahrzeuge überhöht zu sein, besonders im Stadt- und Vorstadtverkehr, da sich die Fahrgäste in diesen Relationen nur kurze Zeit im Wagen aufhalten und auch ein Rauchverbot besteht. In Tabelle 9 ist die Änderung der auf 1 kg Zuluft bezogenen Kühlleistung Δi_0 bei verschiedenen Innenraumzuständen bei Frisch- und Zuluftanteilen von 1 : 3 und 1 : 6 ausgewiesen.

Die Daten der Tabellen 8 und 9 beziehen sich auf den Fall $\Delta x = x_2 - x_1 = 0,707$ g/kg.

Tabelle 9

t_i	φ_i	t_a	φ_a	$\frac{A'_f}{A'_i} = 1/3$		$\frac{A'_f}{A'_i} = 1/6$	
				kcal/kg	%	kcal/kg	%
33	50	43	70	8,9	100	8,25	59
25	50	35	85	8,66	100	5,36	61,8
25	50	30	80	6,06	100	3,71	61,4

Als die zweckmäßigste Art der Herabsetzung des Kühlleistungsbedarfes bieten sich die zwei letzten Alternativen, d. h. die rationelle Wahl des Innenraumluftzustandes und der Frischluftmenge zur Zeit des Spitzenverkehrs.

Die Klimatisierung der Überlandomnibusse stellt eine im Zusammenhang mit der Modernisierung des Verkehrs aktuell gewordenes Problem dar.

Die vorliegende Abhandlung beschränkt sich auf einige Probleme der Klimatisierung, u. zw. auf jene, die den Ausgangspunkt bilden, d. h. auf die richtige Auswahl der Anfangsparameter.

Schlußfolgerungen

a) Ein bedeutender Teil der Transmissionswärmeproduktion (siehe Tabelle 5/b) ergibt sich im Sommer aus der durch die Fensterfläche direkt eindringenden Sonnenstrahlung. Ein auf der Hand liegendes Mittel zur Verminderung der Transmissionswärmebelastung bildet also (zur Zeit des Spitzenverkehrs) die Verminderung der durch die Fenster eindringenden Sonnenstrahlungswärmemenge (Vorhang, Abschirmung usw.).

b) Im Winter genügt die aus dem Motor zur Verfügung stehende Wärmemenge zur Befriedigung des Heizleistungsbedarfes.

c) Im Sommer bedarf es zur Aufrechterhaltung der Temperatur und Feuchte im Fahrgastraum der mechanischen Kühlung. Den entscheidenden Anteil des Kühlleistungsbedarfes nimmt die Kühlung und Trocknung der Frischluft in Anspruch. Bei der in dieser Untersuchung gewählten Wärmedämmung usw. ist in allen Fällen auch eine Erwärmung erforderlich, es würde also auch eine schwächere Wärmeisolation befriedigen;

d) Geht man von den bei der Komfortklimatisierung üblichen Zu- und Frischluftmengen aus, ergibt sich besonders bei Autobussen mit einer größeren Fahrgastzahl ein sehr großer Kühlleistungsbedarf, dessen Befriedigung eine Kühlanlage benötigen würde, die wegen ihres Platzbedarfes und Gewichtes im Autobus praktisch gar nicht untergebracht werden kann.

e) Zur Herabsetzung des Kühlleistungsbedarfes müssen bei den Vorschriften für den Innenraumzustand und für die Frischluftmenge vernünftige Konzessionen gemacht und die Vorschriften über die Komfortklimaanlagen bei Kraftfahrzeugen unbedingt gemildert werden.

Zusammenfassung

Der Aufsatz befaßt sich mit den Problemen der Klimatisierung von Autobussen, prüft deren Möglichkeiten und berichtet über die Erfolge der einheimischen technischen Rentabilitätsuntersuchungen. Im Rahmen des Aufsatzes stellten die Verfasser die spezifischen wärmetechnischen Kennwerte für Kraftwagen zusammen.

Dr. József Menyhárt, }
Lajos Láng } Budapest XI. Műegyetem rkp. 3. Ungarn.