

DIE VERSCHIEDENEN MÖGLICHKEITEN DER KLIMATISIERUNG VON AUTOBUSSEN UNTER NUTZUNG DER ABGASWÄRMEENERGIE

E. PÁSZTOR

Lehrstuhl für Aero und Thermotechnik des Fahrzeuginstituts
Technische Universität, H-1521 Budapest

Eingegangen: Sept. 10. 1990.

Abstract

The reduction of energy consumption of motor buses is an important problem to be solved. The air-conditioning of buses requires relatively much energy. The solution to the problem of air-conditioning with the use of exhaust gases cuts down considerably the energy consumption of buses. In this paper, the possibility of the air-conditioning of buses with the help of exhaust gas energy is examined.

The application of the turbo-air radiator seems to be a good solution to the problem. The construction of the turbo-air radiator is a simple one, its total volume and total mass is favourable, however, its energy consumption is relatively high. The utilization of the exhaust-gas energy contributes to a large extent to the reduction of this disadvantage.

The exhaust-gas energy can be used for the operation of absorption refrigerators, as well. These refrigerators are relatively simple, practically they have no moving parts, but they are always very bulky.

According to our examinations, the absorption refrigerators working on the pair of agents $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ are the most suitable for the air-conditioning of buses.

The absorption refrigerator for buses working with the help of exhaust-gas energy is fully serviceable, nevertheless its total volume and total mass is so large that its application is not a timely solution today.

Keywords: air-conditioning of buses, exhaust-gas energy application.

Die Lösung der Klimatisierung von Autobussen mit Turboluftkühlern

Kurze Zusammenfassung der Theorie des Turboluftkühlers

Die Kältemaschinen mit Luftzyklus sind praktisch gleich alt, wie die Maschinen mit Dampfzyklus, jedoch war bis jetzt ihre Verwendung stark eingeschränkt. Zur Zeit verwendet man hauptsächlich die Kältemaschinen mit Luftzyklus für die Klimatisierung von Flugzeugen. Die Luftkältemaschinen können praktisch nur mit Strömungsmaschinen verwirklicht werden, deswegen werden sie weiterhin *Turboluftkühler* genannt [1].

Das hauptsächlichste Hindernis für deren Verbreitung war, daß ihre Wirtschaftlichkeit im allgemeinen niedriger ist, als die der Kältemaschinen mit Dampfzyklus. Die Verluste in den einzelnen Strömungsmaschinen von Turboluftkühlern beeinflussen auch die Wirtschaftlichkeit der ganzen Maschinen entscheidend. In den vergangenen Jahrzehnten wurde jedoch der Wirkungsgrad dieser Strömungsmaschinen wesentlich verbessert, infolgedessen verbesserte sich auch die Wirtschaftlichkeit des Turboluftkühlers so, daß sein Einsatz in einzelnen besonderen Fällen wirtschaftlich sein kann [2].

Der ideale (verlustfreie) Turboluftkühler verwirklicht einen durch zwei Isentropen und zwei Isobaren begrenzten Arbeitszyklus (Abb. 1).

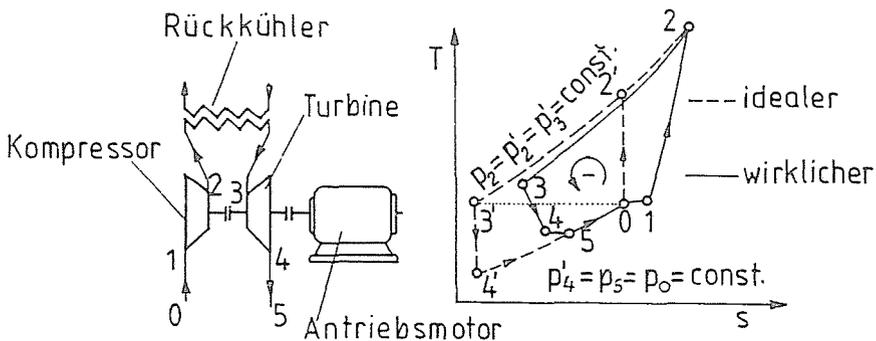


Abb. 1. Schema und idealer bzw. wirklicher Kreisprozess des Turboluftkühlers

Die Luft expandiert nach der isentropischen Kompression (Prozess 0 - 2' im $T - s$ Diagramm), und der isobaren Rückkühlung (2' - 3') in der Turbine (3' - 4').

Die ideale Kälteleistung des Turboluftkühlers pro Einheit des Arbeitsmediums ist: $\dot{q}_0 = c_p(T_0 - T_4')$, wobei: c_p = spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck ist.

Die benötigte spezifische ideale Wellenleistung ist die Differenz der spezifischen Leistungen des Kompressors und der Turbine: $P = P_k - P_T = c_p [(T_2' - T_0) - (T_3' - T_4)']$.

Die Wirtschaftlichkeit des Turboluftkühlers kann mit Hilfe der spezifischen Kälteleistung bewertet werden:

$$\epsilon_{id} = \frac{\dot{q}_0}{P} = \frac{T_0 - T_4'}{(T_2' - T_0) - (T_3' - T_4)'}$$

Im idealen Fall (Bedingungen in *Abb. 1*) erhält man für ϵ_{id} folgende Beziehung:

$$\epsilon_{id} = \frac{1}{\left(\frac{p_2}{p_0}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1},$$

wo: $\kappa = c_p/c_v$.

Die Änderung der spezifischen Kälteleistung des idealen Turboluftkühlers in Abhängigkeit vom Druckverhältnis kann man auf *Abb. 2* erkennen. Die spezifische Kälteleistung des idealen Turboluftkühlers nimmt mit abnehmendem Druckverhältnis ständig zu. Dies ist eine günstige Erscheinung, weil sie die konstruktiven, fertigungstechnischen und betrieblichen Probleme wesentlich vereinfacht [3 - 4].

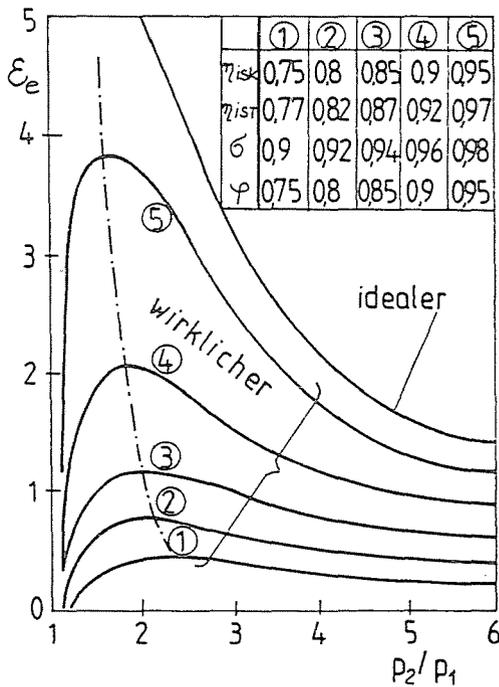


Abb. 2. Verlauf der idealen und effektiven spezifischen Kälteleistung in Abhängigkeit vom Druckverhältnis des Verdichters, bei verschiedenen Teilverlustkoeffizienten

Die Verluste der einzelnen Elemente des realen Turboluftkühlers beeinflussen die Wirtschaftlichkeit entscheidend. Der reale (wirkliche) Arbeitszyklus wurde auch in *Abb. 1* eingezeichnet.

Druckverluste entstehen in den Leitungen, im Filter, in den Schalldämpfern und im Rückkühler. Diese Verluste werden durch den Gesamtdruckverlustkoeffizienten σ ausgedrückt.

Die Verluste des Kompressors und der Turbine drücken die isentropischen Wirkungsgrade, η_{isk} und η_{ist} aus.

Infolge der endlichen Größe der Rückkühlfläche tritt im Rückkühler eine Temperatursprung ($T_3 > T_0$) auf. Diese Verluste drückt der Wärmeaustauschkoeffizient φ aus.

Die aufgezählten Verluste verändern grundlegend die effektive spezifische Kälteleistung ε_e . Die effektive spezifische Kälteleistung beträgt nur einen Bruchteil der idealen spezifischen Kälteleistung. Die effektive spezifische Kälteleistung folgt aus:

$$\varepsilon_e = \frac{T_1 - T_4}{(T_2 - T_1) - (T_3 - T_4)}.$$

Abb. 2 zeigt die Werte von ε_e in Abhängigkeit vom Druckverhältnis p_2/p_1 , für verschiedene Teilverlustkoeffizienten. Der Anstieg der zu den einzelnen Kurven gehörigen Kennzahlen entspricht immer günstigeren Teilverlustkoeffizienten. Sichtlich hängt die effektive spezifische Kälteleistung in ausserordentlichem Masse von den Teilverlustkoeffizienten des Turboluftkühlers ab. Beim jetzigen Spitzenstand der Entwicklung der kleinen Strömungsmaschinen sowie der Rückkühler entspricht der reale Spitzenwert der Teilverlustkoeffizienten den Werten zwischen den Kennzahlen 2 und 3. Entsprechend den vorstehenden Überlegungen ergibt sich der reale Spitzenwert der effektiven spezifischen Kälteleistung $\varepsilon_e = 0.8 - 1.0$. Die effektive spezifische Kälteleistung der Dampfkältemaschinen ist $\varepsilon_e = 2 - 4$. Dies ist der grundlegende Nachteil des Turboluftkühlers, und deswegen ist seine Verwendung nur in Spezialfällen vertretbar [5].

Die Verwendung des Turboluftkühlers für die Klimatisierung von Autobussen

Eine Spezialanwendungsmöglichkeit des Turboluftkühlers bietet sich in erster Reihe dort, wo eine solche Energie zur Verfügung steht, die für den Betrieb von Dampfkältemaschinen schwer zu nützen wäre. Bei der Klimatisierung von Fahrzeugen sind das kleinere Gewicht und Volumen der Turboluftkühler, seine einfachere Betriebsführung und Konstruktion bedeutende Vorteile. Sein Nachteil ist der grössere Energieverbrauch, das heisst die geringere spezifische Kälteleistung. Letztere wird größtenteils dadurch kompensiert, daß die den Turboluftkühler direkt antreibende Turbine mit den Auspuffgasen des Dieselmotors betrieben werden kann, und

so teilweise eine solche Energie nutzt, welche für andere Zwecke nicht mehr benutzt werden könnte.

Die *Abb. 3* zeigt das einfachste Schaltschema des Turboluftkühlers für die Luftkonditionierung von Autobussen. Die aus dem Dieselmotor strömenden Auspuffgase gelangen in die Auspuffturbine, von wo sie nach Verrichtung von nützlicher Arbeit ins Freie strömen. Der Kompressor des Turboluftkühlers saugt aus der Umgebungsluft an, aber ist es zweckmässig, einen Teil der Luft aus dem Autobus anzusaugen. Die verdichtete Luft wird im Rückkühler bei praktisch konstantem Druck, annähernd auf die Umgebungstemperatur abgekühlt, und strömt dann in die Luftturbine, wo sie sich unter Arbeitsleistung abkühlt. Die abgekühlte Luft strömt in den Autobus und entzieht dort durch ihre Erwärmung die entstandene Wärme.

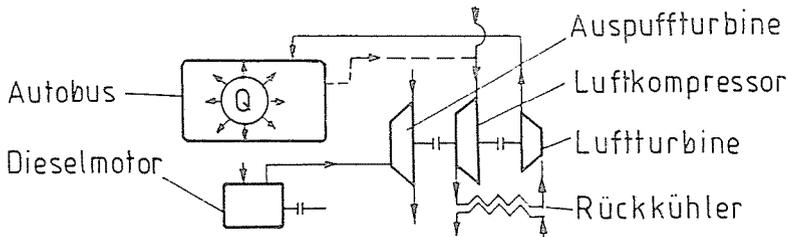


Abb. 3. Schema einer einachsigen Turboluftkühler-Anlage für die Klimatisierung von Autobussen

Die Kühlung von Autobussen mittels Turboluftkühler wurde am Lehrstuhl für Aero und Thermotechnik des Fahrzeuginstituts der Budapester Technischen Universität ausgearbeitet. Bau und Erprobung der Versuchseinrichtung erfolgten im Auftrag der Karosserie und Fahrzeugfabrik IKARUS, mit Unterstützung des Forschungsinstitutes der Autoindustrie.

Die Skizze der gemeinsam entwickelten Vorrichtung zeigt *Abb. 4*. Vom Schema nach *Abb. 3* unterscheidet sie sich insofern, daß hier die aus der Atmosphäre angesaugte Luft von zwei Kompressoren komprimiert wird. Der eine wird von der Auspuffturbine, der andere von der Luftturbine angetrieben. Einen Rückkühler haben wir zwischen den zwei Kompressoren nicht verwendet, weil die Druckverhältnisse der Kompressoren geringer sind. Vorteil dieser Anordnung ist, daß die Turboluftkühlergruppe aus handelsüblichen Dieselladern bei nur minimalen Veränderungen zusammengebaut werden kann. Die bisherigen Analysen zeigten, daß das optimale Druckverhältnis der Turboluftkühler etwa zwischen 2–2.5 ist. Dieses Verhältnis ist mit den zwei Radialkompressoren von Turboladern optimal zu erreichen.

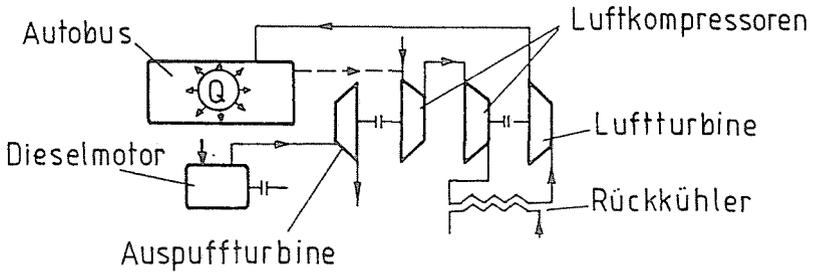


Abb. 4. Schema einer zweiachsigen Turboluftkühler-Anlage für die Klimatisierung von Autobussen

Prüfstandsversuchsergebnisse und technische Kenngrößen

Die verwirklichte maximale Kälteleistung des Turboluftkühlers ist $\dot{Q} = 15 - 15.5 \text{ kW}$. Die hierzu benötigte Auspuffturbinenwellenleistung ist $P_e = 23 - 24 \text{ kW}$, bei einem Druckverhältnis der Kompressoren von $2.0 - 2.1$, und dem entsprechend ist die effektive spezifische Kälteleistung, bezogen auf die Auspuffturbinenwellenleistung $\varepsilon_e = 0.63 - 0.66$. Der Betrieb der Auspuffturbine vermindert ebenfalls die Wellenleistung der Dieselmotoren, jedoch nur um maximal $\Delta P_e^* = 14 - 15 \text{ kW}$, da die Auspuffturbine hauptsächlich die Wärmeenergie der Auspuffgase nützt. Die auf die Wellenleistungsverminderung (ΔP_e^*) bezogene spezifische Kälteleistung beträgt $\varepsilon_e^* = 1 - 1.1$, die schon mit der spezifischen Kälteleistung der Dampfkühlmaschinen vergleichbar ist.

Die Prüfstandsmessungen waren so erfolgreich, daß in nächster Zukunft die Untersuchungen mit einem in einen Autobus eingebauten Turboluftkühler hoffentlich beginnen können. Die Masse und Volumenverhältnisse sind folgende: Gesamtgewicht: $130 - 150 \text{ kg}$; Gesamtvolumen: $0.3 - 0.4 \text{ m}^3$. Diese Werte sind sehr günstig.

Die Untersuchungen wurden mit einem Saugdieselmotor durchgeführt. Das Verfahren ist ebenfalls im Falle des abgasturboaufgeladenen Motors verwendbar. Einige Beispiele kann man auf der Abb. 5 betrachten. Auf Abb. 5a arbeiten die zwei Auspuffturbinen in Serienschaltung. Auf Abb. 5b stellt ein Zentrifugalkompressor die Druckluft für den Motor und den Turboluftkühler bereit. Die Abb. 5c zeigt eine Lösung, wo der Autobus mit Hilfe der gekühlten Druckluft des abgasturboaufgeladenen Motors klimatisiert wurde.

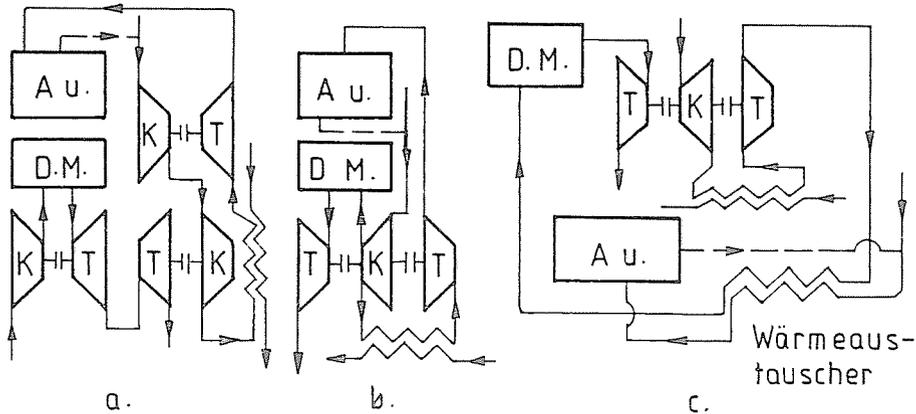


Abb. 5. Die verschiedenen Schaltschemas der Klimatisierung von Autobussen unter Nutzung des abgasturboaufgeladenen Motors

Die Klimatisierung der Autobusse mit Hilfe von Absorptionskältemaschinen

Mit der Theorie der Absorptionskältemaschinen wollen wir uns hier nicht beschäftigen, da sie sehr gut bekannt ist. Die Abgaswärmeenergie für die Versorgung von Absorptionskältemaschinen ist gut zu verwenden. Diese Maschinen sind relativ einfach, und haben praktisch keine sich bewegenden Teile. Nachteilig ist, daß sie stets sehr umfangreich sind.

Zur Auswahl einer geeigneten Absorptionskältemaschine wurden verschiedene Schaltschemas mit unterschiedlichen Arbeitsmedien untersucht. Es war ein wichtiger Auswahl Gesichtspunkt, daß die Abgastemperatur in Abhängigkeit von der Belastung ca. 300 – 600°C beträgt. Bei diesem Anwendungsfall ist eine sehr gute spezifische Kälteleistung nicht nötig, da genügend Abgaswärmeenergie zur Verfügung steht. Mit Rücksicht auf die oberen und unteren Temperaturgrenzen haben wir ein Schaltschema (Abb. 6) entwickelt, das mit dem Arbeitsmedium von $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ funktioniert. Nach unseren Untersuchungen ist die Verwendung des Arbeitsmediums $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ am besten geeignet. Wir haben in der Ausarbeitung des Themas mit Dr. adj. Zoltán Jakab (Lehrstuhl für Wärmekraftmaschinen T.U. Budapest) zusammengearbeitet.

Die Abgaswärmeenergie erwärmt die $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ Mischung im Kessel. Die nützliche Kälteleistung entsteht im Evaporator. Sicherheitshalber wird zwischen Evaporator und Luftkühler ein selbständiger Kühlkreis geschaltet. Die Kühlflüssigkeit wird mit Hilfe von Flüssigkeitspumpe bewegt. Aus dem Kondensator strömt die Wärme ins Freie. Die zwei Wärmeaustauscher verbessern die Wirtschaftlichkeit. Im Absorber wird der Ammoniak-Dampf

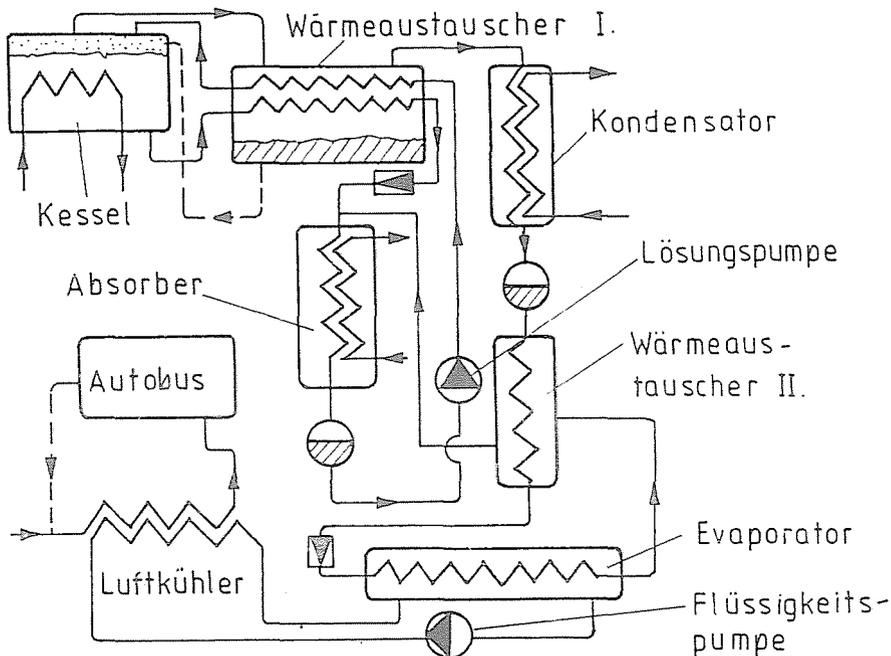


Abb. 6. Schema einer Absorptionskältemaschine für die Klimatisierung von Autobussen

in der ammoniakarmen Lösung absorbiert. Ausser dem Ammoniak-Wasser als Arbeitsmedium-Paar wurden auch Möglichkeiten der Verwendung von Wasser-Lithiumbromid und Methanol-Lithiumbromid untersucht. Es zeigte sich, daß diese Arbeitsmedium-Paare wegen verschiedener thermischer Probleme nicht anwendbar sind.

Nach unseren Untersuchungen ergeben sich folgende technisch-thermische Kenngrößen der Absorptionskältemaschine unter Verwendung von Ammoniak-Wasser als Arbeitsmedium-Paar: Abgaswärmemenge: 29.7 kW; Kälteleistung: 15.2 kW; Gesamtmasse: 650 – 700 kg; Gesamtvolumen: 2 – 2.2 m³; Herstellungskosten einer Absorptionsklimaanlage: 0.5 – 0.7 Millionen Forint. Die Entwicklungskosten bis zur Betriebsfähigkeit belaufen sich auf 2 – 3 Millionen Forint. Dessenungeachtet, daß die Betriebskosten praktisch Null sind, sind die Masse, Volumen und Herstellungskosten zu groß. Demgegenüber sind die Kolbendampfkälteanlagen und die Turboluftkühler wesentlich günstiger. Besonders ungünstig ist das große Gesamtvolumen der Absorptionsklimaanlage. Es ist praktisch unmöglich infolge des großen Gesamtvolumens, in den Autobus die verschiedenen Teile der Absorptionsklimaanlage einzubauen. Aufgrund der geschilderten Probleme haben wir die Entwicklung der Autobus-Absorptionsklimaanlage nicht weitergeführt.

Zusammenfassung

Die Verminderung des Energieverbrauches von Autobussen ist eine sehr wichtige Aufgabe. Die Klimatisierung der Autobusse braucht relativ viel Energie. Die Lösung der Klimatisierung mit Hilfe der Abgaswärmeenergie vermindert wesentlich den Energieverbrauch von Autobussen. Im Aufsatz werden verschiedene Möglichkeiten der Klimatisierung von Autobussen unter Nutzung der Abgaswärmeenergie untersucht.

Die Verwendung der mit Abgaswärmeenergie getriebenen Turboluftkühler ist eine wohl lösbare Aufgabe. Die Konstruktion des Turboluftkühlers ist sehr einfach, das Gesamtvolumen und die Gesamtmasse sind günstig, aber sein Energieverbrauch ist relativ groß. Die Benutzung der Abgaswärmeenergie vermindert diesen Nachteil wesentlich.

Die Abgaswärmeenergie ist auch für die Inbetriebhaltung der Absorptionskühlanlagen zu gebrauchen. Sie sind relativ einfach, und haben praktisch keinen Bewegungsbestandteil, aber sie sind immer sehr umfangreich. Nach unseren Untersuchungen ist die mit dem Arbeitsmedium-Paar von $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ funktionierende Absorptionskältemaschine die günstigste für die Klimatisierung von Autobussen. Die mit der Hilfe von Abgaswärmeenergie funktionierende Autobus-Absorptionskühlmaschine ist vollständig betriebsfähig, aber ihre Gesamtmasse und ihr Volumen sind so groß, daß ihre Anwendung zur Zeit noch nicht aktuell ist.

Literatur

1. PÁSZTOR, E.: Analyse des Arbeitsprozesses von Kältemaschinen mit Luftzyklus, und ihre Anwendungsmöglichkeiten. *Acta Techn. Hung.* Vol. 84. pp. 221-239, 1977.
2. PROHOROV, V. I.: O primenenií vozdušnyh holodil'nyh mašin v sistemah kondicionirovaniâ vozduha. *Holodil'naâ Tehnika.* 1969. No. 1.
3. PASTOR, È.: Analiz rabočego processa vozdušnyh turbokolodil'nyh ustanovok i ih primenenié dlâ nazemnogo kondicionirovaniâ vozduha na samoletah. *Periodica Polytechnica, Transp. Eng.* Vol. 9. 1981.
4. PÁSZTOR, E.: Grubenturboluftkühler — ihre Theorie und praktische Ausführung, *Acta Techn. Hung.* Vol. 93. (3-4). pp. 215-236. 1981.
5. COAD, W. J.: Terminal Effectiveness of a Vapor Compression Cycle-Heating. *Piping Air Conditioning*, Vol. 48. p. 34. 1976.

Address:

Dr. Endre PÁSZTOR
Lehrstuhl für Aero und Thermotechnik des Fahrzeuginstituts
Technische Universität,
H-1521 Budapest, Ungarn