

HEAT REGENERATION IN HOUSE FOR FATTENING PIGS

P. Kic¹, F. Lomoz²

¹ Czech University of Agriculture, Faculty of Engineering, Prague, Czech Republic

² MIRA Sedlčany, Czech Republic

Animal houses are buildings with high heat generation inside, and incorporate intensive ventilation equipment. It therefore seems appropriate to use heat recovery systems similar to those used in other types of buildings – domestic or office buildings – because animal sheds often offer better conditions for economic energy utilisation. This article describes the results of an experiment using a regenerative heat exchanger in the ventilation system of a pig-fattening shed.

ventilation; pig house; heat regeneration; exchanger; efficiency

INTRODUCTION

Animal houses are buildings with high heat generation inside, and incorporate intensive ventilation equipment. It therefore seems appropriate to use heat recovery systems similar to those used in other types of buildings - domestic or office buildings - because animal sheds often offer better conditions for economic energy utilisation.

Through the use of a heat recovery system heat losses of animal houses by ventilation consequently decrease and can be calculated by the following equation (1):

$$Q_A = (M_A - M_R \cdot \eta_R) \cdot c_a \cdot \Delta t_{ie} \text{ (W)} \quad (1)$$

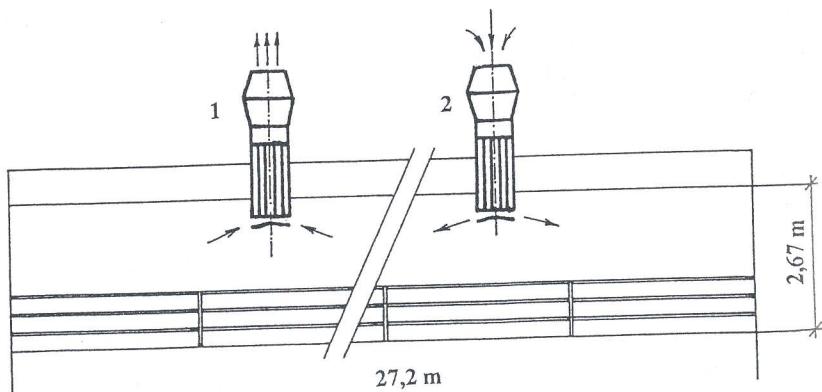
Heat transfer can be effected by different types of heat exchangers, which are classified according to their operating principle as either recuperative or regenerative. In a direct transfer type heat exchanger, two fluids are separated by a thin wall (parting plates or tube walls) through which heat flows. This type of heat exchanger is designated as a recuperative heat exchanger. According to their principle exchangers are classified as direct (plate or tubular) or indirect (with natural cycle – pipe recuperators, with circulating pump – lamella type exchangers) (Chyšký, Hemzal et al., 1993).

Regenerators are storage type exchangers. The heat transfer surface is of cellular structure usually referred to as a matrix. The same flow passage is occupied by one of two fluids. During the flow of hot air through a passage, thermal energy is stored in the matrix wall. During the flow of cold air through the same passage later, the matrix wall delivers thermal energy to the cold fluid. Thus heat is alternately stored and rejected by the matrix wall. It can be used exclusively for air-to-air heat transfer applications (Kakač et al., 1980).

In order to have a continuous operation in a regenerator, either the matrix must be moved periodically in and out of the fixed streams of air as in a rotary regenerator, or airflows must be diverted to and from the fixed matrices as in a fixed-matrix regenerator. Thus for a continuous operation, a fixed-matrix regenerator has at least two matrices operated in parallel. The outlet fluid temperatures vary with time in a fixed-matrix regenerator. This article describes the results of an experiment using a regenerative heat exchanger in the ventilation system of a pig-fattening shed.

MATERIAL AND METHOD

The operation of a regenerative heat exchanger was tested on the pig farm. The ventilation of the building is by two ventilation units, based on an axial fan and a vertical ventilation chimney (sheet-metal plates) with cross-section 800 mm x 800 mm, passing through the roof (Fig. 1). Each ventilation unit contains 20 heat-storage plates made from wood-dust/cement material dimen-



1. Ventilation system of pig-fattening shed with regenerative heat exchangers No. 1 and No. 2

sions 1250 mm x 750 mm x 8 mm, which are the matrix of the heat regenerator.

Special automatic controls of the ventilation system allow two-way rotation of each fan, so they alternately function as follows. On the first cycle one fan expels air from the building and heats the matrix (storage plates) in its unit, while the other fan heats fresh air. On the second cycle the fans then operate the other way round, and so on.

The readings were taken during winter when the outside temperatures were $t_e = 3.43$ to 7.3 °C and the inside temperatures $t_i = 18.00$ to 21.7 °C. The temperatures and humidity of the air were measured by Therm 2246-2 apparatus, and the air velocities were measured by ALNORG GGA-65P apparatus.

All four levels of ventilation performance (a, b, c, d) were measured for each unit operating on the following cycle. 300 seconds air expulsion and storage of heat in the matrix – 30 seconds fans at rest – 300 seconds of air intake and heating via the heat exchanger.

First the air velocities were measured in both vertical ventilation chimneys. The air flows for each level of ventilation performance (a, b, c, d) of incoming air to the building V_e and of outgoing air from the building V_i were calculated. The temperatures of incoming air after the exchanger t_e' and temperature of outside and inside the building were measured as well for all four levels of ventilation performance (from a to d).

The resulting measurements were used to calculate the real efficiency of the heat regeneration η_R (2) which was achieved with actual air flows V_e and V_i . The theoretical efficiency of heat regeneration η_{RV} (3) which could be achieved if the air flows are equal $V_e = V_i$ was also calculated. The heat flow Q_R gained from the regenerative heat exchanger is calculated according to equation (4). It is supposed that the density ρ_a and specific heat c_a of the outgoing air and incoming air is the same. This simplification is possible, because the inaccuracy of calculation using this simplification is low in comparison with the inaccuracy of data measured in the experiment.

$$\eta_R = (t_e' - t_e) / (t_i - t_e) \quad (2)$$

$$\eta_{RV} = \eta_R \cdot V_i / V_e \quad (3)$$

$$Q_R = V_e \cdot \rho_a \cdot c_a \cdot (t_e' - t_e) \quad (W) \quad (4)$$

All readings were taken at two levels of dust pollution on the matrix. The first level of pollution was after a long period of performance without clean-

ing (about 14 months) and the second one was for partly cleaned plates (about 50% pollution).

RESULTS

The resulting course of temperature readings t_e' of incoming air after the exchanger relative to time (statistically processed) are described by the logarithmic equations in Tables I-IV.

I. The resulting course of temperature readings t_e' of incoming air after the exchanger relative to time (Fan No. 1, badly polluted matrix)

Equation No.	Level of ventilation	Equation: $t_e' = f(\tau)$	Correlation coefficient
(5)	a	$t_e' = 22.000 - 3.6764 \cdot \log \tau$	0.899
(6)	b	$t_e' = 20.460 - 3.5664 \cdot \log \tau$	0.994
(7)	c	$t_e' = 20.446 - 4.0848 \cdot \log \tau$	0.982
(8)	d	$t_e' = 19.822 - 3.5679 \cdot \log \tau$	0.990

II. The resulting course of temperature readings t_e' of incoming air after the exchanger relative to time (Fan No. 1, partly cleaned matrix, about 50% pollution)

Equation No.	Level of ventilation	Equation: $t_e' = f(\tau)$	Correlation coefficient
(9)	a	$t_e' = 21.843 - 4.4737 \cdot \log \tau$	0.933
(10)	b	$t_e' = 21.303 - 5.1982 \cdot \log \tau$	0.981
(11)	c	$t_e' = 20.117 - 5.0665 \cdot \log \tau$	0.992
(12)	d	$t_e' = 18.692 - 4.6684 \cdot \log \tau$	0.988

III. The resulting course of temperature readings t_e' of incoming air after the exchanger relative to time (Fan No. 2, badly polluted matrix)

Equation No.	Level of ventilation	Equation: $t_e' = f(\tau)$	Correlation coefficient
(13)	a	$t_e' = 21.270 - 3.7752 \cdot \log \tau$	0.990
(14)	b	$t_e' = 21.141 - 3.7086 \cdot \log \tau$	0.972
(15)	c	$t_e' = 18.227 - 3.5996 \cdot \log \tau$	0.993
(16)	d	$t_e' = 18.932 - 3.8782 \cdot \log \tau$	0.991

IV. The resulting course of temperature readings t_e' of incoming air after the exchanger relative to time (Fan No. 2, partly cleaned matrix, about 50% pollution)

Equation No.	Level of ventilation	Equation: $t_e' = f(\tau)$	Correlation coefficient
(17)	a	$t_e' = 23.012 - 4.6152 \cdot \log \tau$	0.897
(18)	b	$t_e' = 22.049 - 3.7004 \cdot \log \tau$	0.941
(19)	c	$t_e' = 20.896 - 5.1727 \cdot \log \tau$	0.981
(20)	d	$t_e' = 19.253 - 4.9932 \cdot \log \tau$	0.975

V. The results of measuring heat regeneration (Fan No. 1, badly polluted matrix)

Level of ventilation	t_e (°C)	t_{es}' (°C)	t_i (°C)	V_e ($m^3 \cdot s^{-1}$)	V_i ($m^3 \cdot s^{-1}$)	η_R	η_{RV}	Q_R (kW)
a	6.0	14.5	21.0	0.208	0.470	0.251	0.566	2.122
b	6.4	13.2	20.2	0.384	0.765	0.247	0.493	3.133
c	6.5	12.1	20.0	0.749	1.216	0.256	0.415	5.033
d	7.3	12.5	19.5	0.624	1.258	0.211	0.426	3.894
m	-	-	-	-	-	0.241	0.475	3.55

The average values of temperatures of incoming air t_{es}' were calculated by integration (21) of the equations obtained from the Tables I-IV.

$$t_{es}' = \tau^{-1} \cdot \int_0^{300} (a_1 - a_2 \cdot \log \tau) \cdot d\tau \quad (\text{°C}) \quad (21)$$

These and other measured values were used for the calculation of the real efficiency of the heat regeneration η_R , the theoretical efficiency of heat regeneration η_{RV} and the heat flow Q_R gained from the regenerative heat exchanger. The results are presented in Tables V-X.

DISCUSSION

The results demonstrate that significant energy savings can be garnered from a building air outlet by the use of this type of regenerative heat exchanger without a switch-over valve. In the case of heat exchanger No. 1 the average efficiency of heat regeneration in long-term operation without cleaning (badly polluted exchanger matrix (Table V) $\eta_R = 0.241$ and in common service conditions (50% pollution) $\eta_R = 0.221$ (Table VI). Heat flow gained

VI. The results of measuring heat regeneration (Fan No. 1, partly cleaned matrix, about 50% pollution)

Level of ventilation	t_e (°C)	t_{es}' (°C)	t_i (°C)	V_e ($m^3 \cdot s^{-1}$)	V_i ($m^3 \cdot s^{-1}$)	η_R	η_{RV}	Q_R (kW)
a	4.2	12.7	20.82	0.150	0.542	0.142	0.511	1.530
b	4.5	10.7	20.7	0.379	0.555	0.261	0.383	2.820
c	4.6	9.8	19.7	0.597	0.997	0.206	0.344	3.725
d	4.6	9.2	18.3	0.974	1.197	0.273	0.336	5.376
m	—	—	—	—	—	0.221	0.394	3.363

VII. The results of measuring heat regeneration (Fan No. 2, badly polluted matrix)

Level of ventilation	t_e (°C)	t_{es}' (°C)	t_i (°C)	V_e ($m^3 \cdot s^{-1}$)	V_i ($m^3 \cdot s^{-1}$)	η_R	η_{RV}	Q_R (kW)
a	6.0	13.6	21.0	0.211	0.534	0.200	0.507	1.924
b	6.1	13.6	20.6	0.258	0.690	0.193	0.517	2.322
c	6.8	10.9	18.0	0.392	1.077	0.133	0.366	1.929
d	6.5	11.0	18.7	0.539	1.120	0.178	0.369	2.911
m	—	—	—	—	—	0.176	0.440	2.272

VIII. The results of measuring heat regeneration (Fan No. 2, partly cleaned matrix, about 50% pollution)

Level of ventilation	t_e (°C)	t_{es}' (°C)	t_i (°C)	V_e ($m^3 \cdot s^{-1}$)	V_i ($m^3 \cdot s^{-1}$)	η_R	η_{RV}	Q_R (kW)
a	4.0	13.6	21.7	0.152	0.528	0.156	0.542	1.751
b	3.8	12.4	21.0	0.243	0.637	0.191	0.500	2.508
c	3.8	10.3	20.0	0.437	1.075	0.163	0.401	3.409
d	3.4	9.1	18.5	0.714	1.646	0.164	0.377	4.884
m	—	—	—	—	—	0.169	0.455	3.138

from the regenerative heat exchanger was $Q_R = 3.55$ kW (Table V), respectively $Q_R = 3.363$ kW (Table VI). In the case of measurement on second heat exchanger No. 2 the average efficiency of heat regeneration in long-term operation without cleaning (badly polluted exchanger matrix) was lower

IX. The results of measuring heat regeneration (average values for fan No. 1 and 2, badly polluted matrix)

Level of ventilation	η_R	η_{RV}	Q_R
	—	—	(kW)
a	0.223	0.537	2.023
b	0.220	0.505	2.728
c	0.195	0.391	3.481
d	0.195	0.398	3.403
m	0.208	0.458	2.910

X. The results of measuring heat regeneration (average values for fan No. 1 and 2, partly cleaned matrix, about 50% pollution)

Level of ventilation	η_R	η_{RV}	Q_R
	—	—	(kW)
a	0.149	0.527	1.641
b	0.226	0.442	2.664
c	0.185	0.373	3.567
d	0.219	0.357	5.130
m	0.195	0.425	3.251

(Table VII) $\eta_R = 0.176$, also in common service conditions (50% pollution) was average efficiency of regeneration lower $\eta_R = 0.169$ (Table VIII). Gained heat flow was $Q_R = 2.272$ kW (Table VII), respectively $Q_R = 3.138$ kW (Table VIII).

In general appreciation of tested regenerative heat exchangers the attention should be paid especially to the comparison with other heat recovery systems. The recuperative heat exchangers used in animal houses, which were tested in buildings for pigs (Kic, 1985) showed, that efficiency of heat recovery was from $\eta_R = 0.14$ to 0.26. However, from the reason of high dust concentration in animal houses the recuperative heat exchangers have to be equipped by filters which need to be cleaned very often and that is why those exchangers were not successful in practice. The other disadvantage of recuperative heat exchangers is relatively high acquisition costs.

A d a m o v s k ý et al. (1996) came also to similar conclusions after many years of research. In their experiments the efficiency of all recuperative heat exchangers quickly decreased after several days of use in dusty conditions of

animal house. According to their measurement average efficiency of recuperation on the 1st day was $\eta_R = 0.48$, but already after one week it was $\eta_R = 0.25$, after two weeks $\eta_R = 0.15$ and after three weeks only $\eta_R = 0.07$.

The importance of tested regenerative heat exchangers is very well evident especially from the comparison with recuperative heat exchangers. It is impossible to avoid the dust in buildings used for animal production (especially in barns for pig and poultry) and according to our results the regeneration efficiency of tested regenerative heat exchangers is not negatively influenced by dust.

Increased heat-transfer coefficient, extended area of the heat exchanging plates and enlarged heat capacity of the matrices would enable to achieve higher total efficiency of regenerative heat exchangers. The last of these parameters can be increased by choosing of suitable material with higher specific heat or by increasing of the whole mass of accumulative matrix.

The use of fans with well-balanced performance-characteristics of forward and reverse course for the construction of ventilation units would also result in better relation between the flows of incoming and outgoing air (V_e / V_i) through the heat exchanger and consequently in higher efficiency of the heat regeneration η_R .

This presumption is confirmed by calculation of theoretical efficiency of heat regeneration in the conditions of equality of air flows. This theoretical efficiency of heat regeneration was in the case of heat exchanger No. 1 in long-term operation without cleaning (badly polluted exchanger matrix $\eta_{RV} = 0.475$ (Table V), and in common service conditions (50% pollution) $\eta_{RV} = 0.394$ (Table VI). Performance results of heat exchanger No. 2 with badly polluted exchanger matrix were as follow $\eta_{RV} = 0.440$ (Table VII) and by 50% pollution $\eta_{RV} = 0.455$ (Table VIII).

The shorting of switching time of fans course has good influence on increasing of heat regeneration efficiency during the performance of ventilation units with this kind of regenerative heat exchangers. But from the practical point of view it must be always found the optimum time of switch it over, to ensure the practically possible way of fans performance and air transport in inlets and outlets from the stable.

At times when a high level of ventilation is required, especially in summer, the matrix can very simply be moved to the sides of the ventilation unit. In this position there is practically no interference with the flow of air through the unit, and so it can be used for air induction or expulsion as needed.

The advantages of such a system are low construction costs, and an efficiency level virtually independent of the level of dust pollution. For these reasons it can be recommended for any type of building housing animals – pigs, poultry, etc. – where an improvement winter heating balance is required.

List of used symbols

- a – 1st level of ventilation
 a_1 – constant
 a_2 – constant
 b – 2nd level of ventilation
 c – 3rd level of ventilation
 c_a – specific heat of air ($J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$)
 d – 4th level of ventilation
 m – middle level of ventilation
 Q_A – heat losses of animal houses by ventilation (W)
 Q_R – heat flow gained from the regenerative heat exchanger (W)
 M_A – mass flow of the air for ventilation of the stable ($kg \cdot s^{-1}$)
 M_R – mass flow of the air for regeneration of the heat ($kg \cdot s^{-1}$)
 t_e – temperature of incoming air before the exchanger ($^{\circ}C$)
 t_e' – temperature of incoming air after the exchanger ($^{\circ}C$)
 t_{es}' – average temperature of incoming air after the exchanger ($^{\circ}C$)
 t_i – temperature of outgoing air before the exchanger ($^{\circ}C$)
 Δt_{ie} – temperature difference between the outgoing air and incoming air before the exchanger (K)
 V_e – flow of incoming air ($m^3 \cdot s^{-1}$)
 V_i – flow of outgoing air ($m^3 \cdot s^{-1}$)
 η_R – efficiency of the heat recovery (heat recuperation or regeneration) (–)
 η_{RV} – theoretical efficiency of heat regeneration (–)
 τ – time of performance of fans (s)
 ρ_a – density of air ($kg \cdot m^{-3}$)

References

- ADAMOVSKÝ, R. – HUTLA, P. – BLAŽEK, M.: Analysis of heat efficiency of the recuperation exchangers in microclimate exacting stables. *Scientia Agric. Bohem.*, 27, 1996: 303–313.
CHYSKÝ, J. – HEMZAL, K. et al.: *Větrání a klimatizace* (Ventilation and air conditioning). Technical Manual. Volume 31. Prague, Česká matice technická 1993. 490 p.
KAKAÇ, S. – BERGLES, A. E. – MAYINGER, F.: *Heat Exchangers*. Washington, New York, London, Hemisphere Publishing Corporation 1980. 1131 p.
KIC, P.: Study of influences on microclimatic and environmental conditions in animal houses. [Ph.D. Thesis.] Prague, VŠZ 1985. 170 p. (in Czech).

Received for publication on February 15, 1999

Regenerace tepla ve výkrmně prasat.

Scientia Agric. Bohem., 30, 1999: 43–54.

Cílem příspěvku bylo ověřit možnosti využití regeneračního výměníku tepla v objektech pro výkrm prasat. Objekty živočišné výroby pro ustájení hospodářských zvířat patří mezi budovy s poměrně vysokou vnitřní produkcí tepla a velkým tokem vzduchu vyměňovaného větráním. Ve srovnání s některými jinými budovami, např. obytnými nebo administrativními, splňují proto z hlediska energetické efektivnosti v řadě případů požadavky na využití zařízení pro zpětné získávání tepla z odváděného vzduchu (ZZT). Vzhledem k vysoké prášnosti stájového ovzduší se však využití nejběžnějších výměníků ZZT na principu rekuperace tepla pro tento účel příliš neosvědčilo a v praxi se používá jen omezeně.

Funkce regeneračních výměníků tepla byla ověřována na farmě pro výkrm prasat. Vybrána byla hala pro 240 výkrmových prasat o vnitřních rozměrech: délka 27,23 m, šířka 9,6 m a výška od podlahy do stropu 2,67 m. Hala je rozdělena středovou uličkou na dvě řady po 12 kotcích, každý pro 10 výkrmových prasat. Větrání hal by zajišťuje dvě ventilační jednotky, skládající se z axiálního ventilátoru VE 450 a vertikální větrací šachty o průřezu 800 x 800 mm, procházející střechou. Akumulační hmota pro zpětné získávání tepla ve tvaru desek byla umístěna v obou vertikálních větracích šachtách (obr. 1). Úpravou automatiky regulace větrání byl zajištěn střídavý chod ventilátorů pro přívod a odvod vzduchu, takže se ve své funkci vzájemně doplňují (první jednotka odvádí vzduch – ohřívá výměník, druhá přivádí čerstvý vzduch, který se ohřívá).

Do každé ventilační jednotky bylo rovnoměrně umístěno 20 akumulačních azbesto cementových desek o rozměrech: délka 1 250 mm, šířka 750 mm a tloušťka 8 mm. Měření bylo prováděno v zimním období při venkovních teplotách v rozmezí $t_e = 3,43$ až $7,3^\circ\text{C}$ a vnitřních teplotách vzduchu od $t_i = 18,00$ do $21,7^\circ\text{C}$. Pro měření teplot a vlhkosti vzduchu byl použit měřicí přístroj THERM 2246-2, rychlosti proudění byly měřeny pomocí přístroje ALNORG GGA-65P.

Při měření byl pomocí regulace nastaven provoz ventilátorů postupně na čtyři výkonové stupně a až d. Nejprve byly měřeny rychlosti proudění vzduchu v obou šachtách, z nich byly vypočteny průtoky vzduchu pro jednotlivé stupně a až d pro přívod vzduchu do stáje V_e a pro odvod vzduchu ze stáje ven V_i . Pak byly měřeny teploty t_e ohřátého vzduchu přiváděného přes výměník do stáje pro stupně a až d. Průběžně během měření byly měřeny též teploty venkovního a vnitřního vzduchu.

Z naměřených hodnot byla vypočtena skutečná účinnost výměníku η_R (2) odpovídající skutečným tokům vzduchu V_e a V_i a dále účinnost η_{RV} (3), jíž by bylo možné teoreticky dosáhnout při rovnosti průtoků vzduchu $V_e = V_i$. Pro utvoření lepší představy o uspořeném množství tepla, které bylo odvedeno systémem ZZT zpět do stáje a napomohlo tak lepším tepelným podmínkám ve stáji, byl vypočten také tepelný tok zpětně získaný regenerací Q_R podle vztahu (4).

Výsledky měření ukázaly, že tímto přepínacím regeneračním výměníkem lze dosáhnout značné úspory tepla ze vzduchu odváděného ze stáje. V případě výměníku č. 1 byla dosažena průměrná účinnost regenerace tepla při dlouhodobém provozu bez očištění (silně znečištěné desky výměníku – tab. V) $\eta_R = 0,241$ a při běžných provozních podmínkách (50% znečištění desek) $\eta_R = 0,221$ (tab. VI). Tím byl získán regenerací tepla z výměníku průměrný tepelný tok $Q_R = 3,55 \text{ kW}$ (tab. V), resp. $Q_R = 3,363 \text{ kW}$ (tab. VI). U druhého měřeného výměníku č. 2 byla u silně znečištěného výměníku účinnost regenerace tepla nižší (tab. VII) $Q_R = 0,176$. Také při 50% znečištění byla průměrná účinnost regenerace nižší $\eta_R = 0,169$ (tab. VIII) a získaný tepelný tok byl $Q_R = 2,272 \text{ kW}$ (tab. VII), resp. $Q_R = 3,138 \text{ kW}$ (tab. VIII).

Při celkovém hodnocení těchto ověřovaných regeneračních výměníků je třeba zvážit zejména srovnání s jinými způsoby získávání tepla z odváděného vzduchu. Jedny z prvních rekuperačních výměníků vzduchu pro zpětné získávání tepla, které byly ověřovány ve stájích pro prasata (K i c , 1985), ukázaly, že účinnost rekuperace tepla dosahovala 14 až 26 %, avšak z důvodu prašnosti musely být rekuperační výměníky vybavovány filtry, u nichž docházelo k rychlému zanášení, a především proto nebyly tyto výměníky v praxi příliš úspěšné. Možnosti využití v praxi omezovaly také poměrně vysoké pořizovací náklady na tyto rekuperační výměníky.

K obdobným závěrům po mnoha letech výzkumu dospěli i A d a m o v s k ý et al. (1996), neboť účinnost u všech rekuperačních výměníků rychle klesala. Podle jejich měření byla 1. den $\eta_R = 0,48$, ale již po týdnu byla 0,25, po 14 dnech 0,15 a po třech týdnech pouze 0,07. Zejména z tohoto srovnání je velmi dobré patrný význam sledovaného regeneračního výměníku, u něhož účinnost regenerace není ovlivněna negativně prachem, kterému nelze v objektech živočišné výroby, zvláště ve stájích pro prasata a drůbež, zabránit.

Pro zvýšení celkové účinnosti výměníku je třeba volit takové technické řešení, které umožňuje zvýšení součinitele přestupu tepla, zvětšení teplosměnné plochy a zvětšení tepelné kapacity akumulační náplně volbou materiálů s větší měrnou tepelnou kapacitou nebo i celkovým zvětšováním hmotnosti akumulační hmoty desek.

Volba ventilátorů s vyrovnanou výkonnostní, charakteristikou pro reverzní chod oběžného kola, by vedla k dosažení většího poměru mezi tokem přiváděného a odváděného vzduchu přes výměník, a tím by také působila na zvýšení celkové účinnosti regenerace tepla. Tento předpoklad je potvrzen výpočtem teoretické účinnosti regenerace tepla při rovnosti toků vzduchu. Tato teoretická účinnost regenerace tepla dosahovala v případě výměníku č. 1 u silně znečištěných desek $\eta_{RV} = 0,475$ (tab. V) a při jeho 50% znečištění $\eta_{RV} = 0,394$ (tab. VI). Výsledky zjištěné pro výměník č. 2 byly při silném znečištění $\eta_{RV} = 0,440$ (tab. VII) a při 50% znečištění $\eta_{RV} = 0,455$ (tab. VIII). Z provozního hlediska působí na zvyšování účinnosti regenerace tepla zkracování doby přepínání chodu ventilátorů.

V době potřebného zvýšení větrání, zejména v letním období, se akumulační desky jednoduchým způsobem sesunou k vnitřní straně ventilační jednotky. V této poloze narušují minimálně proudění vzduchu v potrubní části, a ventilační jednotka tak může být využita podle potřeby jak pro přívod, tak pro odvod větracího vzduchu.

Výhodou tohoto systému zpětného získávání tepla jsou zejména nízké pořizovací náklady a dále to, že účinnost regenerace tepla není závislá na stavu znečištění povrchových ploch desek akumulační náplně. Tento výměník lze proto doporučit pro stájové objekty s potřebou zlepšení tepelné bilance v zimním a přechodném období. Bude se jednat především o stáje pro prasata a drůbež, a to jak při nové výstavbě, tak i při modernizacích a přestavbách starších objektů.

větrání; výkrmna prasat; regenerace tepla; výměník; účinnost

Contact Address:

Doc. Ing. Pavel Kic, DrSc., Česká zemědělská univerzita, Technická fakulta, Kamýcká 129, 165 21 Praha-Suchdol, Česká republika, tel.: 02/24 38 31 41, fax: 02/20 92 13 61, e-mail: kic@tf.czu.cz
