

Nähe der unteren Grenztemperatur des Optimalbereichs nach Standard TGL 29 084, dann sind optimale thermische Bedingungen für die Ferkel gegeben:

$$t_{0} = (t_{r} + t_{l}) / 2. \quad (17)$$

Aus den Ableitungen sowie aus Bild 1 wird deutlich, daß im Verlauf des Wachstums der Ferkel entweder die Lufttemperatur oder die Strahlungstemperatur geregelt bzw. gesteuert werden muß, wenn neben thermisch optimalen Umweltbedingungen für die Ferkel ein rationeller Energieeinsatz gewährleistet sein soll. Die notwendige Strahlungstemperatur wird bei vorhandener Stalllufttemperatur durch eine entsprechende Heizleistung des Infrarotstrahlers realisiert. In welcher Beziehung notwendige Strahlungstemperatur und Heizleistung des Infrarotstrahlers stehen, ist von der konkreten technischen Konstruktion des Strahlers abhängig. Zur Ableitung der notwendigen Heizleistung einer bestimmten technischen Lösungsvariante sind Temperaturverteilungsmessungen im Mikroklimabereich notwendig.

5. Zusammenfassung

Die Notwendigkeit eines rationellen Energieeinsatzes erfordert in der Ferkelaufzucht

eine den Wärmeansprüchen der Tiere entsprechende Heizenergieanwendung. Auf der Grundlage von Modellbetrachtungen konnte aus den in der Literatur vorliegenden Informationen eine Gleichung abgeleitet werden, die die Errechnung einer notwendigen Strahlungstemperatur der Umwelt bei einer gegebenen Lufttemperatur im Ferkelliegebereich ermöglichte. Das arithmetische Mittel aus der notwendigen Strahlungstemperatur und der ihr zugeordneten Lufttemperatur entspricht annähernd der unteren Grenztemperatur des optimalen Temperaturbereichs nach Standard TGL 29 084.

Literatur

- [1] TGL 29 084 Stallklimagestaltung; Rinder, Schafe, Schweine und Geflügel. Ausg. 7. 1986.
- [2] Bresk, B.: Wechselbeziehung zwischen Stallklima und Mastleistung in der Schweineproduktion. Tierhygiene-Information, Eberswalde-Finow 16 (1984) Sonderheft.
- [3] Bresk, B.; Rehmann, U.: Notwendiger Heizenergieeinsatz bei Anwendung der elektrisch beheizten Ferkelliegefläche zur Aufzucht von

- Saugferkeln. agrartechnik, Berlin 38 (1988) 1, S. 40-42.
- [4] Grammers, F. J.; Christison, G. J.; Cortis, S. E.: Estimating animal floor contact areas (Schätzung der Kontakfläche eines liegenden Tieres zum Fußboden). J. Animal. Sci., Albany 30 (1970) 4, S. 552-555.
- [5] Sach, W.: Die Größe der Körperauflagefläche von Ferkeln in Abhängigkeit von Lage, Gewicht und Konstitution. Tierärztliche Hochschule Hannover, Dissertation A 1975.
- [6] Gonzales, R. R.: Infrared radiation and human thermal comfort (Infrarotstrahlung und thermischer Komfort des Menschen). In: Microwaves and Thermoregulation. New York, London: Academic Press 1983, S. 109-137.
- [7] Böer, W.: Technische Meteorologie. Leipzig: B. G. Teubner Verlagsgesellschaft 1964.
- [8] Büttner, K.: Physikalische Bioklimatologie. Leipzig: Akademische Verlagsgesellschaft 1938.
- [9] Mount, L. E.: The use of heat transfer coefficients in estimating sensible heat loss from the pig (Die Anwendung der Wärmeübergangskoeffizienten zur Schätzung des sensiblen Wärmeverlustes beim Schwein). Anim. Prod., London 25 (1977) S. 271-279.
- [10] Mount, L. E.: The Climatic Physiology of the Pig (Klimaphysiologie der Schweine). London: Edward Arnold 1968.
- [11] Brody, S. R.: Bioenergetics and Growth (Biologische Energie und Wachstum). New York: Reinhold 1945. A 5344

Wärmerückgewinnung aus der Stallabluft mit Glasrohrwärmeübertrager

Dr. med. vet. G. Paar/Ing. R. Reinz/Ing. J. Blankenburg, Bezirksinstitut für Veterinärwesen Bad Langensalza, Bezirk Erfurt
Staatl. gepr. Landw. W. Kahl, VEG(B) Mühlhausen, Bezirk Erfurt

Verwendete Formelzeichen

Φ_{ZU}	Temperaturübertragungsgrad
Φ_{AB}	Wärmerückgewinnungsgrad
t_{ZU}	°C Zulufttemperatur
t_{AU}	°C Außenlufttemperatur
t_{AB}	°C Ablufttemperatur
C	W/K Wärmekapazitätsstrom

1. Einleitung

Der Einsatz von Geräten zur Nutzung von Sekundärenergie stellt eine nicht zu unterschätzende Möglichkeit zur weiteren Optimierung des Heizenergiebedarfs in der Tierproduktion dar. Im Rahmen der Feldprüfung zur Wärmerückgewinnung aus der Abluft von Tierställen sind weitere Rückgewinnungseinrichtungen hinsichtlich ihrer Funktionsfähigkeit und Wirkung auf das Stallklima zu untersuchen. Dazu gehören auch die den rekupe-rativen Systemen zugeordneten Glattrohrwärmeübertrager.

Sie zeichnen sich dadurch aus, daß die Luftströme durch Rohre voneinander getrennt sind, wobei i. allg. kein Stoffaustausch, wie Staub, Luftfeuchtigkeit und Schadgase, erfolgen kann [1, 2]. Somit wird nur Wärmeenergie übertragen. Bei Unterschreitung der Taupunkttemperatur kondensiert ein Teil des in der Abluft enthaltenen Wasserdampfes, wodurch auch Kondensationswärme übertragen wird und sich so der Wirkungsgrad verbessert [3]. Als Material für die Rohre kann Glas, Aluminium [4] sowie Polyester bzw. Polyäthylen [5] eingesetzt werden, wobei Glas hinsichtlich Korrosionsbeständigkeit, geringer Schmutzablagerung und Reinigungsfähigkeit die besten Voraussetzungen bietet [6].

Zweckmäßig ist die Fertigung der Glattrohrwärmeübertrager in Form von Bausteinen (Module), da hierdurch eine bessere Anpas-

sung an unterschiedliche Luftdurchsätze möglich ist.

Die Führung der Luftströme (Fortluftstrom, Zuluftstrom) kann nach dem Gleichstrom-, Gegenstrom- oder Kreuzstromprinzip erfolgen.

Bei der Entwicklung und Gestaltung von Rekuperatoren sind grundsätzlich eine hohe Korrosionsbeständigkeit, eine gute Reinigungsfähigkeit sowie eine Frostunempfindlichkeit zu fordern. Als bedeutendes Problem wird häufig der hohe Staubgehalt der Stallluft, der eine starke Verschmutzung der Glasrohre auf der Abluftseite verursachen kann, herausgestellt. So traten in Broilerställen sogar Schmutzbrücken zwischen den Röhren auf, die meist nur manuell und unter Verwendung von Hochdruckreinigern entfernt werden konnten [7]. Verschiedentlich wird die Installation einer Sprüheinrichtung im Stall empfohlen, die mit Hilfe einer Schaltuhr oder manuell in Betrieb gesetzt wird [8, 9].

2. Untersuchungsobjekt

Die Prüfung des Glasrohrwärmeübertragers erfolgte in einem Stall für güste und niedertragende Sauen, der zu einer 1000er-Sauen-zuchtanlage gehört.

Die Sauen stehen in vierreihig angeordneten Kastenständen mit Teilspaltenboden. Zur Entmistung sind Schleppschau-feln eingesetzt. Der Stall hat eine Kapazität von 264 Tierplätzen. Die Lüftungsanlage des Saueinstalls besteht aus einer zentralen Zuluftanlage mit vorgeschaltetem Glasrohrwärmeübertrager sowie dezentralen Zuluftgeräten. Während die zentrale Zuluftanlage für die Winterluftanlage ausgelegt ist, kann über die

dezentralen Zuluftgeräte eine stufenweise Anpassung der Förderstrommenge an die Sommerluftanlage vorgenommen werden (Bild 1).

Bei der ersten Einbauvariante bestand der Glasrohrwärmeübertrager aus drei Modulen, die übereinander in der ehemaligen Lüfter-zentrale angeordnet waren. Die Abluftführung erfolgte horizontal. Aufgrund ungünstiger Druckverhältnisse auf der Außenluftseite des Wärmeübertragers sowie einer relativ schnell eintretenden Verschmutzung der Wärmeübertragerrohre wurde der Glasrohrwärmeübertrager auf vier Module (je 400 mm x 400 mm x 1250 mm) erweitert und der Abluftstrom vertikal von unten nach oben durch die Wärmeübertragereinheit geführt (Bilder 2 und 3).

3. Ergebnisse

3.1. Wärmeübertragungsgrad

Die Berechnung des Wärmeübertragungsgrades erfolgte auf der Basis der ermittelten Temperaturwerte des Außen-, Zuluft- und Abluftstroms sowie der Größe des Zuluft- und Abluftvolumenstroms:

$$\Phi_{ZU} = \frac{t_{ZU} - t_{AU}}{t_{AB} - t_{AU}}, \quad \Phi_{AB} = \Phi_{ZU} \frac{C_{AU}}{C_{AB}}$$

In Tafel 1 sind die vor und nach der Passage des Glasrohrwärmeübertragers bei gleichzeitiger Erfassung des Luftdurchsatzes der Zu- und Abluftventilatoren registrierten Lufttemperaturen zu verschiedenen Meßzeitpunkten zusammengestellt. Daraus ist ersichtlich, daß die Temperaturerhöhung der Außenluft nach Durchströmung des Glasrohrwärmeübertragers zwischen 4,3 K und 11 K betrug, wobei

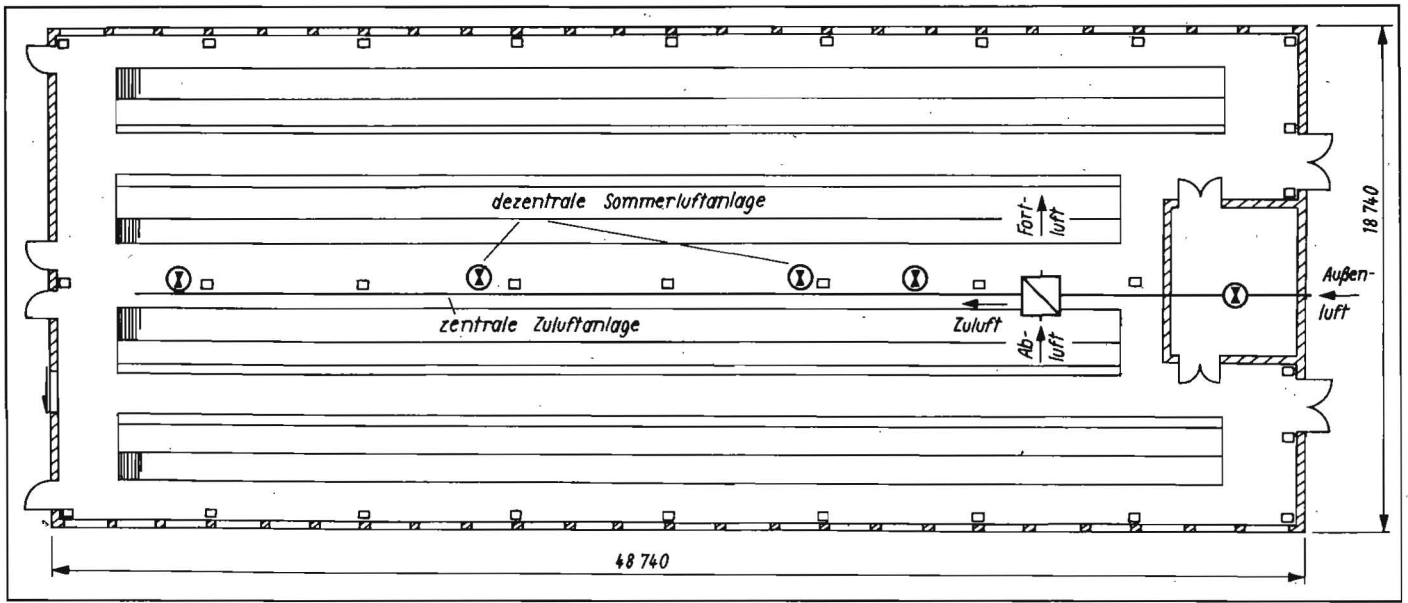


Bild 1. Grundriß des Sauenstalls mit Prinzipdarstellung der Stalllüftungsanlage

die geringeren Differenzen bei einer Außenlufttemperatur über 0°C und die höheren Differenzen bei Unterschreitung des Gefrierpunktes auftraten.

Der Temperaturübertragungsgrad erreichte Werte zwischen 0,29 und 0,59. Unter Beachtung der Wärmekapazitätsströme der Außenluft und der Abluft ergab sich ein Wärmeübertragungsgrad von 0,50 bis 0,67.

Bei einer Außenlufttemperatur um 4°C wurde ein Wärmeübertragungsgrad von rd. 0,5 errechnet, wobei bei Unterschreitung des Gefrierpunktes die Werte auf 0,67 bis 0,68 anstiegen.

Auffällig war jedoch, daß sich mit sinkender Außenlufttemperatur der Abluftvolumenstrom drastisch reduzierte und bei -12°C nur noch 46% des Ausgangswerts erreichte, wodurch sich auch der Wärmeübertragungsgrad verringerte.

3.2. Einfrierverhalten

Während der Untersuchungen konnte eine rasche Vereisung der Wärmeübertragereinheit beobachtet werden. So setzte bereits ab einer Außenlufttemperatur von -3°C an der Außenseite der Glasrohre Reifbildung ein, die ab etwa -8°C in eine Eisschicht überging und, von der Außenluftseite des Wärmeübertragers beginnend, den Raum zwischen den Glasrohren verschloß. Der Vereisungsprozeß führte schließlich zu einer Reduzierung der Übertragungsfläche von mehr als 50% und dadurch auch zu einer Abnahme der Abluftförderleistung (Bild 4). Die fortschreitende Vereisung der Glasrohre an der Abluftseite war an der rückläufigen Menge des Kondenswassers erkennbar, das vom Glasrohrwärmeübertrager abtropfte. Wenn die Kondenswassermenge nur noch ein geringes Maß erreichte, wurden die Zuluftventilatoren außer Betrieb gesetzt und somit die Abtauphase eingeleitet. Sie dauerte 4

bis 6 h (kürzere Abtauzeiten führten zu keiner vollständigen Beseitigung der Eisschichten). Der durch die Vereisung bedingte Rückgang der Wärmeübertragungsleistung war an der Veränderung der Zulufttemperatur, an der abnehmenden Differenz zwischen Zuluft- und Außenlufttemperatur erkennbar. So zeigt Bild 5, daß die Temperaturerhöhung der Zuluft, d. h. die Differenz zwischen Zuluft- und Außenlufttemperatur, nach Passage des Wärmeübertragers mit zu-

duzierung der Übertragungsfläche von mehr als 50% und dadurch auch zu einer Abnahme der Abluftförderleistung (Bild 4). Die fortschreitende Vereisung der Glasrohre an der Abluftseite war an der rückläufigen Menge des Kondenswassers erkennbar, das vom Glasrohrwärmeübertrager abtropfte. Wenn die Kondenswassermenge nur noch ein geringes Maß erreichte, wurden die Zuluftventilatoren außer Betrieb gesetzt und somit die Abtauphase eingeleitet. Sie dauerte 4

Bild 4. Ansichten der Vereisungsphase des Glasrohrwärmeübertragers

Bild 3. Schnittdarstellung des Glasrohrwärmeübertragers

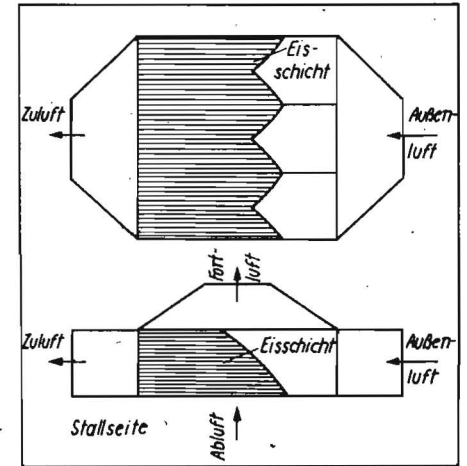
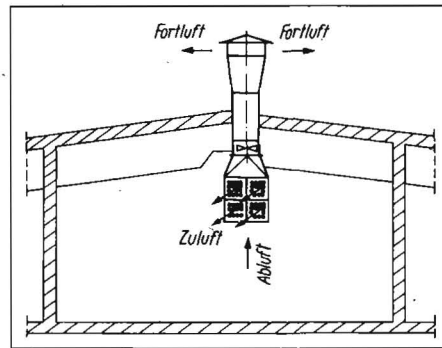
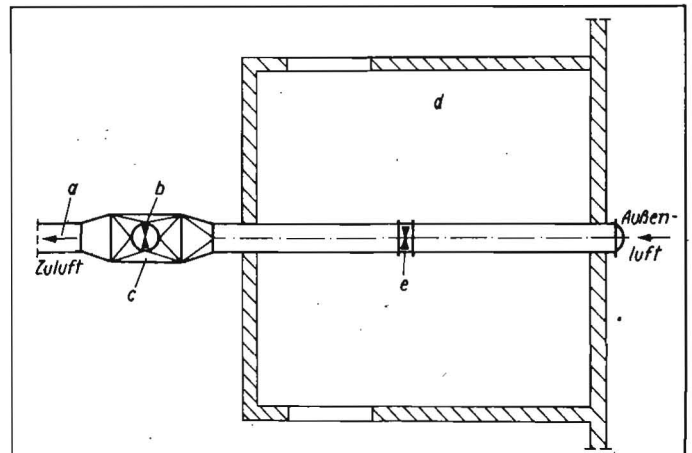


Bild 2. Teilgrundriß der zentralen Zuluftanlage mit Glasrohrwärmeübertrager; a Zuluftkanal, b Abluftventilator, c Glasrohrwärmeübertrager, d ehemalige Lüfterzentrale, e Zuluftventilator

Tafel 1. Temperaturwerte der einzelnen Luftströme, Luftdurchsatz und Wärmeübertragungsgrad

Meßzeitpunkt	Temperatur			Luftdurchsatz		Übertragungsgrad	
	Außen-luft °C	Zu-luft °C	Ab-luft °C	Zuluft m³/s	Abluft m³/s	Φ_{ZU}	Φ_{AB}
1	4,5	9,8	13,8	1,56	1,81	0,57	0,51
2	4,0	9,5	13,5	1,58	1,93	0,58	0,50
3	- 1,8	7,7	14,5	1,58	1,44	0,58	0,67
4	- 4,7	6,3	14,0	1,55	1,47	0,59	0,67
5	- 8,2	1,0	13,0	1,56	1,08	0,43	0,68
6	-12,2	-6,5	7,8	1,41	0,89	0,29	0,50



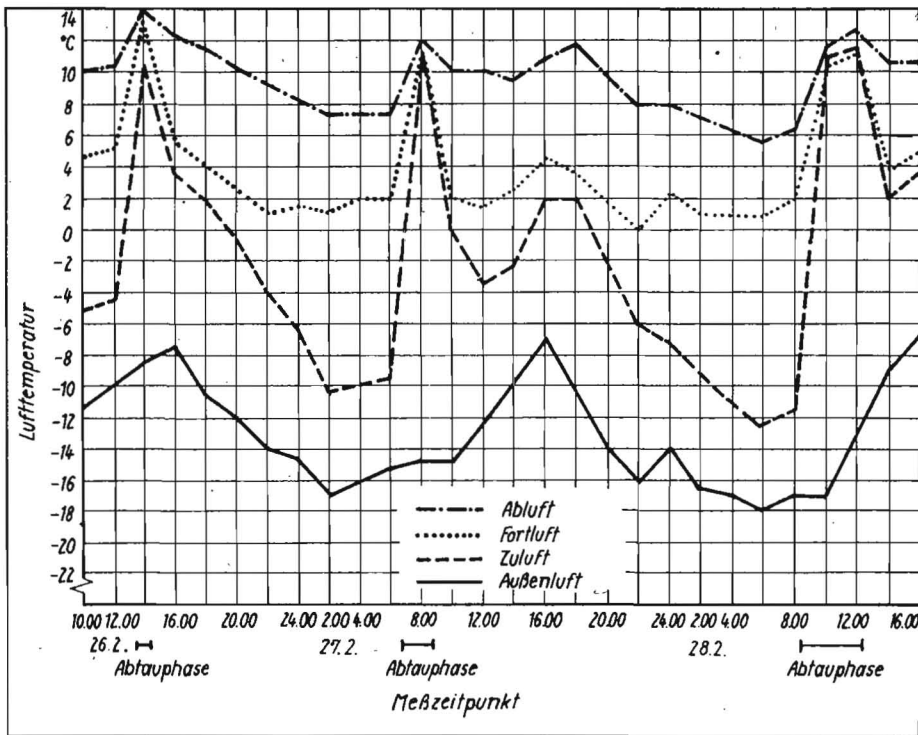


Bild 5. Verlauf der Lufttemperatur vor und nach Passage des Glasrohrwärmeübertragers.

nehmender Vereisung der Glasrohre bis auf 4 bis 5 K zurückgeht, um nach dem Abtauen auf 11 bis 14 K anzusteigen.

Das beschriebene Einfrierverhalten des Glasrohrwärmeübertragers führt zu einer verminderten Funktionssicherheit, da gerade in den Zeiträumen mit dem höchsten Bedarf an Wärmeenergie die Rückgewinnungsleistung erheblich abnimmt bzw. während der notwendigen Abtauphasen total ausfällt. Zur Vermeidung des Einfrierens wurde der Zuluftventilator so geschaltet, daß er bei Unterschreitung einer Außenlufttemperatur von -10°C im Intervall betrieben wurde (Laufzeit 30 min, Pausenzeit 8 min). Dadurch war es möglich, den Glasrohrwärmeübertrager bis zur registrierten minimalen Außenlufttemperatur von -23°C eisfrei zu halten.

3.3. Verschmutzung des Glasrohrwärmeübertragers

Die Verschmutzung des Glasrohrwärmeübertragers war nach einer Betriebszeit von 6 bis 8 Wochen noch vertretbar und dürfte zu keiner Funktionsbeeinträchtigung führen. So waren die Glasrohre gleichmäßig von einer Schmutzschicht umgeben, die eine Dicke von rd. 0,5 bis 1,0 mm erreichte. Bei Taupunkttemperaturunterschreitung war diese Schicht durchfeuchtet. Mit ansteigender Außenlufttemperatur gegen Ende des Winters kam es zur Verkrustung der Schmutzschicht. Während im Winterbetrieb keine nennenswerten Verschmutzung auf der Außenluftseite des Glasrohrwärmeübertragers eintrat, waren nach etwa achtmonatigem Dauerbetrieb des Zuluftventilators die Öffnungen der Glasrohre durch eine aus Staub und Pflanzenteilen bestehende Schicht

zugesetzt, wodurch die Zuluftförderleistung erheblich eingeschränkt wurde.

3.4. Stallklimaparameter

Durch den Einsatz eines Glasrohrwärmeübertragers im Sauenstall konnte die Stalllufttemperatur im Tagesmittel ausnahmslos im Optimalbereich von 12 bis 25°C gehalten werden. Damit lagen die Tagesmittel im Vergleich zu einem Kontrollstall ohne Heizung und Wärmerückgewinnung bis zu 5 K höher. Auch die Werte der relativen Stallluftfeuchte verliefen ausschließlich im Optimum und unterschritten das Niveau der Luftfeuchte im Kontrollstall um etwa 10%.

Die Konzentration von Ammoniak und Kohlendioxid bewegte sich mit 9 bis 20 ppm (v/v) bzw. 1100 bis 3500 ppm (v/v) im zulässigen Bereich.

4. Schlußfolgerungen

Für einen Glasrohrwärmeübertrager wurde bei verschiedenen Einbauvarianten ein Wärmerückgewinnungsgrad von 0,50 bis 0,68 ermittelt. Er reicht i. allg. aus, um Stalllufttemperaturforderungen von etwa 12°C zu genügen.

Für Tiere mit höheren Anforderungen an die Umgebungstemperatur ist eine Vorheizung bzw., aus energetischer Sicht günstiger, eine Nachheizung erforderlich.

Der Wärmeübertragungsgrad erfuhr durch zunehmende Vereisung der Glasrohre eine beträchtliche Reduzierung, da die Wärmeübertragerfläche wesentlich abnimmt. Unter den geprüften Bedingungen lag die Einfrierengrenze bei -10°C . Die Vereisung begann an der Außenluftseite und schritt in Richtung Zuluftseite fort, wodurch neben der Senkung

des Übertragungsgrades auch der Spaltluftstrom verringert wurde.

Die Vereisung der Wärmeübertragereinheit als Haupthindernis für einen störungsfreien Einsatz in der Tierproduktion konnte durch die über Thermostat und Zeitrelais gesteuerte Intervallschaltung der Zuluftventilatoren bis zum Außenlufttemperaturminimum von -23°C vermieden werden. Dabei erwies sich der ab einer Außenlufttemperatur von $\leq -10^{\circ}\text{C}$ einsetzende Zyklus von 30 min Betriebszeit und 8 min Pause als effektiv. Die Verschmutzung der Glasrohre kann durch die vertikale Führung des Abluftstroms durch den Glasrohrwärmeübertrager etwas reduziert werden. Eine Reinigung ist während der Heizperiode nicht erforderlich, aber vor Wiederinbetriebnahme zur nächsten Heizperiode notwendig. Dabei ist ein geeignetes Reinigungsverfahren zu entwickeln, wobei die Kaltwasserdruckreinigung als nicht ausreichend zu beurteilen ist.

Außerhalb der Heizperiode ist die Zuluftförderung über den Glasrohrwärmeübertrager zu vermeiden, da neben dem erhöhten Elektroenergieverbrauch eine starke funktionsbeeinträchtigende Verschmutzung auf der Außenluftseite eintritt. Eine Bypassführung in der Übergangs- und Sommerperiode ist bei Nutzung der zentralen Zuluftanlage daher unbedingt erforderlich.

Weitere Untersuchungen zum Rohrwärmeübertrager mit dem Ziel der Senkung des Druckverlustes auf der Zuluftseite und der Verbesserung der Reinigung erscheinen notwendig. Einfache Demontierbarkeit, evtl. Herausziehen der einzelnen Module, veränderter Materialeinsatz sowie andere Dimensionierung des Rohrdurchmessers sind u. a. zu beachten.

Literatur

- [1] König, W.: Sinnvolle Energieeinsparung durch Wärmerückgewinnungsanlagen. Jahrbuch der Wärmerückgewinnung 1977/78. Essen: Vulkan-Verlag 1978, S. 20–25.
- [2] Vogel, S.: Zur Problematik von Funktionsmessungen bei Wärmerückgewinnung. Gesundheits-Ingenieur, München 101 (1980) 9, S. 257–284.
- [3] Kessel, H. W.: Wärmeaustauscher für den Einsatz in Ställen. Tierzüchter, Hildesheim 33 (1981) 12, S. 526–529.
- [4] Habelt, J.: Energieeinsparung durch Wärmeaustauscher. Deutsche Geflügelwirtschaft und Schweineproduktion, Stuttgart 33 (1981) 52, S. 1500–1503.
- [5] Orth, H. W.: Alternative Energie – Wärmerückgewinnung aus der Stallabluft. Schweinezucht und -mast, Hannover 29 (1981) 6, S. 217–219.
- [6] Allemann, R.: Wärmerückgewinnung mittels rekuperativer Wärmeaustauscher. Jahrbuch der Wärmerückgewinnung 1977/78. Essen: Vulkan-Verlag 1978, S. 35–42.
- [7] Cielejewski, H.; Lamp, J.: Energiesparende Klimasysteme in Broilermastställen. Deutsche Geflügelwirtschaft und Schweineproduktion, Stuttgart 35 (1983) 37, S. 1062–1066.
- [8] Kessel, H. W.: Wärmepumpe und Wärmeaustauscher in Schweinemastbetrieben. Schweinezucht und Schweinemast, Hannover 26 (1978) 11, S. 414–416.
- [9] Wellers, H. M.: Wärmeaustauscher aus Glasröhren von PRIX. dlz – die landtechnische Zeitschrift, München 34 (1983) 2, S. 202–204. 5403