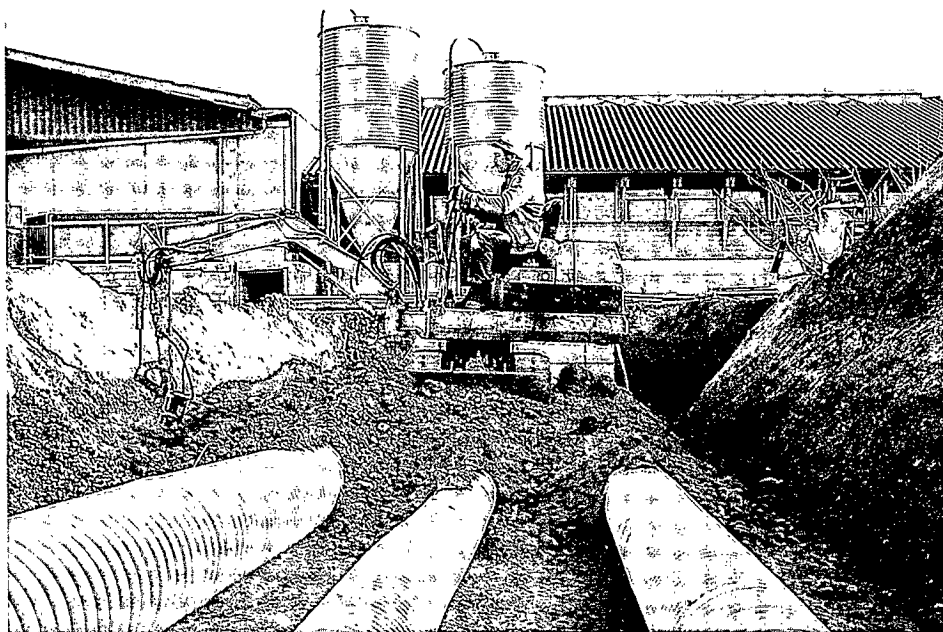




FAT

Erdwärmetauscher für Mastschweineeställe

48



Ludo Van Caenegem und Deglin Didier

Ludo Van Caenegem
Deglin Didier¹⁾

¹⁾ Faculté universitaire des sciences agronomiques, section Génie rural,
B-5030 Gembloux

Erdwärmetauscher für Mastschweinställe

1998

Eidgenössische Forschungsanstalt für Agrarwirtschaft
und Landtechnik (FAT), CH-8356 Tänikon TG

Direktor: Prof. Dr. Walter Meier

Vorwort

Bei geschlossenen Ställen ist das Stallklima von grosser Bedeutung. Es beeinflusst nicht nur die Tierleistung, die Funktionstüchtigkeit des Aufstallungssystems, die Emissionen und den Energieverbrauch, sondern auch die Gesundheit des Betreuers und die Lebensdauer des Gebäudes. Die besten Resultate erzielt man bei der Schweinemast in geschlossenen Ställen mit möglichst konstanten Verhältnissen, die Aussenklimaschwankungen weitgehend eliminieren. Eine zweckmässige Klimatisierung solcher Ställe ist aber mit einem hohen Einsatz an Fremdenergie verbunden und wird deshalb in der Regel nur während der kalten Jahreszeit praktiziert.

In gut wärmegeprägten Ställen werden bis zu 80 % der Wärmeverluste durch die Lüftungsrate verursacht. Es ist deshalb sinnvoll, Energieeinsparungen vor allem in diesem Bereich zu suchen. Dabei soll nicht die Luftmenge reduziert, sondern eine fremdenergiearme Aufbereitung der Zuluft angestrebt werden. Der Erdwärmetauscher, welcher das natürliche Wärmespeichervermögen des Bodens ausnutzt, bietet dazu optimale Voraussetzungen. Nicht nur werden in wenigen Meter Tiefe die Aussentemperaturschwankungen stark abgeschwächt, sie verzögern sich auch in der Zeit, sodass tiefste und höchste Bodentemperaturen zeitlich nicht mit dem grössten Heiz- und Kühlbedarf im Stall zusammenfallen. Der Erdwärmetauscher bringt also nicht nur Energieeinsparungen im Winter, sondern auch eine Verbesserung des Stallklimas im Sommer. Erdwärmetauscher sind allerdings mit beträchtlichen Investitionen verbunden. Deshalb soll jeder Planung eine gründliche Kosten/Nutzen-Rechnung vorangehen.

Diese Arbeit liefert die Grundlagen für eine solche Kosten/Nutzen-Rechnung. Sie behandelt die wichtigsten physikalischen Parameter, und stellt ein Computermodell für die Berechnung des instationären Wärmeaustausches zwischen Zuluft und Erdreich vor. Neben Modellrechnungen werden Langzeitmessungen an einer Praxisanlage und an der FAT-Versuchsanlage besprochen. Durch die Eingliederung des Computermodells in ein Stallklimaprogramm ist es möglich, den Einfluss beliebiger Erdwärmetauscher auf das Stallklima während eines ganzen Jahres vorauszusagen. Die Ergebnisse dieser Berechnungen bilden die Grundlage für die Beurteilung der Wirtschaftlichkeit von Erdwärmetauschern.

Der Bericht ist das Ergebnis einer fruchtbaren Zusammenarbeit zwischen der Sektion „Constructions du Génie Rural“ der Faculté Universitaire des Sciences Agronomiques de Gembloux (B) und der FAT.

Richard Hilty,

Leiter Landwirtschaftliches Bauen, FAT

Inhalt

	Seite
1. Einleitung	5
2. Theoretische Grundlagen.....	6
2.1. Wirkungsprinzip des Erdwärmetauschers	6
2.2. Instationärer Wärmeaustausch	7
2.3. FAT-Berechnungsmethode	9
3. Parameteranalyse	13
3.1 Bodenparameter	13
3.1.1 Bodentiefe und Temperaturleitfähigkeit	13
3.1.2 Wärmeleitfähigkeit	14
3.2. Rohr- und Luftparameter	15
3.2.1 Wärmeübergangszahl.....	15
3.2.2 Rohrdurchmesser	18
3.2.3 Rohrabstand	19
3.2.4 Rohrlänge	22
3.3 Druckverluste im Erdwärmetauscher	25
3.4 Schlussfolgerungen.....	26
4. Erdwärmetauscher Mastschweinstall Engwilen.....	27
4.1 Beschreibung der Anlage	27
4.2 Messergebnisse	28
4.2.1 Kalte Periode (20.02.93 - 07.04.93).....	28
4.2.2 Warme Periode (17.07.92 - 09.08.92)	31
4.2.3 Übergangsperiode	32
5. Erdwärmetauscher-Versuchsanlage FAT.....	33
5.1 Beschreibung der Anlage	33
5.2 Messergebnisse	35
5.2.1 Einfluss der Verlegetiefe.....	35
5.2.2 Verlauf der Erdreichtemperatur.....	41
5.2.3 Einfluss des Durchmessers.....	42
5.2.4 Einfluss der Rohrlänge und der Luftgeschwindigkeit	43
5.2.5 Luftwiderstand der Rippenrohre.....	45
5.3 Vergleich zwischen gemessenen und berechneten Werten.....	45
6. Einfluss des Erdwärmetauschers auf das Stallklima	47
6.1 Sommer.....	47
6.2 Winter	47
6.3 Frühling, Herbst.....	49
6.4 Jahresleistung	50
6.4.1 Temperaturdefizitzahl	51
6.4.2 Anzahl Stunden mit Übertemperatur.....	51
7. Dimensionierung des Erdwärmetauschers.....	53
8. Investitionen.....	54
9. Wirtschaftlichkeit.....	56

10. Empfehlungen für die Praxis.....	58
11. Zusammenfassung.....	60
12. Résumé.....	61
13. Summary.....	62
14. Literatur.....	63
Anhang 1: Ableitung der Gleichung XXI (stationärer Wärmetransport).....	65
Anhang 2: Einheitspreise für die Wirtschaftlichkeitsberechnung des Erdwärmetauschers.....	68

1. Einleitung

Die Wirtschaftlichkeit einer modernen Mastschweinehaltung wird neben den erzielbaren Preisen und den Betriebsmittel- und Faktorkosten auch durch die Produktionsleistung der Tiere bestimmt. Letztere wird unter anderem durch Umweltfaktoren beeinflusst. Dazu gehört das Stallklima.

Praxiserfahrungen zeigen, dass schlechte Stallklimabedingungen zu beträchtlichen Produktionseinbußen führen können. Durch die synergetische Wirkung der verschiedenen Stallklimafaktoren (Temperatur, relative Feuchtigkeit, Luftzug, Stallgas-, Staub- und Keimkonzentrationen) können geringe und an sich harmlose Belastungen einzelner Faktoren zu Krankheitserscheinungen führen.

In Mastschweineeställen verursacht die erforderliche Lüftung den grössten Teil der Wärmeverluste (bis zu 80 %). Deshalb nutzen passive Massnahmen wie zusätzliche Wärmedämmung nur wenig, und es ist ohne Fremdenergie-Einsatz weder im Winter noch im Sommer möglich, die Temperatur hinsichtlich der Produktion stets im optimalen Bereich zu halten. Ein gesundes Stallklima (CO_2 -Konzentration < 2000 ppm) bei optimaler Stalltemperatur erfordert im Winter zeitweise eine Raumheizung oder eine Anwärmung der Zuluft. Bei hohen Aussentemperaturen lässt sich ein Hitzestress ohne Kühlung nicht vermeiden. In der Praxis beschränkt man sich in der Regel auf eine Heizung und verzichtet aus Kosten- und Energiegründen auf eine Raumkühlung. Die erforderliche Kühlleistung ist wegen der höheren sommerlichen Lüftungsrate um ein Vielfaches höher als die winterliche Heizleistung.

Die grössten Stallklimaprobleme treten vor allem bei schwankenden Aussentemperaturen auf. Im Frühling und Herbst ist oft mit einem starken nächtlichen Absinken der Aussentemperatur zu rechnen. In diesen Perioden ist die (Winter-)Heizung meistens nicht mehr oder noch nicht im Betrieb. Man versucht dann die Temperaturschwankungen im Stallinnern durch eine Drösselung der Lüftungsrate zu puffern. Oft wird hierbei die minimal erforderliche Lüftungsrate unterschritten. Die Folge ist eine unzureichende Luftqualität, welche nicht nur für die Schweine schädlich ist, sondern auch die Gesundheit des Tierbetreuers beeinträchtigt. Laut neuen Untersuchungen leiden auf dänischen Schweinebetrieben 11 % aller Landwirte an Asthma und 32 % an chronischer Bronchitis.

Im Gegensatz zur Aussenluft verläuft die Temperatur im Boden, und zwar mit zunehmender Tiefe viel gleichmässiger. Es liegt also auf der Hand, diesen natürlichen Wärmespeicher zur Aufbereitung der Zuluft auszunutzen. Eine gleichmässiger Zulufttemperatur erlaubt das ganze Jahr durch eine wesentlich konstantere Innentemperatur und dies bei bedeutend höheren Minimalluftraten. Der Bedarf an Fremdenergie (Stromverbrauch der Lüfter) steigt hierbei nur unwesentlich.

2. Theoretische Grundlagen

2.1 Wirkungsprinzip des Erdwärmetauschers

Der Erdwärmetauscher besteht aus im Erdreich verlegten Rohren, durch welche die Frischluft für den Stall angesaugt wird (Abb. 1).

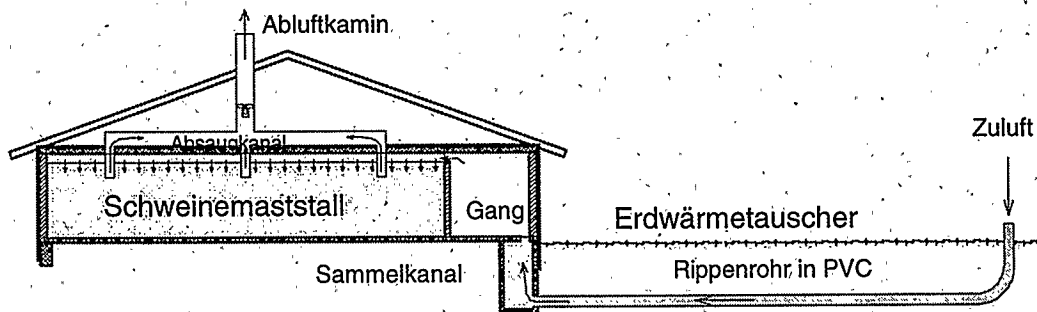


Abb. 1. Erdwärmetauscher bestehen aus im Erdreich verlegten Rohren, durch welche die Frischluft für den Stall angesaugt wird.

Als Rohre benutzt man Rippenrohre aus PVC, in der Regel mit Durchmesser 250 bis 400 mm (Abb. 2). Rippenrohre weisen wegen der grossen Wärmeaustauschfläche und der geringen Wandstärke eine gute Wärmeübertragung zwischen Erdreich und Zuluft auf. Die Rippen sorgen ausserdem für den nötigen mechanischen Widerstand gegen Erddruck. Die Rohre müssen in Gefälle (in der Strömungsrichtung wegen der Einfriergefahr) verlegt werden, damit das eventuell eindringende Grundwasser und das im Sommer anfallende Kondenswasser abfliessen kann. Der Sammelkanal muss entwässert werden können.

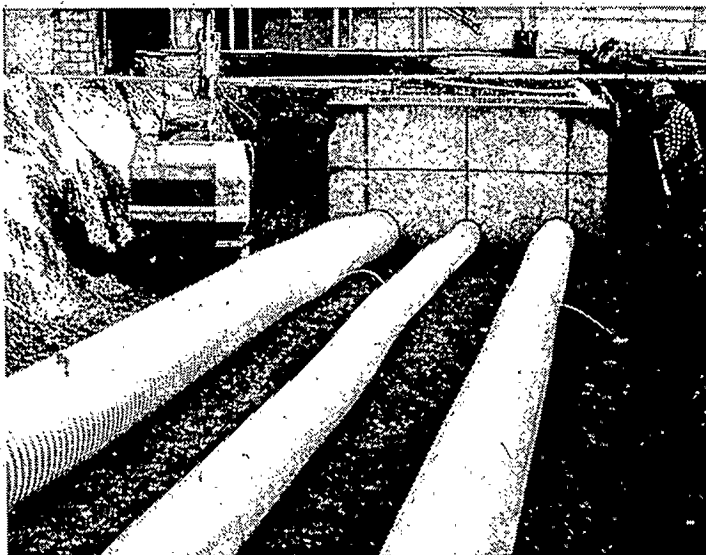


Abb. 2. Rippenrohre eignen sich wegen ihrer grossen Wärmeaustauschfläche und des mechanischen Widerstands ausgezeichnet

2.2 Instationärer Wärmeaustausch

Zwischen der Zuluft und dem Erdreich findet ein instationärer Wärmeaustausch statt. Durch die ständig wechselnde Aussentemperatur und Lufrate ändern sich die Wärmeströme in den verschiedenen Schichten des Erdmantels ums Rohr herum dauernd bezüglich Intensität und auch regelmässig bezüglich Strömungsrichtung. Dies hat zur Folge, dass der radiale Temperaturgradient im Erdmantel keinen linearen Verlauf aufweist und eine einfache Berechnung des Wärmetransports durch den gesamten Erdmantel nicht möglich ist. Da sich ausserdem die Lufttemperatur beim Durchlaufen des Rohres ändert, entsteht auch in der Längsrichtung im Erdmantel ein Temperaturgradient.

Der Wärmeaustausch hängt von verschiedenen Boden-, Rohr- und Lufigenschaften ab. Er lässt sich durch eine Differentialgleichung mit acht Variablen (Aussentemperatur, Bodentemperatur, Luftgeschwindigkeit, Wärmeleitfähigkeit der Rohrwand und des Bodens, Zeitdauer, Rohrlänge und Radius des wirksamen Erdmantels) bestimmen (Abb. 3).

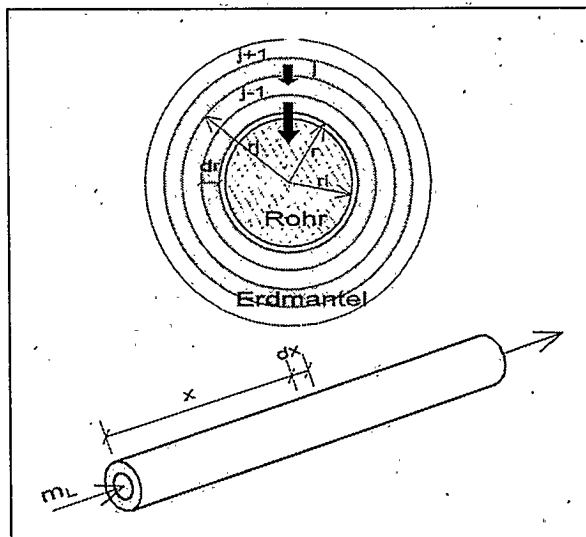


Abb. 3. Der thermisch wirksame Erdmantel ums Rohr wird für die Berechnung der instationären Wärmeströmungen in konzentrische Zylinder unterteilt.

$$dQ_{s,x} = \frac{2 \cdot \pi \cdot (t_{L,x} - t_{b,x}) \cdot dx \cdot d\vartheta}{\frac{1}{\alpha \cdot r_i} + \frac{1}{\lambda_r} \cdot \ln \frac{r}{r_i} + \frac{1}{\lambda_b} \cdot \ln \frac{r+dr/2}{r}} \quad (\text{Wh}) \quad (I)$$

- mit: $dQ_{s,x}$: fühlbare Wärmeabgabe des an der Rohrwand anliegenden Erdmantelzylinders an die Zuluft, für eine Rohrlänge dx in einer Entfernung „ x “ und Zeitspanne $d\vartheta$ (Wh)
- $t_{L,x}$: Lufttemperatur im Rohr, für eine Entfernung „ x “ (°C)
- $t_{b,x}$: Temperatur des an der Rohrwand anliegenden Erdmantelzylinders, für eine Entfernung „ x “ (°C)
- x : Durchlaufene Rohrstrecke, gemessen vom Rohranfang (m)
- α : Wärmeübergangszahl für eine bestimmte Luftgeschwindigkeit ($\text{W/m}^2 \cdot \text{K}$)
- r_i : Innenradius Rohr (m)
- r : Aussenradius Rohr (m)
- λ_r : Wärmeleitfähigkeit der Rohrwand ($\text{W/m} \cdot \text{K}$)

- λ_b : Wärmeleitfähigkeit des Bodens (W/m K)
 dr : Dicke des infinitesimal dünnen Bodenzylinders ums Rohr (m)
 ϑ : Zeitdauer (h)

Aus Gleichung (I) lässt sich der Wärmeaustausch zwischen zwei angrenzenden Bodenzylindern j und j-1 ableiten:

$$dQ_{s,x} = \frac{2 \cdot \pi \cdot (t_{j,x} - t_{j-1,x}) \cdot dx \cdot d\vartheta}{\frac{1}{\lambda_b} \cdot \ln \frac{r_j + dr/2}{r_j - dr/2}} \quad (\text{Wh}) \quad (\text{II})$$

- r_j : Innenradius des Bodenzylinders j (m)
 $t_{j,x}/t_{j-1,x}$: Temperatur des Bodenzylinders j, bzw j-1 für Entfernung „x“ (°C)

Die radiale Wärmeeindringung in den Erdmantel schwächt sich ab und verzögert sich, mit wachsendem Abstand zum Rohrmantel. Ein Nachschub von Wärme aus einer weiter entfernten Bodenschicht kann nur stattfinden, nachdem sich ein Temperaturgradient mit dem innenliegenden Bodenzylinder aufgebaut hat. Dazu muss dieser erst abkühlen, was wegen der thermischen Trägheit eine gewisse Zeit in Anspruch nimmt. Die Eindringtiefe hängt folglich neben den wärmetechnischen Eigenschaften des Bodens von der Zeitdauer der thermischen Belastung durch die Aussenluft ab.

Die Wärme, welche durch den Erdmantel abgegeben wird, muss durch die Zuluft aufgenommen werden.

$$dQ_{L,x} = m_L \cdot c_L \cdot dt_{L,x} \cdot d\vartheta \quad (\text{Wh}) \quad (\text{III})$$

- mit $dt_{L,x} = t_{L,x+dx} - t_{L,x}$
 $dQ_{L,x}$: Fühlbare Wärmeaufnahme oder -abgabe der Luft für eine Entfernung x im Rohr (Wh)
 $t_{L,x}$: Lufttemperatur für eine Entfernung „x“ m im Rohr (°C)
 $t_{L,x+dx}$: Lufttemperatur für eine Entfernung „x+dx“ m im Rohr (°C)
 m_L : Luftmassenstrom (kg/h)
 c_L : Spezifische Wärme der Luft: zirka 0,28 (Wh/kg K)

Findet keine Phasenänderung des Wassers in der Luft und im Boden statt, lässt sich die Temperaturänderung der Zuluft $dt_{L,x}$ aus Gleichungen I und III bestimmen.

Aus I = III folgt:

$$dt_{L,x} = \frac{2 \cdot \pi \cdot (t_{Lx} - t_b) \cdot dx}{\left(\frac{1}{\alpha \cdot r_i} + \frac{1}{\lambda_b} \cdot \ln \frac{r}{r_i} + \frac{1}{\lambda_b} \cdot \ln \frac{r + dr/2}{r} \right) \cdot m_L \cdot c_L} \quad (IV)$$

mit: $dt_{L,x}$: Temperaturänderung der Zuluft in einer Entfernung „x“ im Rohr (°C)

2.3 FAT-Berechnungsmethode

Eine analytische Lösung der Gleichung IV ist nicht möglich. Einzelne Faktoren wie die Bodentemperatur (t_b) sind gleichzeitig Zielgrösse und Variable. Die Lösung muss darum in einem Annäherungs- und Iterationsverfahren gesucht werden.

Aufgrund des ersten Hauptsatzes der Thermodynamik gilt für jeden Bodenzylinder:

$$Q_{S_{j+1,x}} - Q_{S_{j,x}} + \Delta Q_{S_{j,x}} = 0 \quad (Wh) \quad (V)$$

mit

$Q_{S_{j+1,x}}$: fühlbare Wärme durch Bodenzylinder j+1 an Bodenzylinder j übertragen pro Längen- (Δx) und Zeiteinheit ($\Delta \vartheta$), in einer Entfernung „x“ im Rohr

$Q_{S_{j,x}}$: fühlbare Wärme durch Bodenzylinder j an Bodenzylinder j-1 übertragen pro Längen- (Δx) und Zeiteinheit ($\Delta \vartheta$), in einer Entfernung „x“ im Rohr

$\Delta Q_{S_{j,x}}$: Änderung des Energieinhalts im Bodenzylinder pro Längen- (Δx) und Zeiteinheit ($\Delta \vartheta$), in einer Entfernung „x“ im Rohr

Durch Umwandlung der Variablen in Gleichung II in endliche Grössen bekommt man:

$$Q_{S_{j+1,x}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot (t_{j+1,x} - t_{j,x}) \cdot \Delta x \cdot \Delta \vartheta}{\frac{1}{\lambda_b} \cdot \ln \frac{r_{j+1} + \Delta r / 2}{r_{j+1} - \Delta r / 2}} \quad (Wh) \quad (VI)$$

$$Q_{S_{j,x}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot (t_{j,x} - t_{j-1,x}) \cdot \Delta x \cdot \Delta \vartheta}{\frac{1}{\lambda_b} \cdot \ln \frac{r_j + \Delta r / 2}{r_j - \Delta r / 2}} \quad (Wh) \quad (VI')$$

mit: $t_{j+1,x}$, $t_{j,x}$, $t_{j-1,x}$: Temperatur im Bodenzylinder j+1, j, j-1 in einer Entfernung „x“ im Rohr, (°C)

Δx : Länge des Rohrteilstücks (m)

Δr : Dicke des Bodenzylinders (m)

$\Delta \vartheta$: Zeitperiode (h)

r_{j+1} , r_j , r_{j-1} : Innenradius des Bodenzylinders j+1, j, j-1 (m)

Für den Bodenzylinder „o“ direkt an der Rohrwand anliegend gilt

$$Q_{S_{0,x}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot (t_{L,x} - t_{0,x}) \cdot \Delta x \cdot \Delta \vartheta}{\frac{1}{\alpha \cdot r_i} + \frac{1}{\lambda_b} \cdot \ln \frac{r}{r_i} + \frac{1}{\lambda_b} \cdot \ln \frac{r + \Delta r / 2}{r}} \quad (\text{Wh}) \quad (\text{VI''})$$

- mit: $t_{L,x}$: Temperatur der Zuluft in einer Entfernung „x“ (°C)
 $t_{0,x}$: Temperatur des an der Rohrwand anliegenden Bodenzylinders in einer Entfernung „x“ (°C)
 $Q_{S_{0,x}}$: Wärme durch den an der Rohrwand anliegenden Bodenzylinder an die Zuluft abgegeben in einer Entfernung „x“ (Wh)

Für die Änderung der inneren Energie im Erdmantelzylinder müssen zwei Komponenten berücksichtigt werden: die fühlbare Wärme, welche das Ergebnis einer Temperaturänderung ist, und die latente Wärme, welche bei einer eventuellen Phasenänderung (flüssig > fest) freikommt oder aufgenommen wird.

Für die Änderung der inneren Energie mit Phasenänderung im Erdmantelzylinder j gilt:

$$\Delta Q_{S_{j,x}} = m_j \cdot c_b \cdot \Delta t_{j,x} + V_j \cdot \kappa \cdot \Delta \phi \cdot L = Q_{S_{j,x}} - Q_{S_{j+1,x}} \quad (\text{Wh})$$

oder mit: $m_j = V_j \cdot \rho_b$

$$\Delta Q_{S_{j,x}} = V_j \cdot (\rho_b \cdot c_b \cdot \Delta t_{j,x} + \kappa \cdot \Delta \phi \cdot L) = Q_{S_{j,x}} - Q_{S_{j+1,x}} \quad (\text{Wh}) \quad (\text{VII})$$

m_j = Masse des Erdmantelzylinders j mit Länge Δx (kg)

V_j = Volumen des Erdmantelzylinders j mit Länge Δx (m³)

ρ_b = Bodendichte (kg/m³)

c_b = Spezifische Wärme des Bodens (Wh/kg K)

$\Delta t_{j,x}$ = Temperaturänderung im Erdmantelzylinder j in einer Entfernung „x“ (°C)

κ = Volumenanteil vom Wasser im Boden ($0 < \kappa < 1$)

$\Delta \phi$ = Anteil des Wassers, welches einfriert ($0 < \Delta \phi < 1$)

L = Gefrierungswärme des Wassers $\cong 93,055$ Wh/kg

Aus der Gleichung VII lässt sich die Temperaturänderung ($\Delta t_{j,x}$) im Erdmantelzylinder ableiten.

$$\Delta t_{j,x} = \frac{Q_{S_{j,x}} - Q_{S_{j+1,x}} - V_j \cdot \kappa \cdot \Delta \phi \cdot L}{V_j \cdot \rho_b \cdot c_b} \quad (^\circ\text{C}) \quad (\text{VIII})$$

Zu dieser Temperaturänderung muss man noch die Änderung addieren, welche ohne EWT-Einfluss infolge saisonaler Temperaturschwankungen im Boden während der kurzen Betrachtungsperiode stattfindet. Auf diese Weise wird der natürliche Temperaturverlauf im Boden berücksichtigt. Diese zusätzliche Variation kann nach Formel XII berechnet werden.

Die spezifische Wärme und die Wärmeleitfähigkeit des Bodens werden stark vom Wassergehalt bestimmt. Für die spezifische Bodenwärme gilt:

$$c_b = \frac{c_{\text{trocken}} \cdot \rho_{\text{trocken}} + c_{\text{Wasser}} \cdot \rho_{\text{Wasser}} \cdot \kappa}{\rho_b} \quad (\text{Wh/kg K}) \quad (\text{IX})$$

mit:

c_{trocken} = Spezifische Wärme des trockenen Bodens $\approx 0,22 \text{ Wh/kg K}$

c_{Wasser} = Spezifische Wärme für Wasser $\approx 1,16 \text{ Wh/kg K}$

ρ_{trocken} = Densität des trockenen Bodens (kg/m^3)

ρ_{Wasser} = Densität des Wassers $\approx 1.000 \text{ (kg/m}^3)$

ρ_b = Densität des feuchten Bodens (kg/m^3)

κ = Volumenanteil vom Wasser im Boden ($0 < \kappa < 1$)

$$\rho_b = \rho_{\text{trocken}} + \rho_{\text{Wasser}} \cdot \kappa$$

Nach Kersten lässt sich die Wärmeleitfähigkeit des Bodens (λ_b) annähernd nach folgender Gleichung berechnen.

$$\lambda_b = 0,144 \cdot [0,9 \cdot \log_{10}(\sigma) - 0,2] \cdot 10^{0,621 \cdot 10^{-3} \cdot \rho_{\text{trocken}}} \quad (\text{X})$$

mit σ : Wassergehalt in Prozent des trockenen Bodengewichtes

Auf analoge Weise wie die Temperaturänderung im Erdmantel kann die Temperaturänderung der Zuluft ($\Delta t_{L,x}$) aus Gleichungen III und VI" berechnet werden.

$$\Delta t_{L,x} = \frac{Q_{S_{0,x}}}{m_L \cdot c_L \cdot \Delta \vartheta} \quad (^\circ\text{C}) \quad (\text{XI})$$

mit: $m_L = V_L \cdot \rho_L$ (kg Luft/h)

$Q_{S_{0,x}}$ = Wärme durch den Erdmantel an die Zuluft abgegeben (Wh)

V_L = Luftvolumenstrom (m^3/h)

ρ_L = Luftdichte (kg/m^3)

c_L = Spezifische Wärme der Luft $\approx 0,28 \text{ Wh/kg K}$

$\Delta \vartheta$ = Zeitperiode (h)

Wird bei der Abkühlung der Zuluft die Taupunkttemperatur unterschritten, muss die Verdampfungswärme des Kondenswassers mitberücksichtigt werden. Das gleiche gilt, wenn die Zuluft Wasser in den Rohren aufnimmt. Die Temperaturänderung der Zuluft wird dann:

$$\Delta t_{L,x} = \frac{Q_{S_{0,x}} - m_L \cdot \Delta X \cdot 680}{m_L \cdot c_L \cdot \Delta \vartheta} \quad (^\circ\text{C}) \quad (\text{XII})$$

- mit: ΔX : Änderung des Wasserdampfhaltes in kg/kg trockene Luft
(Änderung ist negativ bei Kondensation, positiv bei Verdunstung)
- 680: Verdampfungswärme von Wasser (Wh/kg Wasser)

Durch Wiederholung dieser Berechnung für alle Erdmantelschichten in allen Teilstücken lässt sich schrittweise die Temperaturänderung radial und longitudinal im Erdmantel über beliebige Zeitperioden berechnen. In der an der FAT entwickelten Berechnungsmethode verläuft dies praktisch wie folgt: Das Rohr und der darum liegende Erdmantel wird in der Längsrichtung in n Stücke (Länge bis 1 m) unterteilt. In diesen Teilstücken wird der Erdmantel selber in konzentrische Bodenzylinder mit Dicke 1 bis 5 cm (je nach Genauigkeit der Berechnung) gegliedert. Die berücksichtigte gesamte Erdmanteldicke beträgt 0,5 bis 1,0 m. Das Modell berechnet für jeden Bodenzylinder in Zeitintervallen von 0,01 bis 0,05 Stunden den Wärmeaustausch und die darausfolgenden Temperaturänderungen nach den Gleichungen V bis XII. Aus dem Temperaturverlauf der vorangehenden Periode werden die Wärmeabgabe oder Wärmeaufnahme sowie die Änderung der inneren Energie in der aktuellen Periode berechnet. Für die Aussenluft verwendet man die meteorologischen Daten der Wetterstation. Zusätzlich berücksichtigt das Programm den natürlichen saisonal bedingten Temperaturverlauf im Boden.

Die Berechnungen mit diesem „instationären“ Strömungsmodell fordern einen leistungsstarken Rechner und sind zeitaufwendig. Für die Ermittlung der absoluten Grösse des Wärmeaustausches sind sie die einzige zuverlässige Methode. Wenn es aber darauf ankommt, einzelne Einflussfaktoren zu untersuchen und verschiedene Rohrgeometrien hinsichtlich thermischer Effizienz miteinander zu vergleichen, kann auch eine einfachere Rechenmethode, welche auf stationäre Strömungsverhältnisse beruht, wichtige Erkenntnisse liefern. In der nachfolgenden Analyse wird auf diese einfachere Methode weiter eingegangen.

3. Parameteranalyse

Der Entzug bzw. die Zufuhr von Wärme bewirkt, dass der Erdmantel um die Rohre herum sich bis in eine gewisse Eindringtiefe abkühlt oder aufwärmt. Das Durchhaltevermögen des Bodens während länger dauernden Kälte- oder Hitzeperioden ist umso grösser, je mehr Erdmantelvolumen pro m³ Luftrate zur Verfügung steht und je grösser die spezifische Speicherkapazität des Bodens ist. Da der Erdwärmetauscher mit erheblichen Investitionen verbunden ist, soll seine Dimensionierung auf einer sorgfältigen Kosten-Nutzen-Berechnung beruhen. Aus diesem Grunde ist eine genaue Abklärung der Parameter, welche den Wärmeaustausch beeinflussen, nötig.

3.1 Bodenparameter

3.1.1 Bodentiefe und Temperaturleitfähigkeit

Die Bodentemperatur spielt eine grosse Rolle beim Wärmeaustausch. Je höher die Differenz zwischen der Temperatur des Erdmantels und des Luftstroms im Rohr ist, desto grösser ist die Wärmeübertragung.

Die Temperaturschwankungen im Erdreich nehmen mit zunehmender Tiefe ab (Abb. 4) und weisen gegenüber der Lufttemperatur eine Phasenverschiebung (zeitliche Verzögerung) auf. Die mittlere Temperatur „ $t_{(z,t)}$ “ in der Tiefe „ z “ und zur Zeit „ ϑ “ lässt sich aus Formel XIII [Sägersdorff 1990] berechnen und wird von folgenden Parametern bestimmt:

- Tiefe z (m)
- Temperaturleitfähigkeit a (m²/h) des Bodens
- Mittlere Temperatur t_m (°C) im Erdreich (abhängig von der Klimazone)
- Amplitudo der Temperaturschwankung Δt_0 (°C) an der Oberfläche
- Zeitpunkt im Jahr ϑ ($0 < \vartheta < 8760$) (h)
- Periodenlänge T (h) (bei Jahresverlauf: $T = 8760$ h)

$$t_{(z,\vartheta)} = t_m + \Delta t_0 \cdot e^{-z \cdot \sqrt{\frac{\pi}{a \cdot T}}} \cdot \cos \left[\frac{2 \cdot \pi}{T} \cdot \vartheta - z \cdot \sqrt{\frac{\pi}{a \cdot T}} \right] \quad (^\circ\text{C}) \quad (\text{XIII})$$

Aus dieser Formel geht hervor, dass die Phasenverschiebung neben der Tiefe auch von der Temperaturleitfähigkeit „ a “ des Bodens abhängt (Abb. 5). Die Temperaturleitfähigkeit „ a “ ist eine Funktion der Wärmeleitfähigkeit „ λ “, des spezifischen Gewichtes „ ρ “, und der spezifischen Wärme „ c “ des Bodens.

$$a = \frac{\lambda}{\rho \cdot c} \quad (\text{m}^2/\text{h}) \quad (\text{XIV})$$

Eine grosse Phasenverschiebung erhöht bei extremer Witterung den Wärmeaustausch, da die tiefsten und höchsten Bodentemperaturen zeitlich nicht mit dem grössten Heiz- und Kühlbedarf zusammenfallen. Böden mit einer grossen Temperaturleitfähigkeit (zum Beispiel gesättigter Lehm, $a = 0,0024$ m²/h) zeichnen sich durch relativ grosse Temperaturschwankungen und geringe Phasenverschiebungen aus. Bei einer geringen Temperaturleitfähigkeit

(zum Beispiel trockener Sand, $a = 0,0009 \text{ m}^2/\text{h}$) treten dagegen grosse Phasenverschiebungen und gleichmässigeren Temperaturen im Jahresverlauf auf. Diesen Vorteilen steht aber eine geringere Wärmeübertragung wegen des kleinen Wärmedurchgangswerts „ λ “, zwischen Erdreich und Wärmetauscherrohr gegenüber.

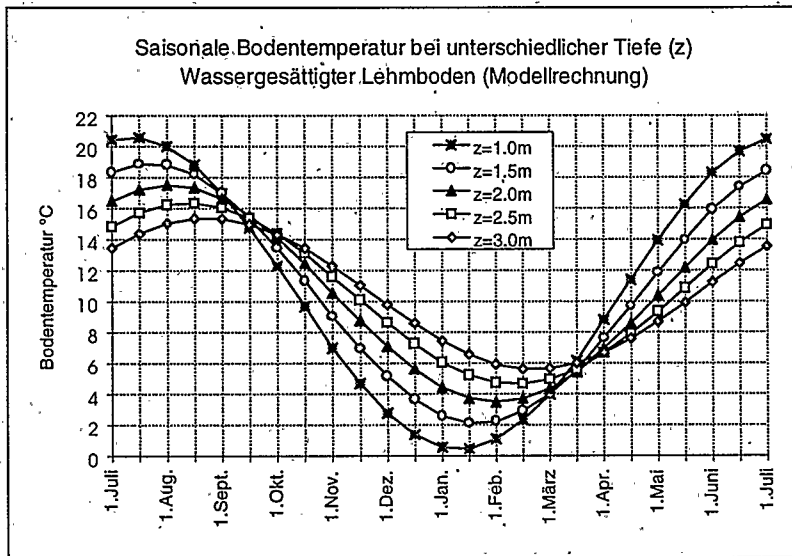
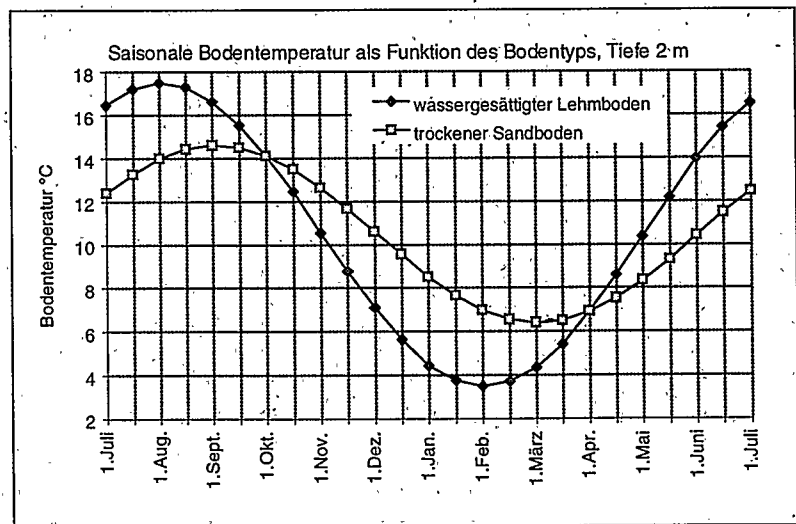


Abb. 4. Die Bodentiefe bestimmt die saisonale Temperaturdämpfung und die Phasenverschiebung.

Abb. 5. Trockene Sandböden dämpfen zwar besser die Aussentemperatur, sind aber wegen ihrer geringen Wärmeleitfähigkeit und Wärmespeicherkapazität nicht für Erdwärmetauscher geeignet.



3.1.2 Wärmeleitfähigkeit

Eine gute Wärmeleitfähigkeit des Erdmantels um das Rohr (Tab. 1) fördert das Nachfliessen der Wärme.

Tabelle 1. Wärmeleitfähigkeit (λ), spezifische Wärme pro Volumeneinheit ($\rho \cdot c$) und Temperaturleitfähigkeit (a) verschiedener Bodentypen.

Typ-Boden	λ W/m K	$\rho \cdot c$ Wh/m ³ K	a m ² /h
Granit	3,2	640	0,005
Gesättigter Sand	1,9	860	0,0022
Trockener Sand	0,3	330	0,0009
Gesättigter Lehm	2,3	970	0,0024
Trockener Lehm	0,3	250	0,0012
Gesättigter Ton	1,3	1000	0,0013
Trockener Ton	0,3	220	0,0013

[Sorane Sa et al. 1982].

Für einen bestimmten Bodentyp führt eine Erhöhung der Feuchtigkeit zu einer Erhöhung der Wärmeleitfähigkeit (λ) sowie der Wärmespeicherkapazität ($\rho \cdot c$). Diese beiden Faktoren bestimmen die Eindringtiefe der Lufttemperaturschwankungen und die Dicke des Erdmantels, welcher sich am Wärmeaustausch beteiligt. Der aktive Erdmantel seinerseits bestimmt den erforderlichen Abstand zwischen den Rohren im Hinblick auf eine minimale gegenseitige thermische Beeinflussung der Rohre.

Die Wärmespeicherkapazität des Bodens pro Volumen-Einheit kann sehr stark variieren. Ein Erdmantel aus gesättigtem Lehm mit Länge 1 m und Dicke 0,2 m um ein Rohr mit Durchmesser 0,3 m weist eine Wärmespeicherkapazität von zirka 300 Wh/K auf. Für einen Erdmantel aus trockenem Sand mit gleichen Abmessungen beträgt die Wärmespeicherkapazität nur etwa einen Drittel (100 Wh/K).

Böden mit hohem Feuchtigkeitsgehalt haben bei tiefen Aussentemperaturen noch einen zusätzlichen Vorteil. Durch das Einfrieren des Bodenwassers erhöht sich die Wärmekapazität um die Erstarrungswärme des Wassers (ca. 92 Wh/kg Wasser). Diese kann bei gesättigten Böden für einen Erdmantel von 20 cm um ein Rohr von 30 cm Durchmesser bis zu 14 kWh/m betragen. Dieses Phänomen erklärt, warum der Erdmantel am Rohrende auch bei lange andauernden tiefen Aussentemperaturen höchst selten einfriert.

3.2 Rohr- und Luftparameter

3.2.1 Wärmeübergangszahl (α)

Die Wärmeübergangszahl (α) hängt vor allem von der Luftgeschwindigkeit ab (Abb. 6). Der Einfluss des Rohrdurchmessers erweist sich nur als geringfügig. Neben der Luftgeschwindigkeit spielt auch die Beschaffenheit der Rohrwand eine Rolle. Eine Rippenwand erhöht gegenüber glatten Wänden die Wärmeübergangszahl α um 70 bis 150 % [Tiedemann 1991].

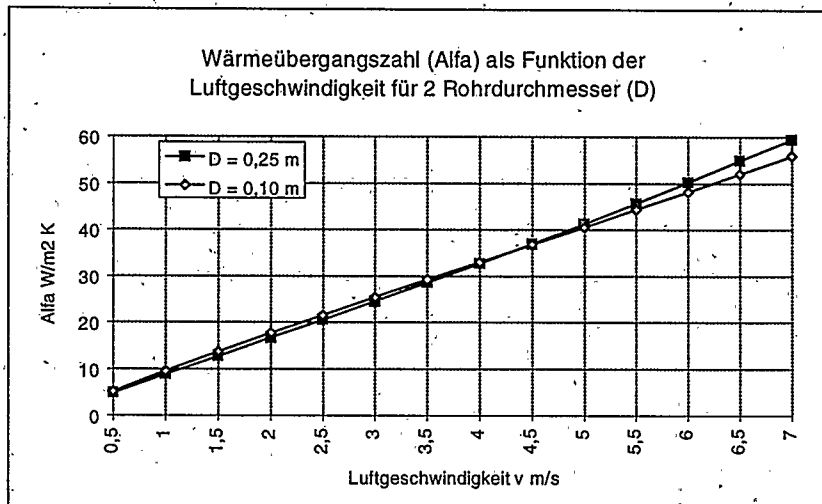


Abb. 6. Für Luftgeschwindigkeiten unter 5 m/s hängt die Wärmeübergangszahl α praktisch nicht vom Rohrdurchmesser ab.

Bei der Konvektion muss man unterscheiden zwischen laminarer und turbulenter Strömung. Die Strömung ist immer laminar, wenn die Reynolds-Zahl (Re) kleiner als 2320 ist. Sie ist turbulent, wenn $Re > 3000$ ist [Recknagel et al. 1994].

$$Re = \frac{w \cdot d}{\nu} \tag{XV}$$

mit w = Luftgeschwindigkeit (m/s)
 d = Rohrdurchmesser (m)
 ν = Kinematische Viskosität der Luft (m²/s)

Man bemerkt (Abb. 7), dass für übliche Luftgeschwindigkeiten (0,5 m/s < w < 0,3 m/s) die Strömung in EWT-Rohren (200-500 mm) stets turbulent ist.

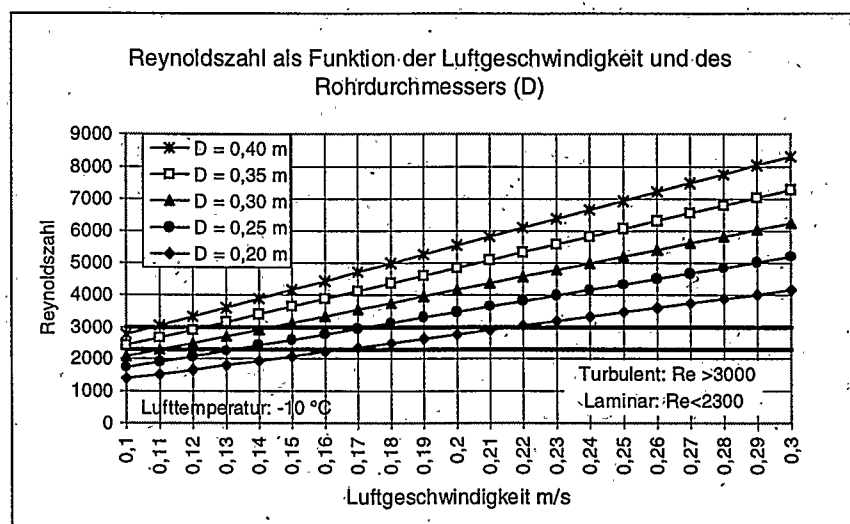


Abb. 7. Die Luftströmung in den Erdwärmetauscher-Rohren liegt für die üblichen Luftgeschwindigkeiten stets im turbulenten Bereich.

α lässt sich aus der Nusselt-Zahl (Nu) berechnen:

$$\alpha_{\text{glattesRohr}} = Nu \cdot \frac{\lambda_{\text{Luft}}}{d_{\text{Rohr}}} \quad (\text{W/m}^2 \text{ K}) \quad (\text{XVI})$$

für den turbulenten Bereich lässt sich Nu annähernd wie folgt berechnen:

$$Nu = \frac{B \cdot (\text{Re} - 1000) \cdot \text{Pr}}{1 + 12,7 \cdot B^{0,5} \cdot (\text{Pr}^{0,667} - 1)} \cdot K_L \quad (\text{XVII})$$

mit:

$$K_L = \left[1 + \left(\frac{d_{\text{Rohr}}}{L} \right)^{0,667} \right]$$

$$B = \frac{1}{[5,15 \cdot \log(\text{Re}) - 4,64]^2}$$

Pr = Prandl-Zahl $\cong 0,71$

L_{rohr} = Rohrlänge (m)

d_{Rohr} = Rohrdurchmesser (m)

Bei Rippenrohren ist die Wärmeaustauschfläche bedeutend grösser, was die Wärmeübergangszahl günstig beeinflusst. Die Wärmeübergangszahl ist wie folgt zu korrigieren [Spengler et al. 1983]

$$\alpha_{\text{Rippenrohr}} = \alpha_{\text{glattesRohr}} \cdot (1,7 + 6 \cdot 10^{-6} \cdot \text{Re}) \quad \text{für } \text{Re} \leq 13,3 \cdot 10^4 \quad (\text{XVIII})$$

$$\alpha_{\text{Rippenrohr}} = \alpha_{\text{glattesRohr}} \cdot 2,5 \quad \text{für } \text{Re} \geq 13,3 \cdot 10^4 \quad (\text{XVIII'})$$

Der Wärmeübergangskoeffizient „ α “ zwischen Rohrwand und Zuluft steigt fast linear mit der Luftgeschwindigkeit an. Bei einer Zunahme der Luftgeschwindigkeit nimmt aber der Wärmeaustausch zwischen Erdmantel und Zuluft pro m³ Luftrate ab. Dies ist auf den Wärmewiderstand im Erdmantel, welcher nicht von der Luftgeschwindigkeit abhängt, zurückzuführen. Weiter beeinflussen auch die Dauer des Wärmeaustausches, die Rohrlänge sowie die Bodeneigenschaften die Abnahme des Wärmeflusses. Bei schlecht wärmeleitenden Böden wie trockenen Sandböden fällt der Wärmeaustausch pro m³ Luftrate mit steigender Luftgeschwindigkeit viel stärker als bei gut leitenden Lehmböden zurück (Tab. 2).

Tabelle 2. Mittlerer Wärmeaustausch in Wh/m³ Luftrate während 12 Stunden für vier verschiedene Luftgeschwindigkeiten (w). Rohrdurchmesser = 251 mm. Temperaturdifferenz Zuluft-Boden am Anfang = 10 °C. Zulufttemperatur konstant, Rohrlänge 15 m. Modellrechnung.

	w = 1 m/s	w = 2 m/s	w = 3 m/s	w = 4 m/s
Gesättigter Lehmboden				
Wärmeaustausch Wh/m ³ Luftrate	2,42	2,06	1,81	1,61
Wärmeaustausch pro m ³ Luftrate %	100 %	85 %	75 %	67 %
Trockener Sandboden				
Wärmeaustausch Wh/m ³ Luftrate	1,47	0,95	0,70	0,56
Wärmeaustausch pro m ³ Luftrate %	100 %	65 %	48 %	38 %

3.2.2 Rohrdurchmesser

Eine Verdoppelung des Rohrdurchmessers bedeutet einerseits eine Verdoppelung der Wärmeaustauschfläche, andererseits eine Vervielfachung der Luftrate bei gleichbleibender Luftgeschwindigkeit. Dies hat zur Folge, dass pro m³ Luftrate nur halb soviel Wärmeaustauschfläche zur Verfügung steht. Von Bedeutung für die Wärmeleistung ist weiter die wirksame Erdmanteldicke (d). Wenn diese unabhängig vom Rohrdurchmesser wäre, müsste die Leistung im Verlaufe der Zeit mit steigendem Durchmesser immer mehr abnehmen, da das wirksame Erdmantelvolumen pro m² Rohrmantel kleiner wird, wenn der Rohrradius (r) zunimmt.

$$\text{Erdmantelvolumen / m}^2 \text{ Rohrmantel} = \frac{\pi \cdot [(r+d)^2 - r^2]}{2 \cdot \pi \cdot r} = d \left(1 + \frac{d}{2 \cdot r} \right) \quad (\text{m})$$

Aus Berechnungen mit dem instationären Wärmetransportmodell geht aber hervor, dass die Leistung bei grösserem Rohrdurchmesser nach längerer Zeit deutlich höher ist, als man aufgrund der vorherigen Überlegungen erwarten könnte. Das Wärmeaustausch-Verhältnis pro m³ Luftrate des grösseren zum kleineren Rohr wird sogar grösser als deren Wärmeaustauschfläche-Verhältnis pro m³ Luftrate (Tab. 3).

Tabelle 3. Mittlerer Wärmeaustausch in Wh/m³ Luftrate während 12 Stunden für drei verschiedene Rohrdurchmesser (D). Luftgeschwindigkeit = 2,5 m/s; Temperaturdifferenz Zuluft-Boden am Anfang = 10 °C. Zulufttemperatur konstant, Rohrlänge 15 m. Modellrechnung.

	D = 251 mm	D = 315 mm	D = 402 mm
Wärmeaustauschfläche pro m ³ Luftrate %	100 %	79,7 %	62,4 %
Wärmeaustausch pro m ³ Luftrate Wh/m ³	1,92	1,60	1,31
Wärmeaustausch pro m ³ Luftrate %	100 %	83 %	68 %

Dieses Ergebnis lässt sich nur erklären, wenn die wirksame Erdmanteldicke mit steigendem Rohrradius zunimmt. Da die wirksame Erdmanteldicke von der Wärmedurchgangszahl k

abhängt, muss diese ebenfalls mit steigendem Rohrradius zunehmen, was sich auch nachweisen lässt.

$$\frac{k_{\text{Erdmantel2}}}{k_{\text{Erdmantel1}}} = \frac{\ln \frac{r_1 + d}{r_1}}{\ln \frac{r_2 + d}{r_2}} = \frac{\ln(1 + \frac{d}{r_1})}{\ln(1 + \frac{d}{r_2})}$$

$$k_{\text{Erdmantel2}} > k_{\text{Erdmantel1}} \quad \text{wenn } r_2 > r_1$$

mit: $k_{\text{Erdmantel 1,2}}$: k-Wert eines Erdmantels mit Innenradius r_1 bzw. r_2 und Dicke d

Betrachtet man die absolute Wärmeleistung pro m^3 Luftrate, sind gleich lange Rohre von geringerem Durchmesser wärmetechnisch effizienter als Rohre mit grösserem Durchmesser. Kleinere Rohre erzeugen allerdings einen höheren Strömungswiderstand und erfordern mehr Ventilatorleistung. Wegen des geringen Querschnitts braucht es für die gleiche Luftrate ausserdem mehr Rohre, was zu breiteren Anlagen führt.

3.2.3 Rohrabstand

Durch die thermische Trägheit verzögern und schwächen sich die Aussentemperaturschwankungen im Boden umso stärker ab, je weiter man sich vom Rohr entfernt. Die Dicke des Erdmantels, der sich im Tagesrhythmus am Wärmefluss beteiligt, hängt neben dem Rohrdurchmesser von der Wärmespeicherkapazität und der Wärmeleitfähigkeit des Bodens ab. Den erforderlichen Abstand zwischen den einzelnen Rohren kann man nur bestimmen, wenn man die Erdmanteldicke, welche sich am Wärmeaustausch beteiligt, kennt. Man kann berechnen, dass durchschnittlich für einen gesättigten Lehmboden etwa 75 % des täglichen Wärmeaustausches durch die ersten 45 cm des Erdmantels geliefert werden. Der Wärmeanteil aus weiter vom Rohr entfernten Bodenschichten nimmt zu, wenn die mittlere Tages-temperatur der Aussenluft über längere Zeit stark von der Temperatur im ungestörten Erdreich abweicht.

Der Abstand zwischen den Rohren beeinflusst die Wärmeleistung des Erdwärmetauschers, indem er das wirksame Volumen des Erdmantels mehr oder weniger beschränkt (Abb. 8).

Gleichzeitig aber beeinflusst er die Gesamtbreite der Erdwärmetauscheranlage und folglich auch die Baukosten. Für jeden konzentrischen Erdmantelzylinder ums Rohr kann der Winkelverlust, welcher durch Überschneidung verloren geht, berechnet werden (Abb. 9).

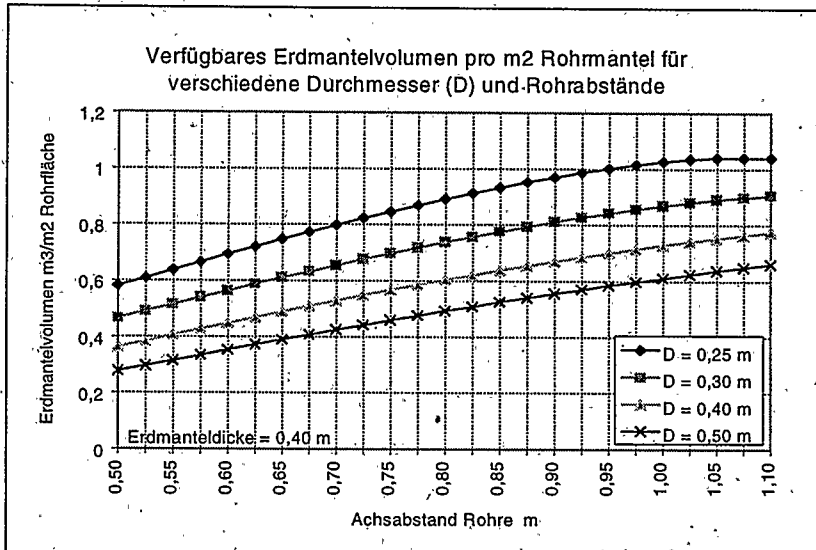


Abb. 8. Der Achsabstand der Rohre beeinflusst das verfügbar wirksame Erdmantelvolumen.

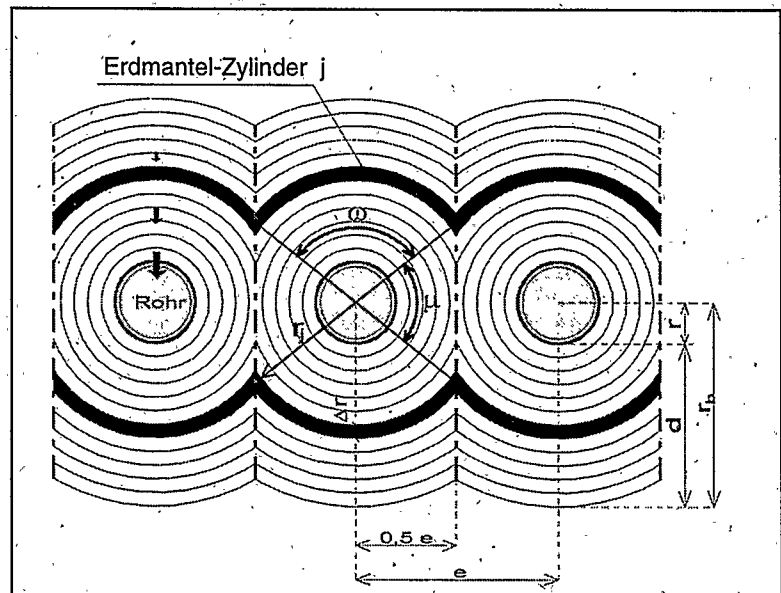


Abb. 9. Aus dem Rohrabstand und Radius kann für jeden Erdmantelzylinder den Winkelverlust (μ), welcher durch Überschneidung verloren geht, berechnet werden.

$$\mu_j = 2 \cdot \arccos\left(\frac{e}{2 \cdot r_j + \Delta r_j}\right) \quad (\text{XIX})$$

mit: e : Achsabstand zwischen den Rohren (m)
 r_j : Innenradius des Erdmantelzylinders j (m)
 Δr_j : Dicke des Erdmantelzylinders j (m)

Das für die Wärmeleistung nützliche Volumen des Zylinders j verringert sich folglich.

$$V'_j = V_j \cdot \frac{\pi - \mu_j}{\pi} \quad (\text{XX})$$

mit: V'_j : Nützliches Volumen des Erdmantelzylinders (m³)
 V_j : Effektives Volumen des Erdmantelzylinders (m³)

Ist die sich am Wärmeaustausch beteiligende Erdmanteldicke (d) bekannt, kann der wirksame Volumenanteil des gesamten Erdmantels als Funktion des Rohrdurchmessers (r) und des Achsabstandes (e) berechnet werden.

$$V'_{\text{Erdmantel}} = V'_1 + V'_2$$

mit:

$V'_{\text{Erdmantel}}$: Nützlich Volumen des gesamten Erdmantels (m^3)

V'_1 : Volumen der Erdmantelzylinder mit $(2 \cdot r_j + \Delta r) \leq e$

V'_2 : Volumen der Erdmantelzylinder mit $2 \cdot r_j > e$

$$V' = \pi \cdot \Delta r \cdot l \cdot \left[\sum_{r_j=r}^{r_j=0,5e-\Delta r} (2 \cdot r_j + \Delta r) + \sum_{r_j=0,5e}^{r_j=r+d-\Delta r} (2 \cdot r_j + \Delta r) \cdot \frac{\pi - \mu_j}{\pi} \right] \quad (\text{m}^3) \quad (\text{XXI})$$

mit:

$V'_{\text{Erdmantel}}$: nützlich Volumen des gesamten Erdmantels (m^3)

r : Aussenradius des Rohrs (m)

r_j : Innenradius des Erdmantelzylinders j (m)

Δr : Dicke des Erdmantelzylinders j (m)

d : Dicke des gesamten Erdmantels (m)

e : Achsabstand der Rohre (m)

$$d = n \cdot \Delta r$$

n : Anzahl Erdmantel-Zylinder

Ein Rohr mit Durchmesser 0,25 m weist für einen Achsabstand von 0,63 m und eine wirksame Erdmanteldicke von 0,40 m ein nützlich Erdmantelvolumen von 70 % des Gesamtvolumen auf (Abb.10).

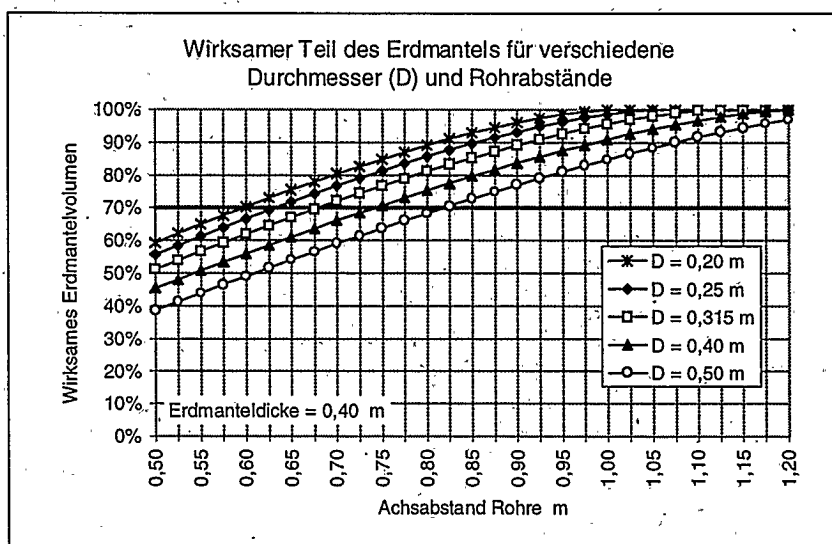
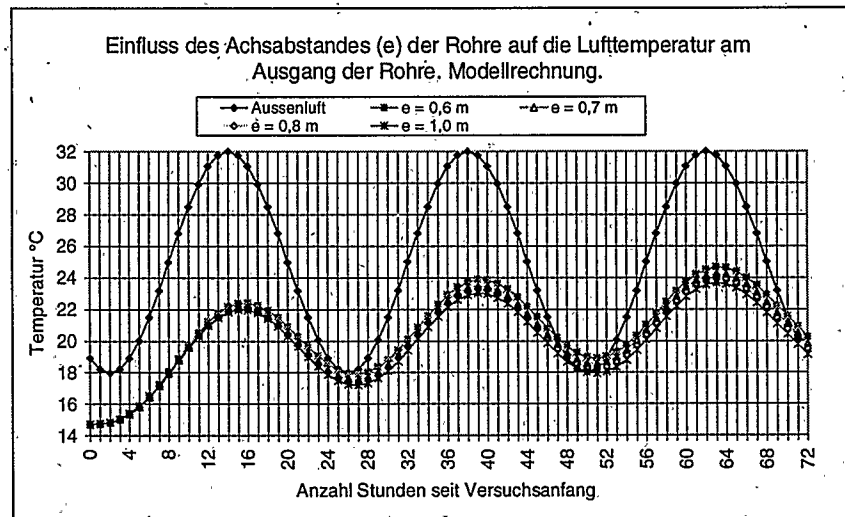


Abb. 10. Der erforderliche Achsabstand der Rohre nimmt zu, wenn der Durchmesser grösser wird.

Rohre mit Durchmesser 0,40 m fordern für das gleiche nützliche Volumen einen Achsabstand von 0,74 m. Grosse Rohrabstände bieten vor allem bei langandauernden extremen Aussentemperaturen Vorteile. Eine Simulation des Wärmeaustausches während drei (idealisierten) aufeinander folgenden Sommertagen zeigt, dass der Unterschied zwischen einem Rohrabstand von 0,6 m und 1,0 m nach 24 h 0,7 °C, nach 48 h 1,0 °C und nach 72 h 1,1 °C beträgt (Abb. 11).

Abb. 11. Grosse Rohrabstände bieten vor allem bei langandauernden extremen Aussentemperaturen wärmetechnische Vorteile.



3.2.4 Rohrlänge

Die Wärmeübertragung im Wärmetauscherrohr ist nicht über die ganze Länge konstant, wie schon die Differentialform der Gleichung I vermuten lässt. Unter stationären Wärmetransportverhältnissen und unter der Voraussetzung, dass die Erdmanteltemperatur in der Länge konstant ist, kann die Lufttemperatur $t_{L,x}$ als Funktion der zurückgelegten Rohrlänge x , der Bodentemperatur t_b und der Lufttemperatur $t_{L,0}$ am Rohreingang berechnet werden (für die Ableitung der Formel, siehe Anhang 1).

$$t_{L,x} = t_b - (t_b - t_{L,0}) \cdot e^{-\beta \cdot x} \quad (^\circ\text{C}) \quad (\text{XXII})$$

mit:
$$\beta = \frac{k_r \cdot k_b}{m_L \cdot c_L \cdot (k_r + k_b)}$$

$$k_r = 2 \cdot \pi \cdot r_i \cdot \alpha \quad (\text{Wh/m K})$$

$$k_b = \frac{2 \cdot \pi}{\frac{1}{\lambda_r} \cdot \ln \frac{r}{r_i} + \frac{1}{\lambda_b} \cdot \ln \frac{r_b}{r}} \quad (\text{Wh/m K})$$

m_L = Massenluftstrom (kg/h)

c_L = spezifische Wärme der Luft $\cong 0,28 \text{ Wh/kg K}$

- r_b = Aussenradius des wirksamen Erdmantels (m)
- r = Aussenradius des Rohrs (m)
- r_i = Innenradius des Rohrs (m)
- λ_b = Wärmeleitfähigkeit des Bodens (Wh/m K)
- λ_r = Wärmeleitfähigkeit der Rohrwand (Wh/m K)

Durch Auflösung der Gleichung XXII nach x lässt sich für einen bestimmten Wirkungsgrad die erforderliche Rohrlänge x berechnen.

$$x = \frac{\ln(1-\eta)}{-\beta} \quad (\text{m}) \quad (\text{XXIII})$$

mit: η = Wirkungsgrad = $\frac{t_{L,x} - t_{L,0}}{t_b - t_{L,0}}$

- x = Erforderliche Rohrlänge (m)
- $t_{L,x}$ = Lufttemperatur für eine Strecke „ x “ m im Rohr (°C)
- $t_{L,0}$ = Lufttemperatur am Rohranfang ($x=0$) (°C)
- t_b = Erdreichtemperatur am Aussenradius des wirksamen Erdmantels (°C)

Umgekehrt lässt sich für bestimmte Boden-, Rohr- und Lufteigenschaften der Wirkungsgrad η berechnen.

$$\eta = 1 - e^{-\beta \cdot x} \quad (\text{XXIV})$$

Das Differentialquotient dieser Gleichung nach x zeigt, dass der Wärmeaustausch exponentiell mit zunehmender Länge abnimmt.

$$\frac{d\eta}{dx} = \frac{\beta}{e^{\beta \cdot x}} \quad (\text{XXV})$$

Das heisst, dass der Wärmeaustausch vor allem im vorderen Bereich des Rohres stattfindet. Dies trifft umso stärker zu, je geringer die Luftgeschwindigkeit, je kleiner der Rohrdurchmesser und je grösser die Wärmeleitfähigkeit des Bodens (Abb. 12 und 13, Tab. 4) ist.

Tabelle 4. Anteil der Gesamtwärmeleistung nach 10 m für ein Rohr mit Durchmesser 0,30 m und Länge 20 m in Abhängigkeit der Luftgeschwindigkeit (Gesamtwärmeleistung nach 20 m = 100 %). Modellrechnung.

$v = 1 \text{ m/s}$	$v = 2 \text{ m/s}$	$v = 3 \text{ m/s}$	$v = 4 \text{ m/s}$	$v = 5 \text{ m/s}$	$v = 6 \text{ m/s}$
64 %	60 %	58 %	57 %	56 %	55 %

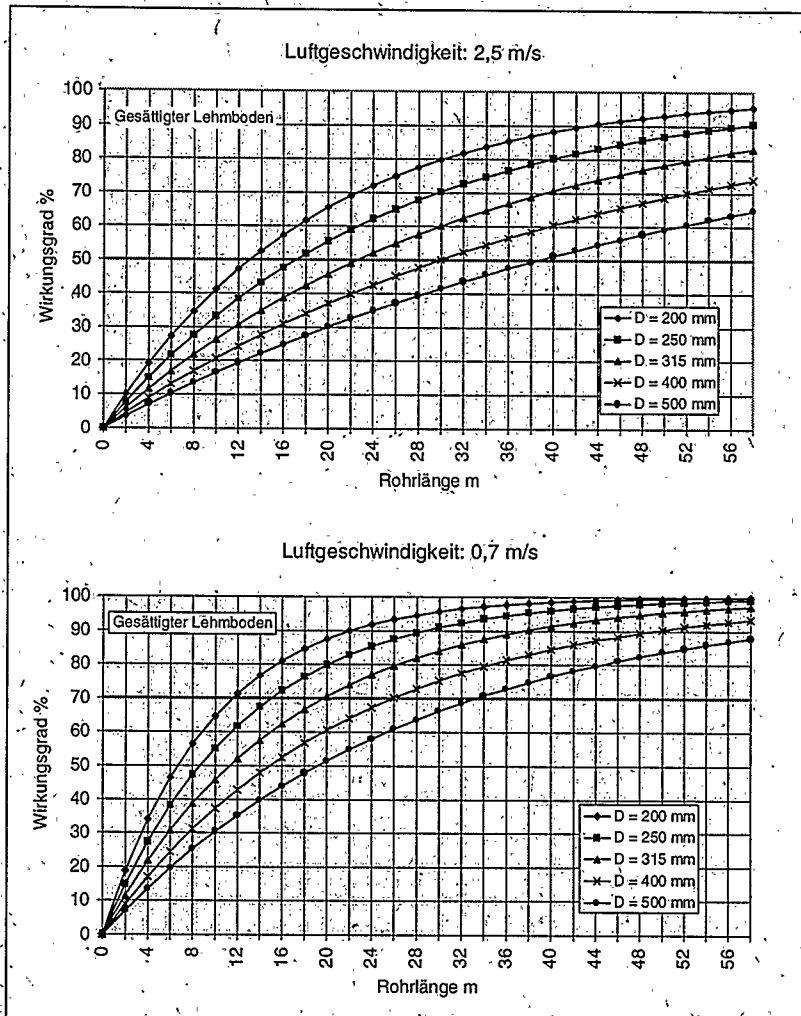
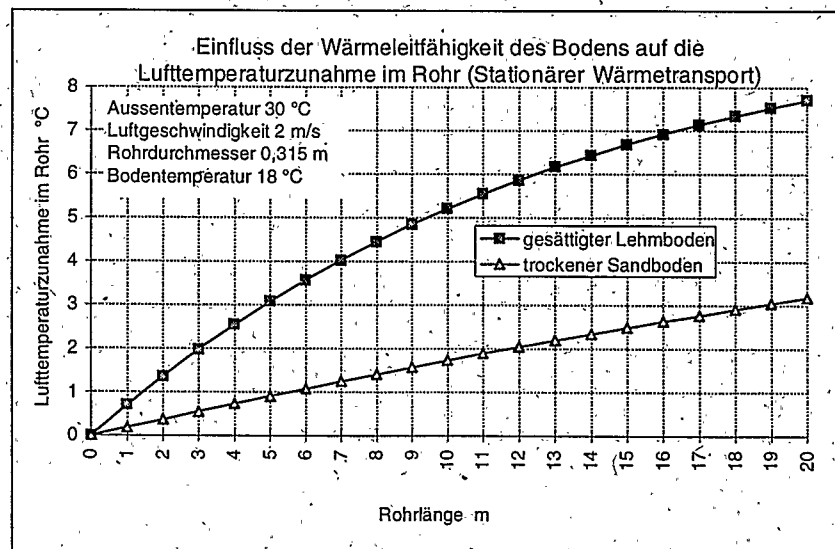


Abb. 12: Rohre mit kleinerem Durchmesser brauchen eine geringere Länge als Rohre mit grossem Durchmesser. Der Wirkungsgrad hängt ebenfalls stark von der Luftgeschwindigkeit ab.

Abb. 13: Böden mit schlechter Wärmeleitfähigkeit (trockene Sandböden) bringen nur eine geringe Wärmeleistung. Der Wärmeaustausch pro Längeneinheit nimmt exponentiell mit der zurückgelegten Rohrstrecke ab.



Vorgenannte Überlegungen gelten nur für stationäre Wärmeströmung. Für Temperaturschwankungen mit kurzer Periode (0-6 h) ist der tatsächliche Temperaturanstieg (nach instationärer Berechnungsweise) erheblich grösser (Abb. 14) als dieser nach Formel XXI (stationärer Wärmetransport) berechnet. Nach zirka zwölf Stunden liefern beide Berechnungsweisen etwa die gleichen Werte.

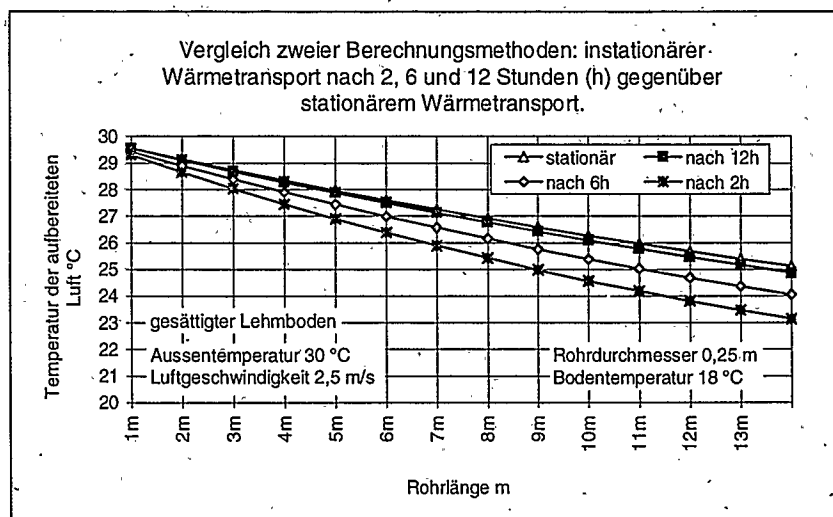


Abb. 14. Die Berechnung mit dem instationären Wärmetransportmodell liefert am Anfang der thermischen Belastung höhere Temperaturen für die aufbereitete Luft als diese mit dem stationärem Wärmetransportmodell.

3.3 Druckverluste im Erdwärmetauscher

Bekanntlich setzt sich der Druckverlust aus Rohrreibungsverlust und Einzelwiderständen zusammen.

$$\Delta p = \xi \cdot \frac{D}{l} \cdot \rho \cdot \frac{w^2}{2} + \sum \zeta \cdot \rho \cdot \frac{w^2}{2} \quad (\text{Pa}) \quad (\text{XXVI})$$

mit:

- Δp = Druckverlust (Pa) (N/m^2)
- ξ = Reibungszahl
- D = Rohrdurchmesser (m)
- l = Rohrlänge (m)
- ρ = Luftdichte (kg/m^3)
- w = Luftgeschwindigkeit (m/s)
- ζ = Widerstandsbeiwert

Die Widerstandsbeiwerte ζ aus der Strömungslehre sind bekannt. Dagegen liegen für die Reibungszahl λ bei Rippenrohren keine Angaben aus der Fachliteratur vor. Dieser Wert muss deshalb experimentell bestimmt werden.

Wegen der quadratischen Beziehung nehmen die Druckverluste stark mit steigender Luftgeschwindigkeit zu. Rohrlänge und Rohrdurchmesser beeinflussen den Widerstand etwa in gleichem Masse, jedoch in umgekehrtem Sinne. Hieraus folgt, dass die Rohrreibungsverluste gleichbleiben, wenn man gleichzeitig den Durchmesser und die Länge verdoppelt.

3.4 Schlussfolgerungen

Verlegtiefe der Rohre

Je tiefer die Rohre verlegt sind, desto höher ist im Winter und desto tiefer im Sommer die Temperatur der aufbereiteten Zuluft. Im Sommer lassen sich zwischen einer Tiefe von -1,5 m und 3,0 m Temperaturunterschiede von bis zu 2,5 °C messen. Im Winter sind die Unterschiede geringer (bis 1,5 °C). Diesem Temperaturvorteil der grösseren Verlegetiefen steht aber ein grösseres Aushubvolumen mit entsprechenden Baukosten gegenüber.

Bodentyp

Gesättigte Böden weisen in Tiefen über 1 m grössere Temperaturschwankungen und kleinere Phasenverschiebungen als trockene Böden auf. Sie sind im Winter kühler und im Sommer wärmer. Dieser Nachteil wird aber durch die höhere Speicherkapazität und die bessere Wärmeleitfähigkeit mehr als wettgemacht. Gesättigte Böden besitzen ein besseres Durchhaltevermögen und eignen sich deshalb besser für Erdwärmetauscher als trockene Böden.

Luftgeschwindigkeit

Der Wärmeübergangskoeffizient α hängt praktisch linear von der Luftgeschwindigkeit ab. Der Wärmeaustausch nimmt jedoch wegen des Wärmewiderstandes im Erdmantel weniger als linear proportional zur Luftgeschwindigkeit zu.

Je höher die Luftgeschwindigkeit, desto kleiner der Temperaturanstieg pro Meter Rohr und um so länger die für die Ausnutzung des Temperaturgefälles Erdreich-Luft erforderliche Rohrlänge.

Rohrdurchmesser

Die für eine bestimmte Luftrate erforderliche Anzahl Rohre verhält sich zur Inverse des Quadrats des Rohrdurchmessers ($1/d^2$). Mit steigendem Rohrdurchmesser nimmt die Dicke des thermisch-wirksamen Erdmantels leicht zu. Für eine bestimmte Luftgeschwindigkeit nimmt der Wärmeaustausch pro m^3 Luftrate stark mit zunehmendem Rohrdurchmesser ab.

Rohrabstand

Der Abstand zwischen den Rohren beeinflusst die Wärmeleistung des Erdwärmetauschers, indem er das wirksame Volumen des Erdmantels durch Überschneidung mehr oder weniger beschränkt. Grosse Rohrabstände bieten vor allem bei langandauernden extremen Aussen-temperaturen Vorteile.

Rohrlänge

Je grösser der Rohrdurchmesser und die Luftgeschwindigkeit sowie je geringer die Wärmeleitfähigkeit des Bodens, desto länger soll das Rohr sein.

4. Erdwärmetauscher Mastschweinegestall Engwilen

4.1 Beschreibung der Anlage

Der Erdwärmetauscher ist einem Schweinemaststall für Ausmast angeordnet. Der Stall besteht aus sechs nebeneinander liegenden Kammern zu je 100 Tieren im Gewicht von 60 bis 105 kg. Der Stall wurde 1976 gebaut, der Erdwärmetauscher 1991.

Der Erdwärmetauscher liegt auf der Nordseite und besteht aus folgenden Elementen (Abb. 15):

- **Zuluftkanal** aus Ortbeton (Innenmasse: 1,1 m x 1 m, Länge: 56 m, Sohle: 3 m unter Terrain) mit sieben Zuluftöffnungen (Zementrohre Durchmesser 1 m).
- **Rohrleitungen** aus Well-PVC (Innendurchmesser 251 mm, Länge 12 m, Abstand a/a 0,6 m, Gefälle gegen Stallgebäude: 4 %, Rohrmitte zirka 2,6 m unter Terrain).
- **Luftsammelkanal** aus Ortbeton (Innenmasse: 1,14 m x 1,7 m, Länge: 56 m, Sohle: 2,9 m unter Terrain) mit geschlossenem Einstiegschacht (Durchmesser 0,6 m).
- **Holzkanäle** wärmegeklämmt (Innenmasse 1,1 m x 0,6 m) verbinden den Luftsammelkanal mit dem Deckenzwischenraum jeder Stallkammer.

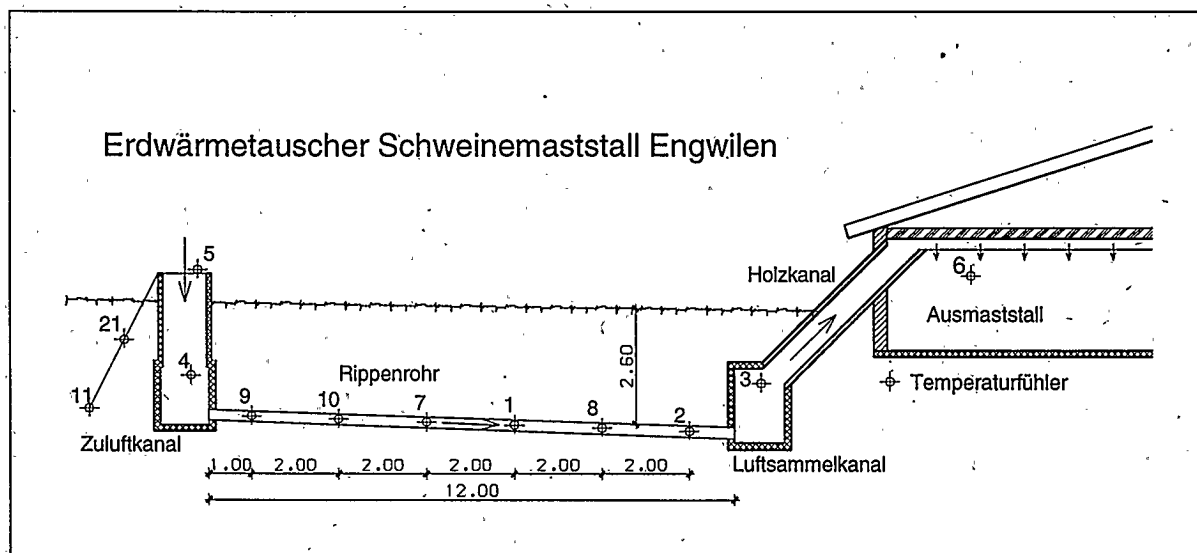


Abb. 15. Prinzipschema mit Versuchsanordnung der Temperaturfühler des Erdwärmetauschers Engwilen.

Die Zuluft kommt durch eine Lochdecke (nachträglich eingebaut) in die Kammer.

Sie wird auf jeder Kammerseite durch fünf senkrechte PVC-Rohre mit Länge 1 m und Durchmesser 250 mm in einen Sammelkanal von 600 x 380 mm abgesaugt. In der Mitte des Sammelkanales befindet sich das Abluftkamin. Je Kammer fördern zwei Ventilatoren (Förderleistung zirka 5000 m³/h bei 0 Pa Widerstand) die Abluft im Firstbereich ins Freie.

4.2 Messergebnisse

Mittels zehn integrierten Temperaturfühlern wurde an verschiedenen Positionen im Erdwärmetauscher und Stall während drei Perioden (10. März bis 19. März 1992; 16. Juli bis 10. August 1992; 19. Februar bis 8. April 1993) in Zeitabschnitten von einer Stunde die Temperatur gemessen. Zusätzlich wurde mit einem Thermo-Hydrographen die relative Feuchtigkeit in den Stallkammern bestimmt. Die Luftgeschwindigkeit in den Tauscherrohren und Abluftkaminen wurde regelmässig mit Hilfe eines Hitzdrahtanemometers gemessen. Aus der Luftgeschwindigkeit konnte man die Luftrate im Erdwärmetauscher bestimmen. Die Temperatur im ungestörten Erdreich wurde in zwei Tiefen (1' und 2 m) periodisch erfasst.

4.2.1 Kalte Periode (20.02.1993-07.04.1993)

Abbildung 16 zeigt die Lufttemperatur (Tagesmittel) am Ein- und Austritt des Erdwärmetauschers in der Periode 20.02.1993-07.04.1993.

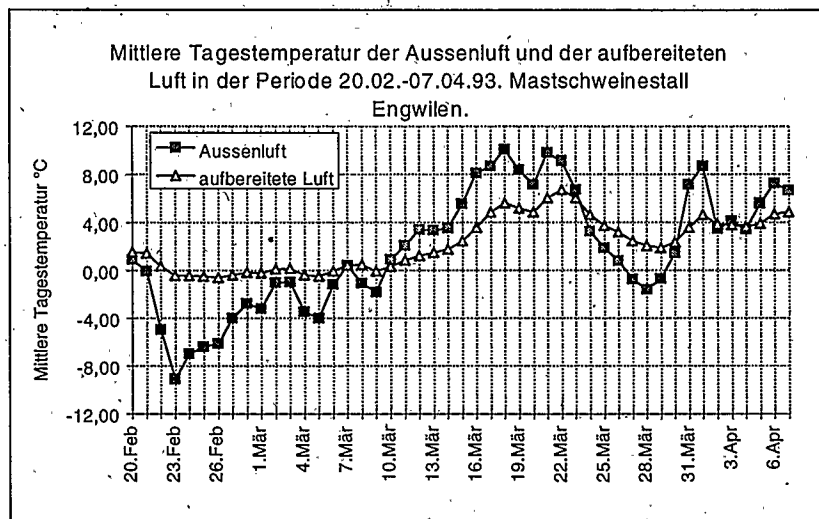


Abb. 16. Durch die Freigabe der latenten Wärme (Erstarrungswärme des Bodenwassers) bleibt die Temperatur der aufbereiteten Luft praktisch konstant in der Periode 23.02. bis 10.03.1993

Dieser Zeitraum war von stark schwankenden Aussentemperaturen gekennzeichnet. Dies widerspiegelt sich in der regen Abwechslung von Heizungs- und Abkühlungsphasen. Interessant ist vor allem die Periode 20.02 bis 02.03. Die Austrittstemperatur folgt anfänglich der Eintrittstemperatur, verharrt dann aber auf einem Niveau knapp unter dem Gefrierpunkt. Dies ist zweifelsohne auf die Erstarrungswärme des Bodenwassers zurückzuführen. Am 23.02. erreicht der mittlere Temperaturanstieg der Zuluft (Tagesmittel) ein Maximum von 9 °C. An diesem Tag beträgt die durch den EWT abgegebene Wärme zirka 630 kWh, was etwa 70 l Heizöl entspricht. Für die Periode 20.02.1993-09.03.1993 beläuft sich die abgegebene Gesamtwärme auf zirka 4040 kWh (Abb. 17): Die Stalltemperatur ist während der ganzen Periode sehr stabil. Bei Aussentemperaturschwankungen im Tagesverlauf von bis zu 14,4 °C beschränkt sich die Variation der Stalltemperatur auf 3 °C (Abb. 18).

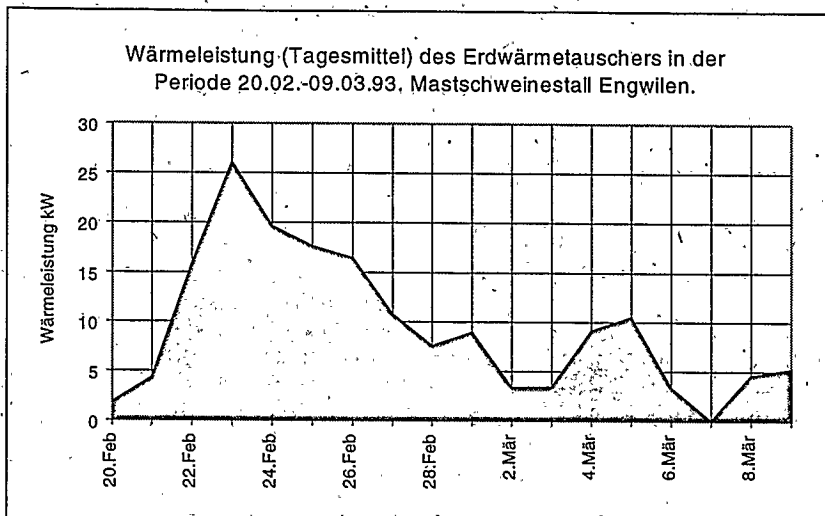


Abb. 17. Für die Periode 20.02. bis 9.03.1993 beläuft sich die abgegebene Gesamtwärme auf zirka 4040 kWh.

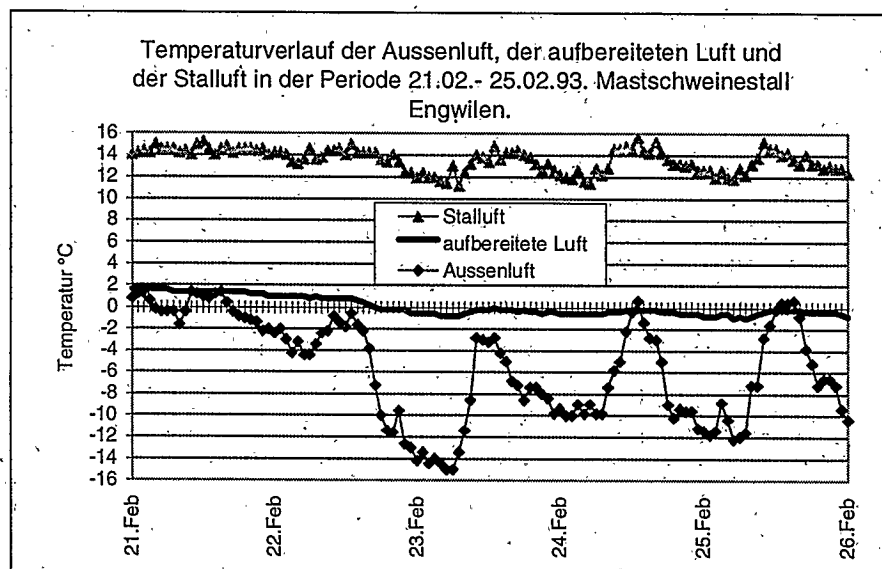


Abb. 18. Die Temperaturschwankungen im Stall beschränken sich auf etwa 3 °C, während die Aussentemperaturen bis zu 14,4 °C variieren.

Die Zunahme der Temperatur im Erdwärmetauscher verläuft nicht linear (Abb. 19). Der grösste Anstieg wird im Zuluftkanal verzeichnet. Dies lässt sich verstehen, wenn man weiss, dass die Wärmeaustauschfläche des Zuluftkanals einer Länge von 4,15 m aller Rohre entspricht und die Temperaturzunahme im ersten Abschnitt des EWT vor allem bei niedrigen Luftgeschwindigkeiten (zirka 0,5 m/s) immer am höchsten ist. Weiter ist festzustellen, dass die Temperatur praktisch nicht im ersten Meter des Rohres zunimmt. Dieses Phänomen wurde auch durch H. Tiedemann (1991) festgestellt. Es könnte darauf zurückzuführen sein, dass durch Kontraktion beim Eintritt im Rohr die Stromlinien erst nach einer gewissen Weglänge die Rohrwand berühren und sich somit im Anfangsbereich des Rohres eine isolierende Luftschicht an der Rohrwand bildet. Abgesehen vom Rohranfang ist der Wärmeaustausch in der ersten Rohrhälfte bedeutend höher als in der zweiten (Abb. 20). Der Anstieg zwischen den Temperaturfühlern 2 und 3 am Rohrende ist zweifelsohne auf die grosse Wärmeaustauschfläche des Luftsammelkanals mit gleichzeitig reduzierter Luftgeschwindigkeit zurückzuführen. Ein ähnlicher Verlauf zeigt sich am 26.02.1992 (Abb. 21 und 22).

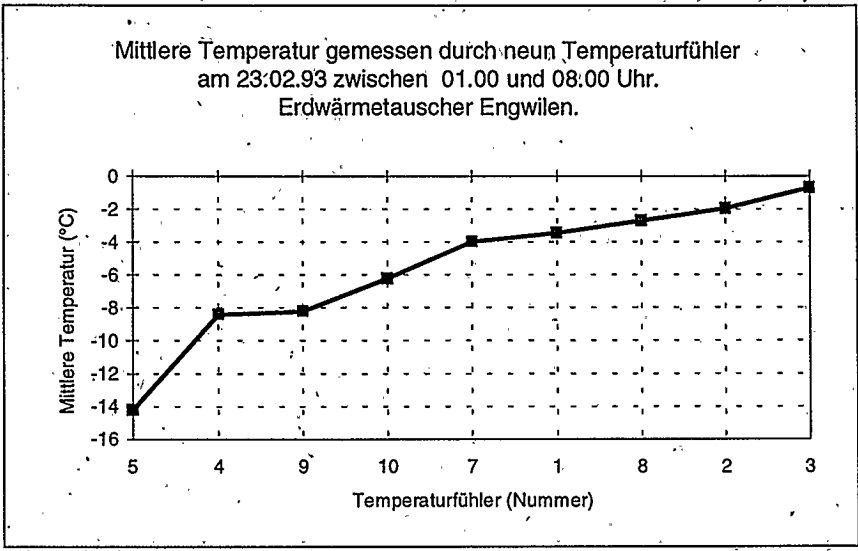


Abb. 19. Der grösste Temperaturanstieg findet im Zuluftkanal statt.

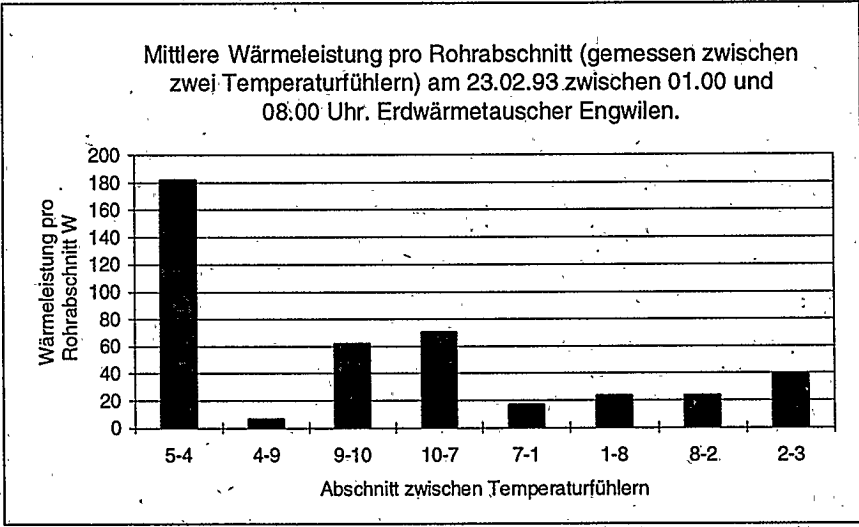


Abb. 20. Der Wärmeaustausch ist in der ersten Rohrhälfte bedeutend höher als in der zweiten.

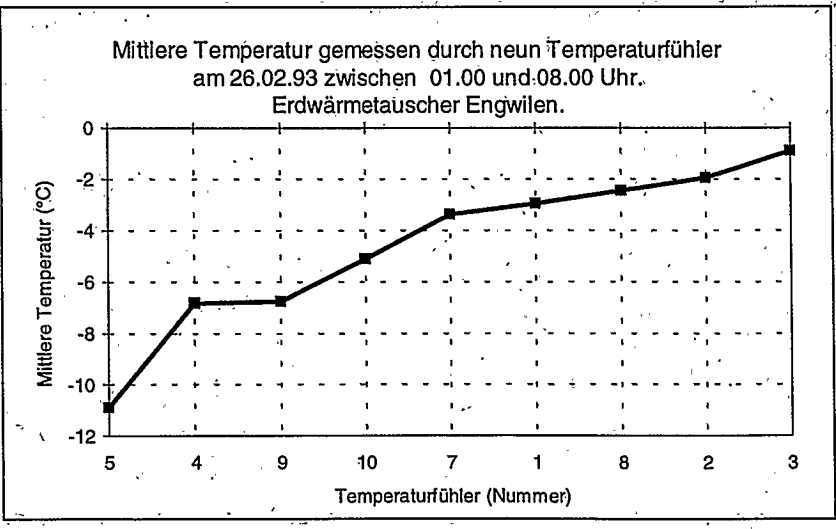


Abb. 21. Der Temperaturanstieg im Rohr zeigt den gleichen Verlauf wie am 23.02.1993.

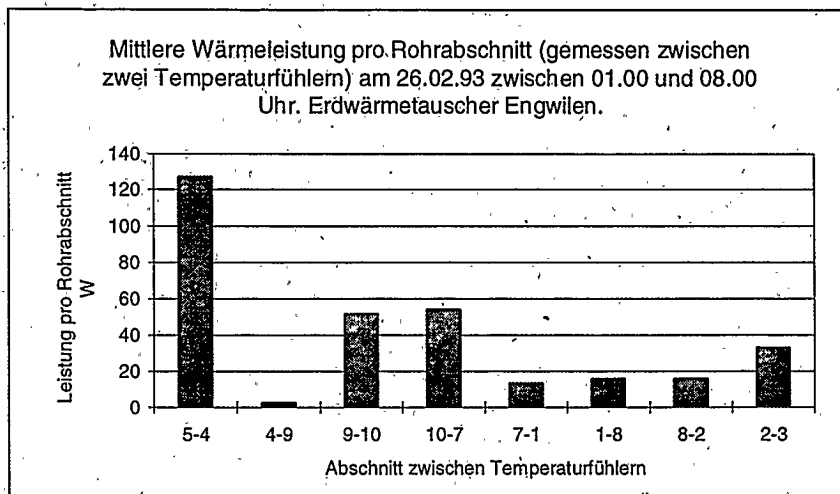


Abb. 22. Im ersten Rohrabschnitt findet praktisch kein Wärmeaustausch statt. Dies könnte auf eine Kontraktion der Stromlinien beim Rohreintritt zurückzuführen sein.

4.2.2 Warme Periode (17.07.1992-09.08.1992)

Die Periode von 3. August 1992 bis 9. August 1992 war von sechs Hitzetagen (Temperaturmaximum mindestens 30 °C) gekennzeichnet. Die maximale Abkühlung der Zuluft im Erdwärmetauscher fand am 3. August um 16.00 h statt. Bei einer Aussentemperatur von 33,8 °C betrug die Lufttemperatur am Ausgang des Erdwärmetauschers 23,4 °C (Abb. 23). Die maximale Kühlleistung betrug an diesem Tag bei einer Luftgeschwindigkeit von 2 m/s etwa 107 kW. Die vom Erdreich aufgenommene Wärme belief sich für den ganzen Tag auf zirka 800 kWh.

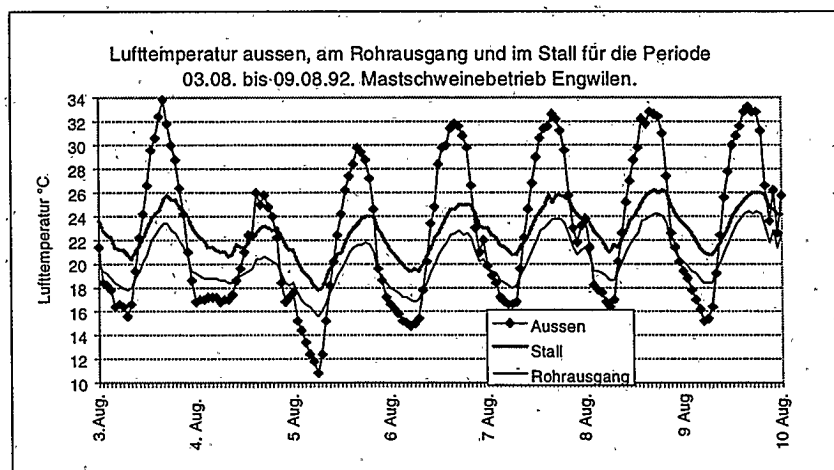


Abb. 23. Bei andauernden extrem hohen Aussentemperaturen steigt langsam die Temperatur der aufbereiteten Luft.

Man bemerkt, dass die Ausgangstemperatur sich bei den andauernden hohen Aussentemperaturen leicht erhöht. Für die gleiche Aussentemperatur von 32,4 °C betrug die Ausgangstemperatur am EWT am 3. August 23,0 °C, fünf Tage später am 8. August 24,2 °C. Auch im Aufwärmungsmodus während der Nacht ist ein leichter Anstieg der Temperatur am Rohrausgang festzustellen.

Dank des Erdwärmetauschers war es möglich, die Stalltemperatur in dieser Hitzeperiode auf maximal 26,2 °C zu begrenzen. Am 5. August betrug die Tag-Nacht-Schwankung der

Aussentemperatur 19 °C. Die Temperaturschwankung am Rohrausgang sowie im Stall selber reduzierte sich am gleichen Tag auf 6,2 °C. Für die Sommerperiode 17.7. bis 9.8.1992 lag nur am einem Tag (22.7.) die mittlere Tagestemperatur der aufbereiteten Luft unter der Aussenlufttemperatur (Abb. 24). Während dieser Periode wurden vom Boden insgesamt 14 250 kWh aufgenommen.

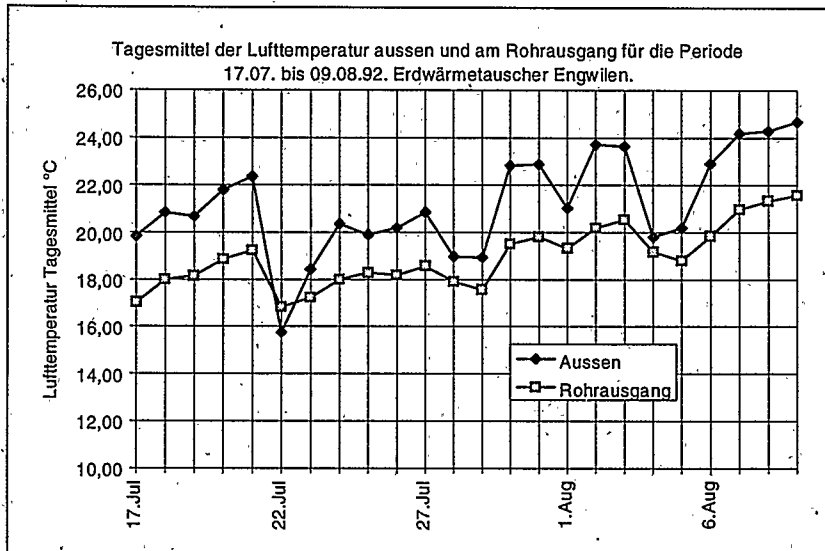


Abb. 24. Die Kühlleistung des Erdwärmetauschers beträgt für die Periode 17.07.-09.08.1992 zirka 14 250 kWh.

4.2.3 Übergangsperiode

Im Frühling kann der EWT sich auch nachteilig auf die Wärmebilanz im Stall auswirken, besonders dann, wenn die Rohre nicht genügend tief verlegt sind. In diesem Fall wird die Zuluft während der ersten auf den Winter folgenden wärmeren Periode (zum Beispiel 10.-23. März 1993; Abb. 16) stark abgekühlt.

5. Erdwärmetauscher Versuchsanlage FAT

5.1 Beschreibung der Anlage

Die in Kapitel 1 und 2 beschriebenen theoretischen Grundlagen beruhen zum Teil auf Annahmen, deren Richtigkeit sich nur experimentell überprüfen lässt. Aus diesem Grunde wurde Ende 1995 an der FAT eine Versuchsanlage gebaut. Der Bau dieser Anlage erlaubte zudem die Abklärung praktischer bautechnischer Aspekte.

Die Versuchsanlage besteht aus acht Rippenrohren mit unterschiedlichem Durchmesser (251, 315 und 402 mm) in drei Tiefen (1,44 m, 2,22 m und 3 m) zwischen einem Zu- und Abluftschacht verlegt (Abb. 25 und 26). Die Länge der Rohre beträgt 18 m. Der Achsabstand zwischen den Rohren ist 90 cm. Die Rohre haben eine Neigung von zirka 2 % zum Kollektorkanal.

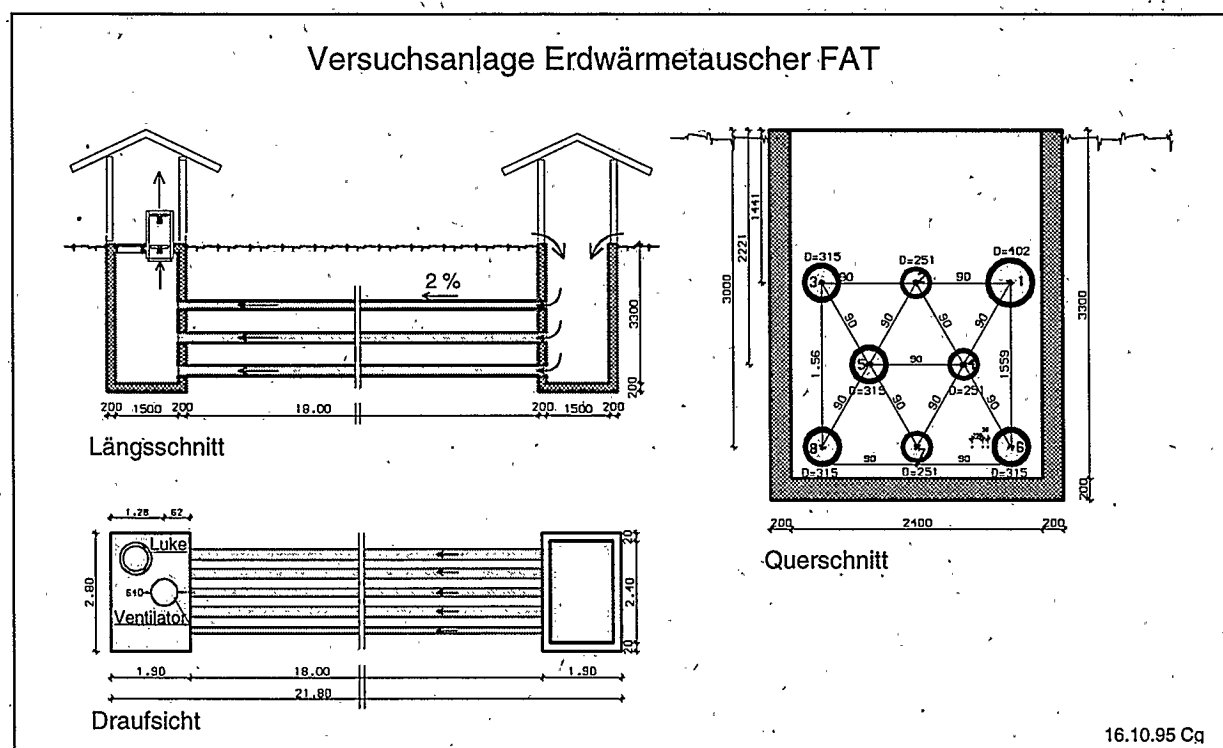


Abb. 25. Die Erdwärmetauscher-Versuchsanlage an der FAT besteht aus acht Rohren mit unterschiedlichem Durchmesser in drei Tiefen verlegt.

Der Kollektorkanal hat im Gegensatz zum Sammelkanal eine geschlossene Decke mit Zutrittsöffnung. Die Öffnung ist mit einem sogenannten „Begu-Deckel“ luftdicht verschlossen. In der Mitte der Decke befindet sich ein Rohr mit eingebautem Ventilator und Messventilator (Fancom, Typ FM 1450, Abb. 27). Der Ventilator saugt die Luft durch die Rohre. Er fördert bei 0 Pa Gegendruck einen Luftstrom von $8330 \text{ m}^3/\text{h}$ (DLG-Prüfungsbericht 4336). Der Messventilator erlaubt die kontinuierliche Messung und Regelung der Luftrate. Um eine konstante Luftrate zu erreichen, sind Ventilator und Messventilator an einem Stallklima-computer (Fancom, Typ FCTA, Abb. 28) angeschlossen. Dieser vergleicht kontinuierlich den

effektiven Luftstrom mit dem vorgegebenen Soll-Wert. Sobald die Abweichung mehr als 1 % beträgt, wird mittels eines Potentiometers die Spannung an den Klemmen des Lüfters geändert, wodurch die Ventilator-drehzahl korrigiert wird.

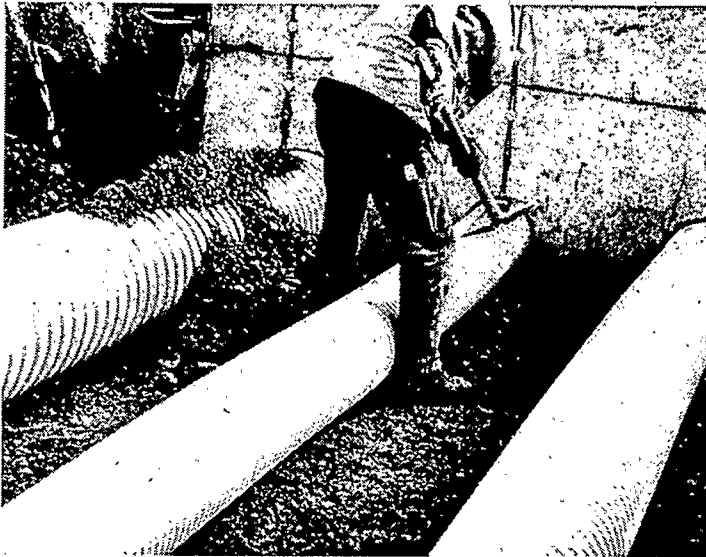


Abb. 26. Die Rohre haben einen Durchmesser von 251 mm, 315 mm und 402 mm. Sie weisen eine unterschiedliche Rippenstruktur auf.

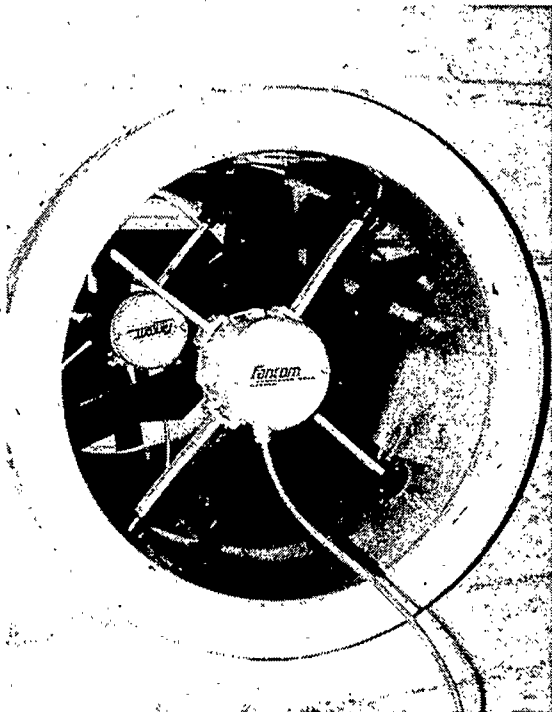


Abb. 27. Die Luftrate wird kontinuierlich durch einen in Serie geschalteten Messventilator gemessen (Fancom, Exavent-System).

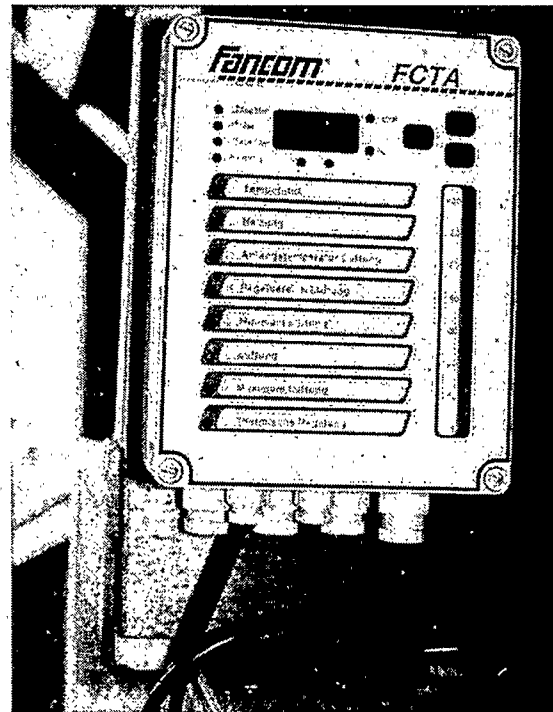


Abb. 28. Ein Stallklimacomputer (Fancom, Typ Esu) erlaubt eine konstante Luftrate.

Im Kollektorkanal registriert ein Data-Logger (Abb. 29) mit 16 Eingängen (Grant, Typ Squirrel Digital Meter/Logger SQ8-16U-32K) in Zeitabschnitten von 30 Minuten die Temperatur, welche von 16 Temperatursonden (Thermistor Grant, Typ CT-U-V20) gemessen wird.



Abb. 29. Im Kollektorkanal registriert ein Data-Logger (Grant, Typ Logger SQ8-16U-32K) in Zeitabschnitten von 30 Minuten die Temperatur, welche von 16 Temperatursonden gemessen wird.

Die Thermistoren haben einen Temperaturbereich zwischen -50 und 150 °C mit einer Genauigkeit von $0,2$ °C. Sie wurden vorgängig in Eiswasser kalibriert.

5.2 Messergebnisse

Die Versuchsdauer beläuft sich auf ein ganzes Jahr (April 1996 bis April 1997). Wegen des Ausfallens einzelner Temperaturfühler oder des Data-Loggers konnten während drei Perioden (29.06.-11.07.1996, 23.11.-19.12.1996, 15.02.-20.02.1997) keine oder nur beschränkt Daten erhoben werden. Die Rohrgeometrie, die Anordnung der Temperaturfühler und das Exavent-System mit Stallklimacomputer wurden gezielt zur Untersuchung folgender Parameter eingesetzt:

- Verlegetiefe der Rohre
- Erdreichtemperatur
- Rohrdurchmesser
- Rohrlänge
- Rohrwiderstand

5.2.1 Einfluss der Verlegetiefe

Während der Periode 01.04.1996 bis 17.04.1996 wurden die Eingangs- und Ausgangstemperaturen an den Rohren (Durchmesser 251 mm) 2, 4 und 7 gemessen. Die anderen Rohre wurden auf der Eingangsseite verschlossen. Die Luftgeschwindigkeit betrug 2 m/s. Es zeigt sich, dass die Ausgangstemperatur vom Rohr 7 (Tiefe 3 m) kaum höher ist als diese der beiden anderen Rohre (Abb. 30). Vom 7. April an sind die Temperaturen für die drei Tiefen nahezu gleich (Abb. 31). Während bestimmter Jahresperioden spielt die Verlegetiefe keine Rolle.

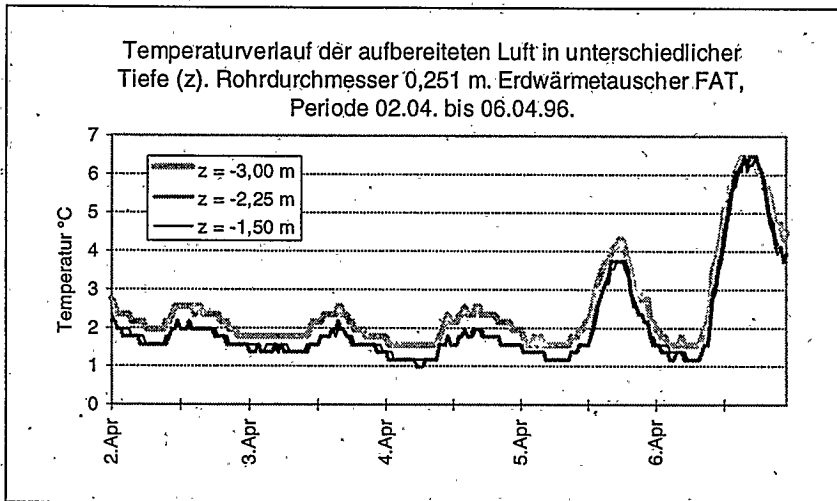


Abb. 30. Die Temperatur der aufbereiteten Luft in einer Tiefe von 3 m ist nur geringfügig höher als in einer Tiefe von 1,5 m.

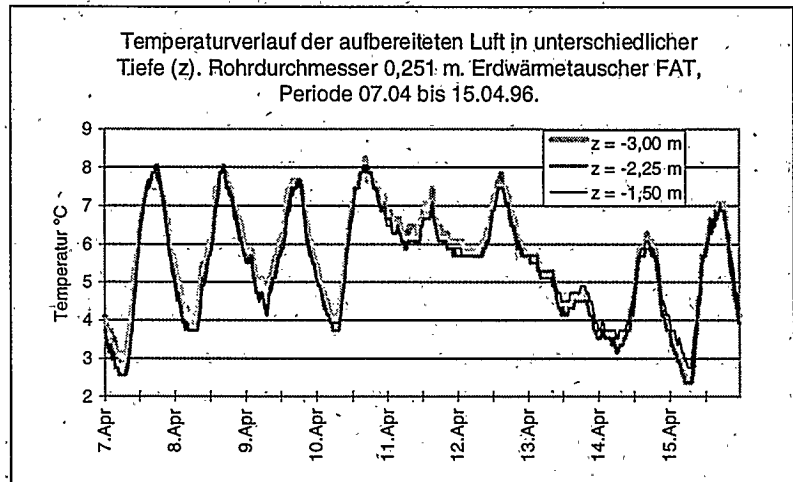


Abb. 31. Während bestimmter Jahresperioden hat die Verlegetiefe keinen Einfluss auf die Temperatur der aufbereiteten Luft.

Die Messungen wurden während der Periode 17.04.1996 bis 03.05.1996 für die Rohre 3, 5 und 8 (Durchmesser 315 mm) wiederholt. Die Luftgeschwindigkeit betrug ebenfalls 2 m/s. Während des ersten Tages dieser Periode tritt praktisch kein Unterschied für die verschiedenen Tiefen auf (Abb. 32). Bei höheren Aussentemperaturen in den darauffolgenden Tagen ist die Temperatur der aufbereiteten Luft umso geringer, je tiefer die Rohre verlegt sind. Nach der ersten Versuchsperiode hat eine Temperaturinversion stattgefunden. Die Boden erwärmung setzt von oben nach unten ein.

Die Periode 6.06.1996 bis 11.06.1996 ist durch warmes Wetter mit relativ grossen Tag-Nacht-Schwankungen gekennzeichnet. Während dieser Periode betragen die Temperaturunterschiede der aufbereiteten Luft zwischen 3 und 1,5 m Tiefe bis zu 2 °C (Abb. 33). Gleich gross ist der Unterschied am 1.08.1996 (Abb. 34). Ein Unterschied von 2 °C mag gering erscheinen, sie hat aber einen grossen Einfluss auf die gesamte Energie, welche der Zuluft entzogen wird. Diese beträgt am 1.08.1996 für ein 25-cm-Rohr in 1,5 m Tiefe

3,9 kWh, für das gleiche Rohr in 2,25 m Tiefe 7,8 kWh, und 12,1 kWh für eine Verlegetiefe von 3 m (Luftgeschwindigkeit 1,85 m/s). Analog wie der Sommer könnte ebenfalls der Winter 1996-1997 keine extreme Temperaturwerte. Die tiefsten Temperaturen wurden in der Periode 26.12.1996 und 1.1.1997 verzeichnet (Abb. 35). Es ist auffallend, dass während dieser winterlichen Periode die Temperaturunterschiede der aufbereiteten Luft zwischen 1,44 m und 3 m Tiefe geringer (1 bis 1,5 °C) sind als im Sommer, und dies obwohl der Temperaturunterschied zwischen den Kurven der Aussenluft und der aufbereiteten Luft erheblich höher ist und tagsüber im Erdreich keine Erholungsphasen (die Aussentemperatur ist nie höher als die Bodentemperatur) stattfinden.

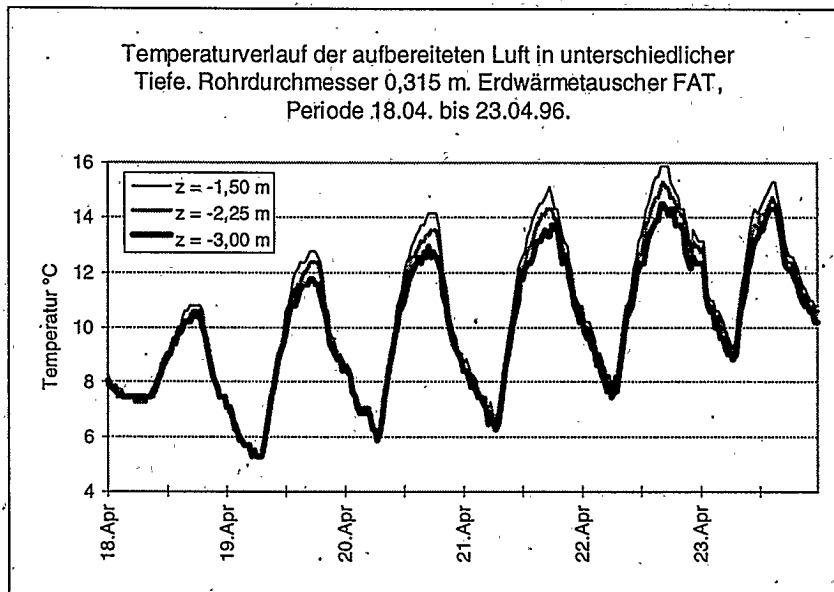
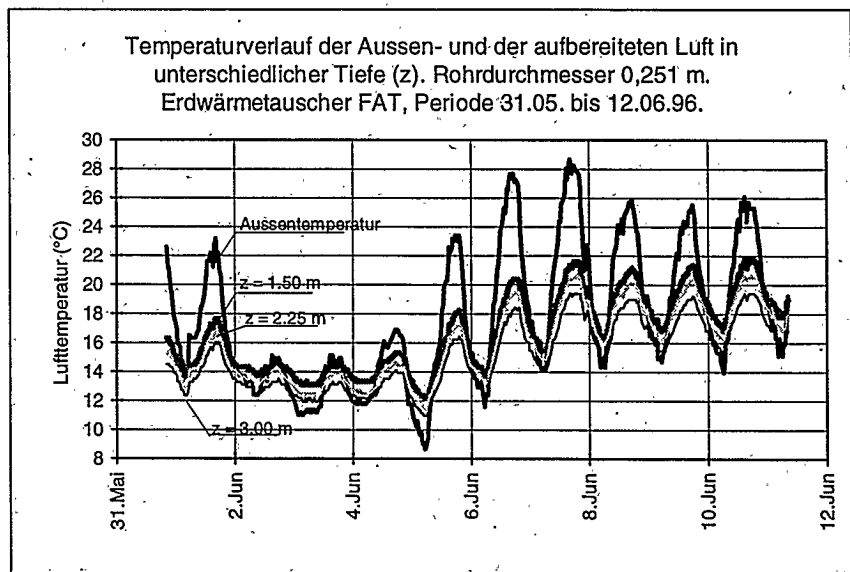


Abb. 32. Seit der vorherigen Periode (07.04.-15.04.1996) hat im Boden eine Temperaturinversion stattgefunden. Das tiefste Rohr liefert die tiefste Temperatur.

Abb. 33. Die fröhsommerlichen Aussentemperaturen verursachen tiefenbedingte Temperaturunterschiede bis zu 2 °C.



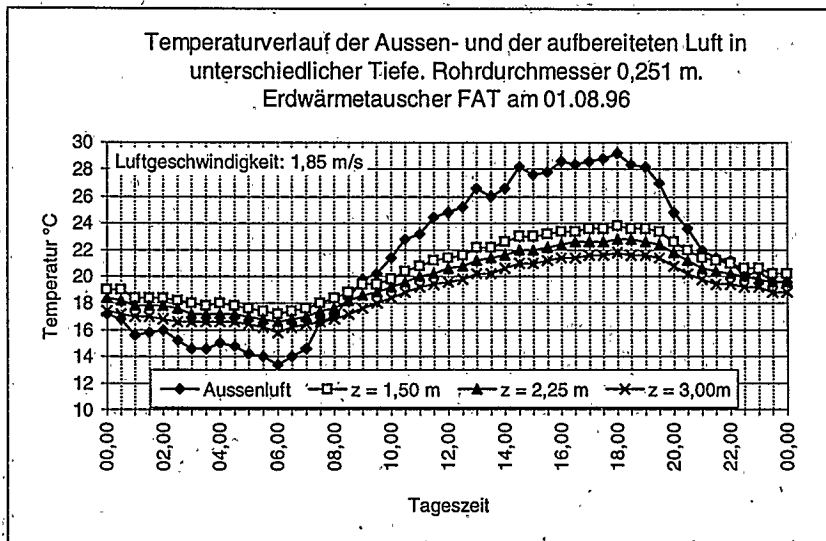


Abb. 34. Temperaturunterschiede von 2 °C für die aufbereitete Luft zwischen 1,5 m und 3,0 m Tiefe verdreifachen am 01.08.96 die Wärmemenge, welche der Zuluft entzogen wird.

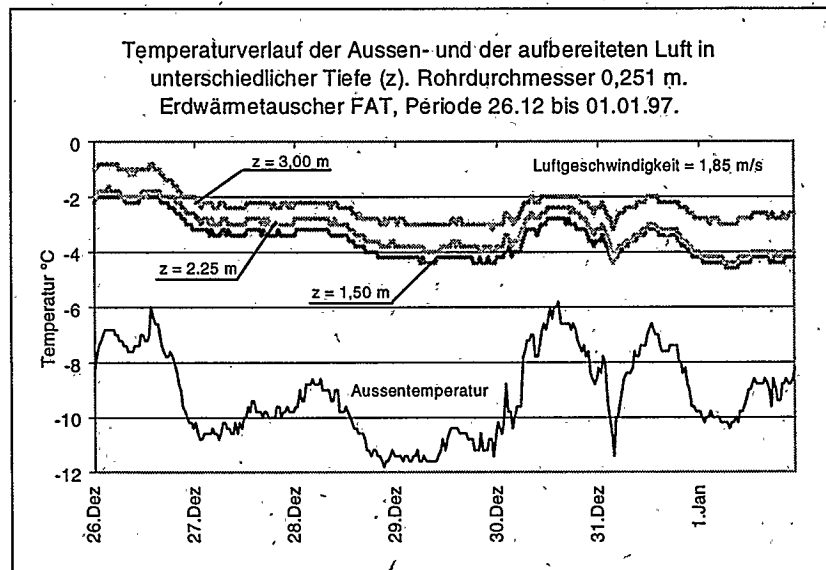


Abb. 35. Im Winter ist der Einfluss der Verlegetiefe wegen der Abgabe der latenten Wärme infolge des Einfrierens des Erdmantels geringer.

Man bemerkt, dass während dieser langen kalten Periode die Leistung des Erdmantels nur sehr wenig abnimmt. Bei einer Aussentemperatur von -10 °C ist am 27.12.1996 (18.00 Uhr) die Temperatur am Rohrausgang in 3 m Tiefe -2,2 °C. Am 01.01.1997 (04.00 Uhr) liegt sie bei der gleichen Aussentemperatur nur geringfügig darunter (-2,8 °C). In der Praxis wird diese Abnahme noch geringer sein, da im Winter die Luftrate auf das Minimum beschränkt wird ($[CO_2] \approx 2000$ ppm) und folglich auch die Luftgeschwindigkeit in den Rohren nur bei 0,5 bis 1 m/s liegt. Während der Versuchsperiode lag die Luftgeschwindigkeit in den Rohren konstant bei 1,85 m/s.

Dieses grössere Durchhaltevermögen des Bodens während des Winters im Vergleich zum Sommer ist eindeutig auf die Abgabe der latenten Wärme durch das Einfrieren des Erdmantels zurückzuführen. Messungen am Rohrende in einer Distanz von 5 cm zeigen, dass die Erdmanteltemperatur nie unter 0 °C absinkt (Abb. 36), und dies obwohl während etwa 700 aufeinanderfolgenden Stunden die Aussentlufttemperatur unter dem Gefrierpunkt liegt.

Warum die Erdmanteltemperatur nie unter den Gefrierpunkt sinkt, wird deutlich aus der Berechnung in Tabelle 5. Nimmt man an, dass die Eindringtiefe im Erdmantel 0,45 m beträgt, und der Boden einen Wassergehalt von 45 Volumen-% aufweist, lässt sich für die Versuchsanlage der FAT die gesamte verfügbare Wärme (fühlbare und latente Wärme) um jedes Rohr berechnen. Die verfügbare Wärme beträgt mehr als das Doppelte der von der Zuluft aufgenommenen Wärme.

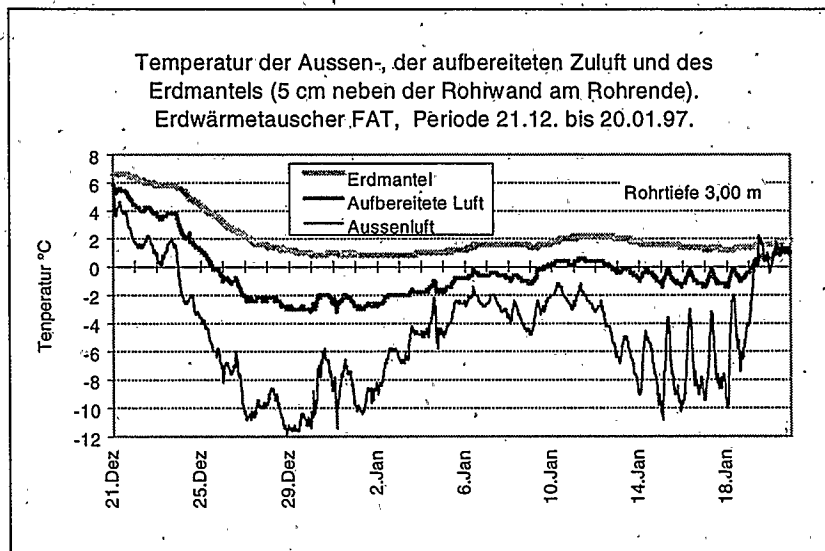


Abb. 36. Messungen am Rohrende in einer Distanz von 5 cm zeigen, dass die Erdmanteltemperatur auch während langer Frostperioden nicht unter 0 °C absinkt.

In Wirklichkeit liegt die verfügbare Energie noch höher, da während einer solch langen Frostperiode Wärme aus weiter entfernten Schichten nachfließen wird. Andererseits ist unter Praxisbedingungen wegen der kleineren Luftgeschwindigkeit die von der Zuluft aufgenommene Wärmemenge geringer als diese während des Versuches. Aus diesen Gründen kann man annehmen, dass ein feuchter Boden am Rohrende unter den Klimaverhältnissen des schweizerischen Mittellandes nie einfrieren wird. Wäre der Feuchtegehalt des Erdmantels 10 %, sinkt das verfügbare Energiepotential von 824 kWh auf etwa 195 kWh. Da in einem solchen trockenem Boden die Wärmeleitfähigkeit ohnedrein stark abnimmt, verringert sich ebenfalls die Dicke des aktiven Erdmantels, wodurch die Leistung noch weiter zurückgeht.

Ein Vergleich der Periodenmittel (zirka eine Woche) über das ganze Jahr zeigt, dass in der Übergangszeit der tiefenbedingte Temperaturunterschied am Rohrausgang nur sehr gering ist (Abb. 37). Nur in der extrem kalten und warmen Jahreszeit beträgt der Temperaturunterschied zwischen -3 und -1,5 m mehr als 1,5 °C. Bemerkenswert ist, dass der grösste Temperaturunterschied im Sommer lediglich während der warmen Periode selber stattfindet, während er sich im Winter weit über die kalte Periode hinauszieht. Diese Zeitverlängerung ist im Winter eindeutig auf die Phasenänderung des Bodenwassers zurückzuführen. Die Freigabe der latenten Wärme verhindert einerseits ein starkes Absinken der Erdmanteltemperatur während der Frostperiode, ist aber andererseits eine Hypothek für die nachfolgende wärmere Periode. Um die oberen Rohre friert offensichtlich ein grösserer Teil des Erdmantels ein, was eine längere Erholungsperiode zur Folge hat.

Tabelle 5. Berechnete verfügbare Wärme (fühlbare und Gefrierungswärme) in einem Erdmantel (feuchter Lehmboden) mit aktiver Dicke 0,45 m (Rohrdurchmesser 0,251 m, -länge 18 m, Verlegetiefe 3 m) gegenüber der von der Zuluft aufgenommen Wärme in der Frostperiode 21.12.1996 bis 19.01.1997. Grundlagen für die Berechnung: Messdaten Erdwärmetauscher FAT.

		Periode 21.12.1996 bis 19.01.1997
Anzahl Stunden mit Aussenlufttemperatur < 0°C	h	701
Mittlere Temperaturdifferenz zwischen Aussenluft und aufbereiteter Zuluft (Ausgang Rohr -3,0 m)	°C	4,6
Anzahl Gradstunden	°C	3210
Luftgeschwindigkeit im Rohr	m/s	1,85
Angenommene aktive Erdmanteldicke	m	0,45
Bodendichte (feucht)	kg/m ³	1850
Spez. Bodenwärme	Wh/kg K	0,45
Wassergehalt im Boden (Volumenanteil)		0,4
Aktives Erdmantel-Volumen	m ³	17,84
Aktive Erdmantelmasse	kg	33001
Erdmanteltemperatur (Rohrende) am 21.12.1996	°C	6,8
Erdmanteltemperatur (Rohrende) am 19.01.1997	°C	1,6
Fühlbare Wärmeverluste des Erdmantels	kWh	77
Gesamte potentielle Gefrierungswärme	kWh	747
Gesamte verfügbare Wärme im Boden	kWh	824
Aufgenommene Wärme durch die Zuluft	kWh	355

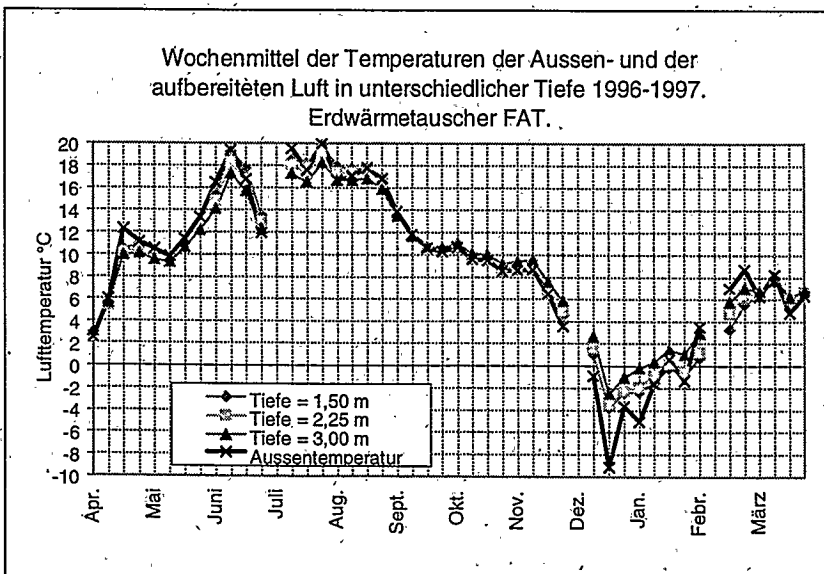


Abb. 37. Die Periodenmittel der Aussenlufttemperatur einerseits und der aufbereiteten Luft andererseits weichen nur in extremen Sommer- und Winterperioden voneinander ab.

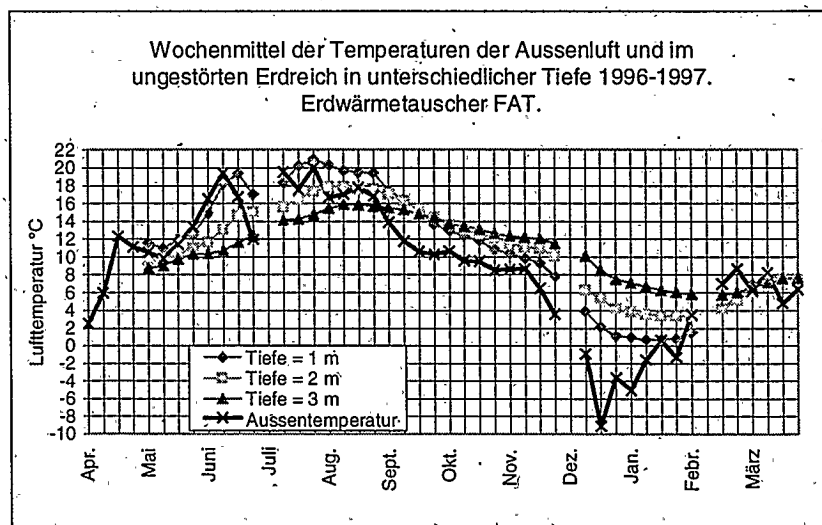
Deutlich ist die Inversion der Erdmanteltemperaturen für unterschiedliche Tiefe im Herbst zu sehen. Die Temperatur der aufbereiteten Luft aus dem Rohr in 3 m Tiefe wird Mitte September höher als diese aus den Rohren in 1,5 und 2,25 m Tiefe. Das umgekehrte Phänomen findet Mitte April statt.

Der Vergleich zwischen den Wochenmitteln der Aussenlufttemperatur einerseits und der Temperatur der aufbereiteten Luft andererseits zeigt deutlich, dass der EWT sowohl im Winter wie auch im Sommer nicht nur die Tagesschwankungen der Aussentemperatur abschwächt, sondern auch einen Netto-Beitrag zur Heizung oder zur Kühlung des Stalles liefert. Dagegen bewirkt der EWT im Frühling und Herbst nur eine Amplitudendämpfung der Aussentemperatur. Während dieser Jahreszeiten beträgt der Unterschied zwischen der mittleren Aussentemperatur und der mittleren Temperatur der aufbereiteten Luft lediglich 1 bis 2 Grad.

5.2.2 Verlauf der Erdreichtemperatur

Die Messungen der Erdtemperatur im ungestörten Erdreich in drei verschiedenen Tiefen bestätigen den theoretischen Verlauf nach Formel XIII (Abb. 38). Es zeigt sich deutlich, dass der Zeitpunkt des Temperaturmaximums sich von Ende Juli nach Ende August verschiebt, wenn die Tiefe von 1 auf 3 m zunimmt. Das Minimum bei -1 m situiert sich um Mitte Januar, jenes bei -3 m um Ende Februar. Es ist ebenfalls deutlich, dass die Bodentemperatur bei -1 m viel stärker dem Verlauf der Aussentemperatur folgt als jene in grösserer Tiefe.

Abb. 38. Das Wochenmittel der Temperatur im ungestörten Erdreich in 1 m Tiefe liegt im Sommer deutlich über dem Wochenmittel der Aussentemperatur.



Bemerkenswert ist auch, dass die mittlere Bodentemperatur (20,9 °C) in 1 m Tiefe während der Warmwetterperiode (26.07.-02.08.1996) über jener der Aussenluft (20 °C) liegt. Daraus folgt, dass über diese ganze Periode betrachtet der Erdmantel in 1 m Tiefe durch die Zuluft gekühlt wird, und somit einen negativen Beitrag zur Klimaverbesserung liefert. Die Bodentemperaturen in 2 m (17,3 °C) und 3 m (14,8 °C) Tiefe lagen bedeutend tiefer. Die zeitliche Verzögerung wirkt sich hier deutlich vorteilhaft aus.

Während der grössten Kälteperiode (27.12.1996-02.01.1997) betrug der Unterschied zwischen -1 m und -3 m maximal 6,4 °C.

5.2.3 Einfluss des Durchmessers

Analog wie bei der Verlegetiefe ist der Einfluss des Durchmessers während Perioden mit extremen Aussentemperaturen am grössten. Am 1.8.1996 beträgt der Temperaturunterschied zwischen dem Rohr mit Durchmesser 251 mm und dem mit Durchmesser 402 mm maximal 1,6 °C (Abb. 39, Tab. 6).

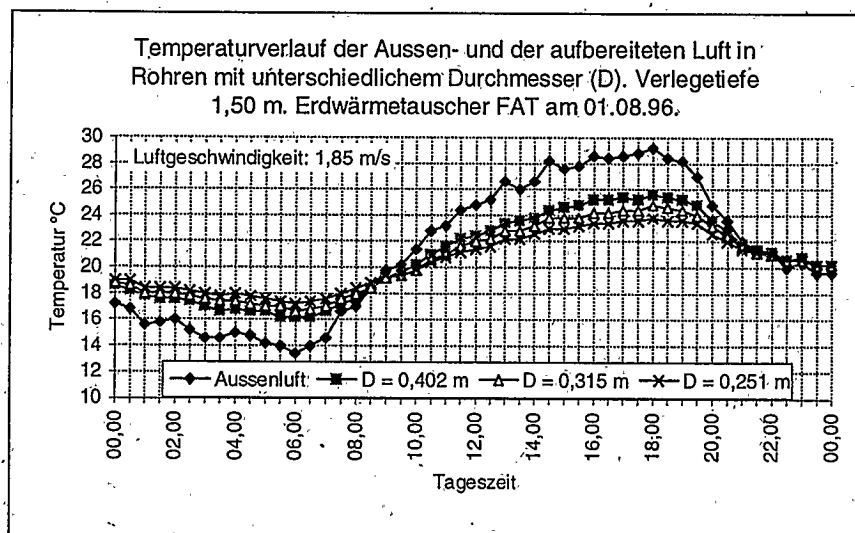


Abb. 39. Der Temperaturunterschied der aufbereiteten Luft zwischen einem Rohr mit Durchmesser 251 mm und einem mit Durchmesser 402 mm beträgt maximal 1,6 °C.

Tabelle 6. Temperatur am Ausgang von drei Rohren mit unterschiedlichem Durchmesser in einer Tiefe von 1,5 m. Eingangstemperatur 28,8 °C, Luftgeschwindigkeit 2 m/s. Ergebnisse Versuchsanlage FAT, 01.08.1996, 17.38 Uhr.

	d= 251 mm	d = 315 mm	d = 402 mm
Lufttemperatur am Ausgang °C	23,6	24,4	25,2
Abkühlung Zuluft °C	5,2	4,4	3,6
Abkühlung Zuluft %	100 %	85 %	69 %

Während der kalten Periode 14.01.1997 bis 18.01.1997 war die maximale Differenz lediglich 0,6 °C, dies obschon der Temperaturunterschied zwischen Aussenluft und aufbereiteter Luft grösser war (Abb. 40). Der Unterschied ist einerseits auf die Freigabe der latenten Wärme, andererseits auf die geringere Luftgeschwindigkeit (0,8 m/s statt 1,85 m/s) zurückzuführen.

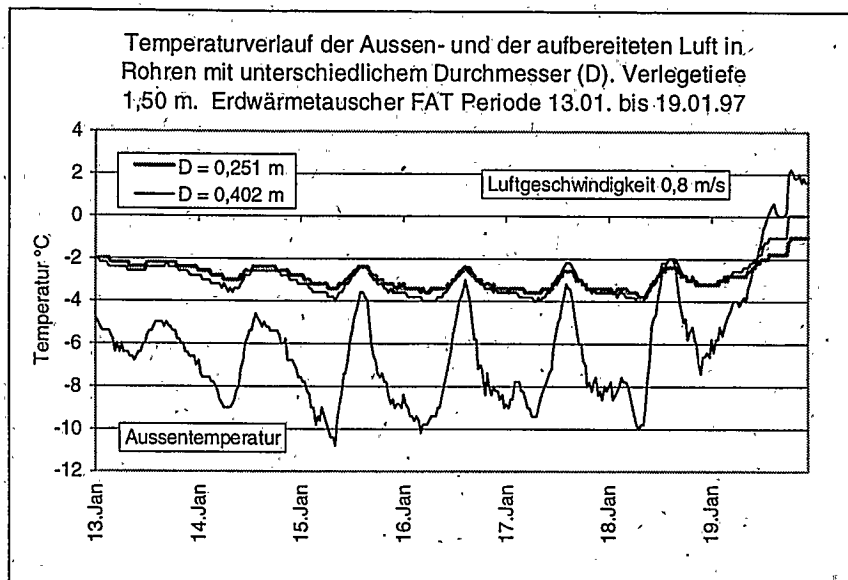


Abb. 40. Während der kalten Periode ist die durchmesserbedingte Temperaturdifferenz maximal 0,6 °C.

Aus dem raschen Anstieg der Ausgangstemperatur des Rohres mit Durchmesser 402 mm am 19.01.1997 geht deutlich hervor, dass der Erdmantel um das grössere Rohr weniger stark eingefroren ist als dieser um das Rohr mit Durchmesser 251 mm.

5.2.4 Einfluss der Rohrlänge und der Luftgeschwindigkeit

Nach der Gleichung XXV nimmt die Wärmeleistung ab, je grösser die zurückgelegte Strecke und je grösser die Luftgeschwindigkeit werden. Da es wegen der beschränkten Anzahl Temperatursonden (insgesamt 16) nicht möglich war, Messungen simultan in mehreren Rohren mit gleichem Durchmesser und unterschiedlicher Luftgeschwindigkeit durchzuführen, konnten diese theoretischen Erkenntnisse nur indirekt bestätigt werden. Die Temperaturmessungen bei unterschiedlicher Luftgeschwindigkeit erfolgten am gleichen Rohr in aufeinanderfolgenden Perioden. Die Messergebnisse an drei ausgewählten Tagen zeigen zwar nicht den erwarteten exponentiellen Verlauf, sie bestätigen jedoch trendweise die theoretischen Erkenntnisse (Abb. 41). Unregelmässigkeiten in den Kurven sind teilweise auf Ungenauigkeiten bei der Temperaturmessung und wahrscheinlich auch auf die Inhomogenität des Bodens zurückzuführen. Da die Aussentemperatur und die Bodentemperatur im ungestörten Erdreich an den drei verschiedenen Tagen nicht identisch war, ist ein absoluter Vergleich der Kurven nicht möglich. Aussagekräftiger ist deshalb die Wirkungsgradkurve für die verschiedenen Rohrabschnitte (Abb. 42). Es zeigt sich, dass der Wirkungsgrad von 49 % auf 36,5 % abnimmt, wenn die Luftgeschwindigkeit von zirka 2 m/s auf zirka 4 m/s zunimmt. Berechnungen nach Formel XXIII ergeben Werte, welche leicht tiefer liegen. Dies entspricht den theoretischen Erkenntnissen, dass die wirklichen Wärmeleistungen bei kurzen thermischen Belastungen höher sind als die, welche sich aus statischen Strömungsverhältnissen berechnen lassen (siehe 4.3).

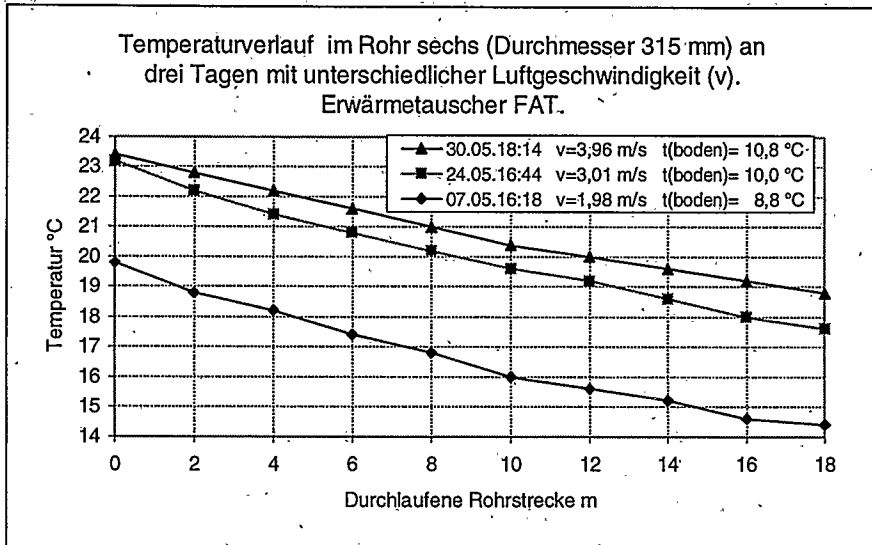


Abb. 41. Die Messergebnisse bestätigen trendweise, dass die Wärmeleistung exponentiell mit zunehmender Lage abnimmt.

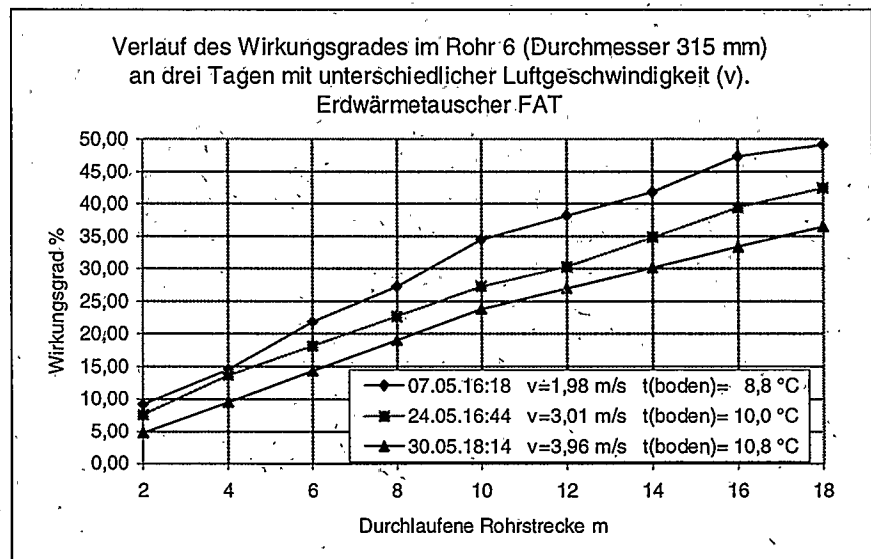


Abb. 42. Der Wirkungsgrad des Erdwärmetauschers nimmt ab, wenn die Luftgeschwindigkeit steigt.

Tabelle 7. Gemessener und berechneter Wirkungsgrad für ein Rohr mit Durchmesser 315 mm und Länge 18 m, in einem gesättigten Lehmboden bei unterschiedlicher Luftgeschwindigkeit (v).

Wirkungsgrad		v = 2 m/s	v = 3 m/s	v = 4 m/s
Gemessen	%	49,1	42,4	36,5
Berechnet	%	47	38,6	32,8

Aus Abbildung 42 geht ebenfalls hervor, dass der Austausch vor allem im vorderen Teil des Rohres stattfindet. So liefern die ersten 10 m des Rohres bei 2 m/s 70 % und bei 4 m/s zirka 64 % der Gesamtleistung.

5.2.5 Luftwiderstand der Rippenrohre

Da im Rippenrohr turbulente Strömungen mit starker Verwirbelung im Wandbereich auftreten, war es nicht möglich, direkt im Rohr den statischen Druckabfall zu messen. Um das Problem zu lösen, wurde der Unterdruck im Kollektorkanal durch Löcher in den vier Eckpunkten der Betondecke gemessen. Im Gegensatz zu den Rohren herrschten hier sehr stabile Druckverhältnisse, sodass kaum ein Unterschied von einem Eckpunkt zum andern festgestellt wurde. Der ermittelte Unterdruck im Kollektorkanal setzt sich aus zwei Einzelwiderständen (Ein- und Austritt am Rohr) und der Rohrreibung zusammen. Während des Versuches waren die vier Rohre mit Durchmesser 315 mm offen. Die Druckmessungen erfolgten mit einem Digital Manometer (Yokogawa, Japan, Typ MT120), die Volumenstrommessungen mit Hitzdrahtanemometerkreuz (Accubalance Volumenstrommesshaube, TSI, D-Aachen, Modell: 8370-M-D) und Messventilator (Exavent, Fancom). Die Messergebnisse zeigen erwartungsgemäss einen quadratischen Verlauf (Abb. 43).

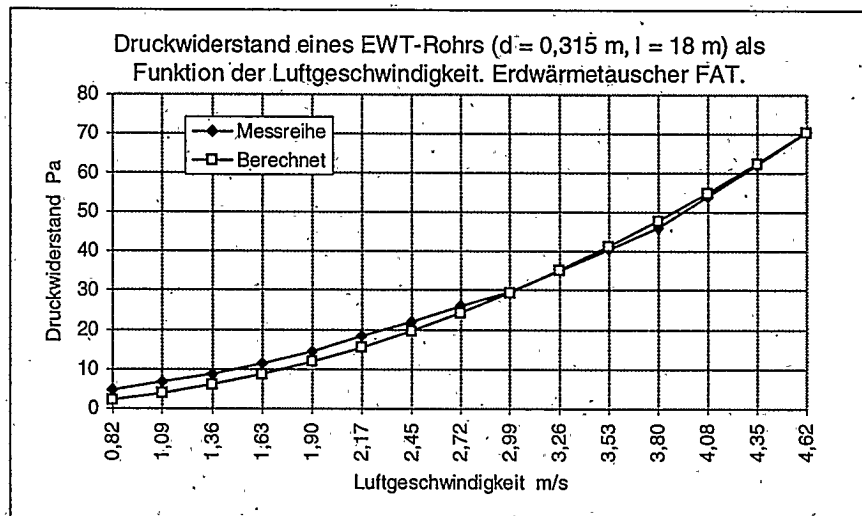


Abb. 43. Der Druckwiderstand zeigt die erwartete quadratische Abhängigkeit der Luftgeschwindigkeit.

Die Übereinstimmung mit den nach Formel XXIV berechneten Daten ist gut für $\xi = 0,07$ und $\Sigma\zeta = 1,9$. Somit lautet die Formel XXVI für Rippenrohre mit Durchmesser 315 mm:

$$\Delta p = 0,07 \cdot \frac{d}{l} \cdot \rho \cdot \frac{w^2}{2} + 1,9 \cdot \rho \cdot \frac{w^2}{2} \quad \text{Pa}$$

Δp = Rohrreibungswiderstand + Einzelwiderstände am Ein- und Ausgang

5.3 Vergleich zwischen gemessenen und berechneten Werten

Ein Vergleich zwischen den mit dem Modell berechneten und den gemessenen Werten ist nur möglich, wenn Bodeneigenschaften, Wassergehalt, spezifisches Gewicht und Wärme bekannt sind.

Zur Bestimmung des Wassergehalts im Boden wurde eine Sonde TDR (Time Domain Reflectometry) eingesetzt. Sie hat folgende Eigenschaften:

- Elektrodenlänge: 400 mm
- Elektrodenabstand: 51,5 mm
- Elektrodendurchmesser: 6 mm

Eine Messung in 3 m Tiefe ergab einen volumetrischen Wassergehalt von 49 %.

Aus der Trockenmasse und dem Wassergehalt wurde das spezifische Bodengewicht ermittelt: 1840 kg / m³.

Die spezifische Wärme lässt sich anhand Formel IX bestimmen:

$$c_b = \frac{0,2 \cdot 1350 + 1,16 \cdot 1000 \cdot 0,49}{1840} = 0,46 \text{ Wh/kg K}$$

Aus Formel X lässt sich die Wärmeleitfähigkeit ableiten:

$$\lambda_b = 0,144 \cdot (0,9 \cdot \log_{10}(0,362) - 0,2) \cdot 10^{0,621 \cdot 10^{-3} \cdot 1350} = 1,19 \text{ W/m K}$$

Aufgrund dieser Bodenparameter wurde die Ausgangstemperatur am Rohr 6 für die Periode 02.05. bis 13.05.1996 berechnet und mit den Messergebnissen verglichen (Abb. 44).

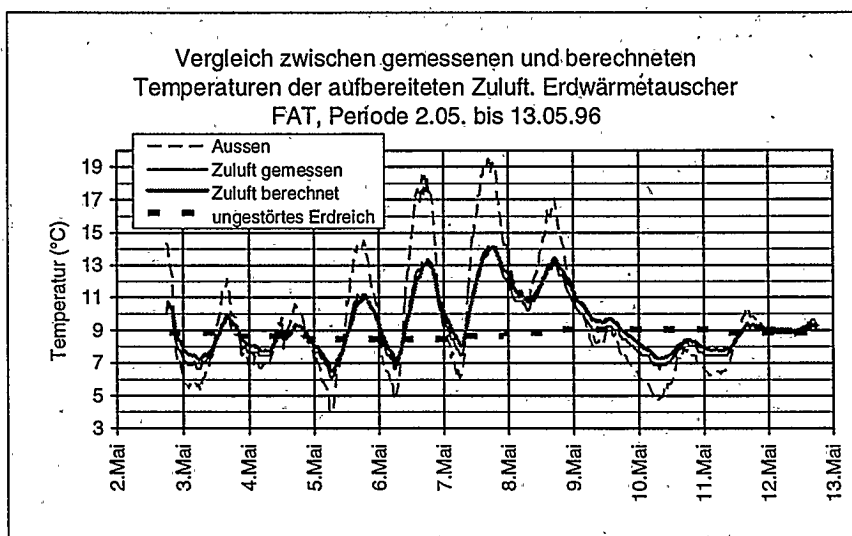


Abb. 44. Die Messergebnisse validieren das instationäre Wärmetransportmodell. Die Abweichung zwischen berechneten und gemessenen Werten beträgt maximal 0,5 °C.

Man bemerkt, dass die Unterschiede maximal etwa 0,5 °C betragen. Mit dem instationären Strömungsmodell ist es also möglich, die Wärmeleistung des Erdwärmetauschers für beliebige Rohrgeometrien und Aussenklimas zuverlässig vorauszusagen. Bedingung ist jedoch, dass die Bodeneigenschaften bekannt sind.

6. Einfluss des Erdwärmetauschers auf das Stallklima

In gut isolierten Mastschweineeställen werden im Winter die Wärmeverluste zum grössten Teil (bis zu 80 %) durch die erforderliche Lüftung verursacht. Eine weitere Reduktion des k-Wertes (zum Beispiel von 0,5 auf 0,2 W/m² K) erlaubt deshalb nur eine geringe Erhöhung der Stalltemperatur. Am Ende der Mastperiode darf bei einem üblichen Raumvolumen von etwa 2,4 m³ pro Mastschwein der Luftwechsel auch bei tiefen Aussentemperaturen nicht weniger als etwa sieben mal pro Stunde betragen. Wegen der damit verbundenen Wärmeverluste spielt die thermische Trägheit der Gebäudehülle nur eine geringe Rolle. Sie vermag die Aussentempera-turschwankungen nur schwach zu dämmen.

6.1 Sommer

Eine konventionelle Stalllüftung wird in der Regel für Stalltemperaturen, welche im Sommer maximal 2 bis 3 °C über der Umgebungstemperatur liegen, ausgelegt. Dank dem Erdwärmetauschler kann die Stalltemperatur erheblich unter die Aussentemperatur gesenkt werden. Anhand der Messergebnisse am FAT-Erdwärmetauscher und des FAT-Stallklimaprogramms lässt sich der Einfluss der Verlegetiefe auf die Stalltemperatur berechnen. Eine Verlegetiefe von 3 m erlaubt gegenüber einer Tiefe von 1,5 m Stalltemperaturen, welche im Sommer um etwa 1,5 °C tiefer liegen (Abb. 45). Mit den tieferen Stalltemperaturen ist allerdings auch eine höhere Luftfeuchtigkeit verbunden (Abb. 46). Sowohl bei der relativen Feuchtigkeit als auch bei der Temperatur werden die Tagesschwankungen durch den EWT stark abgeschwächt.

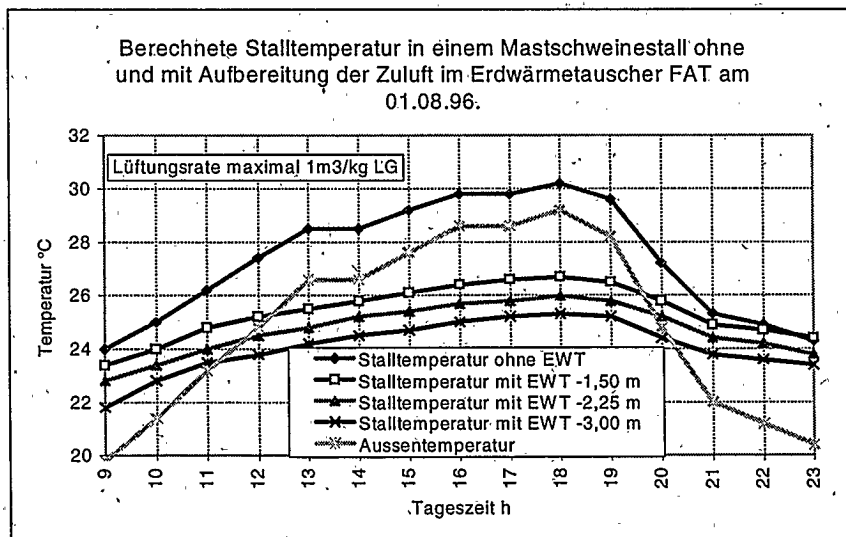


Abb. 45. Eine Verlegetiefe von 3 m erlaubt gegenüber einer Tiefe von 1,5 m Stalltemperaturen, welche im Sommer um etwa 1,5 °C tiefer liegen.

6.2 Winter

Im Winter kann der EWT das tiefe nächtliche Absinken der Aussentemperatur weitgehend verhindern (Abb. 47). Wegen der geringen Luftgeschwindigkeiten in den Rohren und der Abgabe zusätzlicher Wärme durch das Einfrieren des Bodens spielt die Verlegetiefe der Rohre im Winter eine kleinere Rolle als im Sommer (Unterschiede zwischen -1,5 und -3,0 m zirka 1 °C). Eine höhere Stalltemperatur erlaubt gleichzeitig eine tiefere relative Luftfeuchtigkeit (Abb. 48).

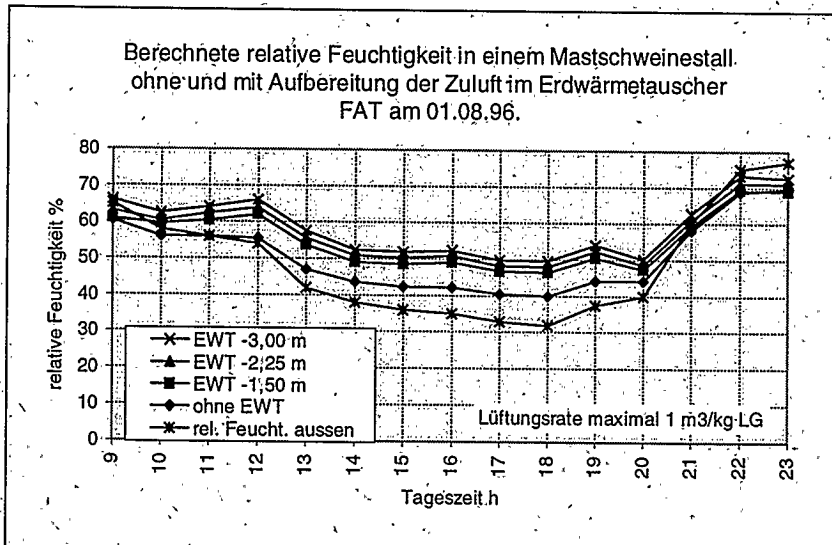


Abb. 46: Tiefere Stalltemperaturen sind im Sommer mit einer höheren relativen Feuchtigkeit verbunden.

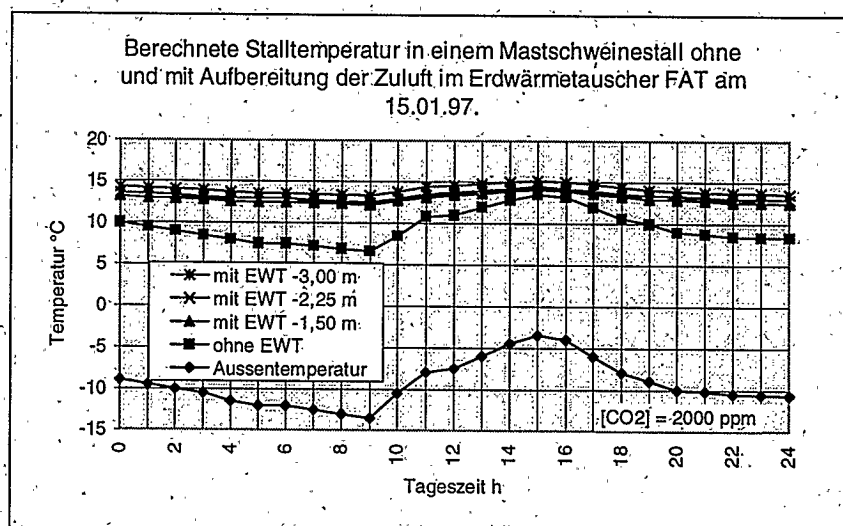


Abb. 47: Die Verlegetiefe hat im Winter nur einen geringen Einfluss auf die Temperatur der aufbereiteten Luft.

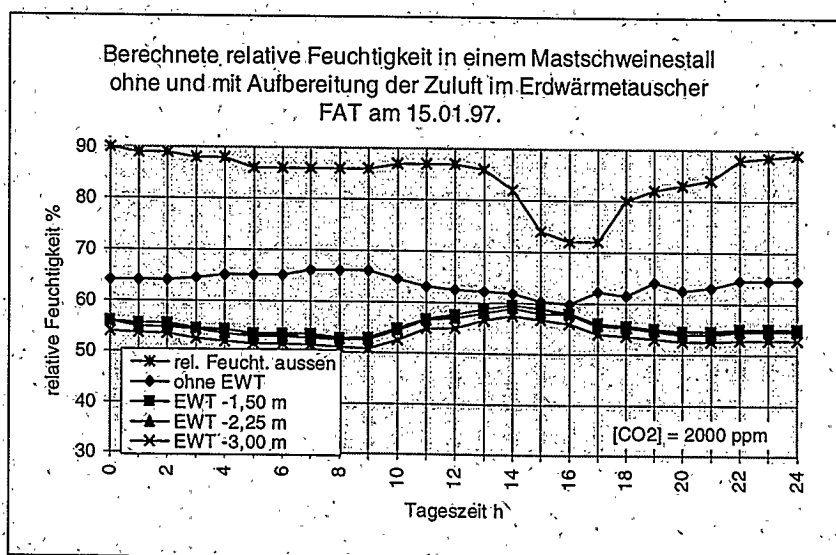


Abb. 48: Der EWT erlaubt nicht nur eine höhere Stalltemperatur, er ermöglicht auch eine tiefere relative Feuchtigkeit.

6.3 Frühling, Herbst

Im Frühling und Herbst kann ein EWT kombiniert mit einer intelligenten Lüftersteuerung die Aussenklimaschwankungen nahezu vollständig neutralisieren (Abb. 49).

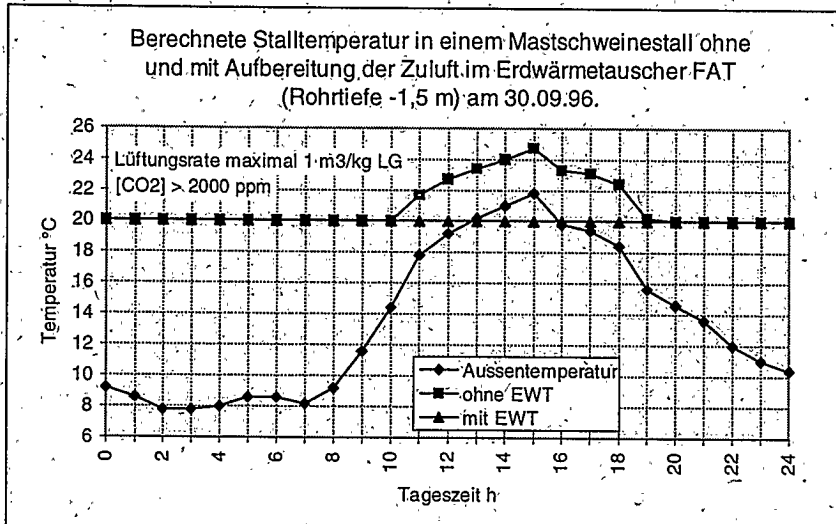


Abb. 49. Im Frühling und Herbst ermöglicht der Erdwärmetauscher sehr ausgeglichene Stalltemperaturen, ohne dass die Lüftungsrate zu stark gedrosselt werden muss.

Dazu reicht eine minimale Verlegetiefe der Rohre aus (zirka 1,5 m). Ohne EWT würde, trotz voller Ventilatorleistung, am 30.09.1996 die Stalltemperatur ab 09.00 Uhr morgens über den Sollwert von 20 °C ansteigen. Erst ab 19.00 Uhr wird die erwünschte Temperatur wieder erreicht. An solchen Tagen erlaubt der EWT in der Regel auch tiefere Lüftungsraten, (Abb. 50). Am 30.09.1996 liessen sich dank dem EWT in einem Mastschweinestall mit 300 MSP etwa 70 000 m³ Luft einsparen, und dies bei einer besseren Luftqualität während der Nacht.

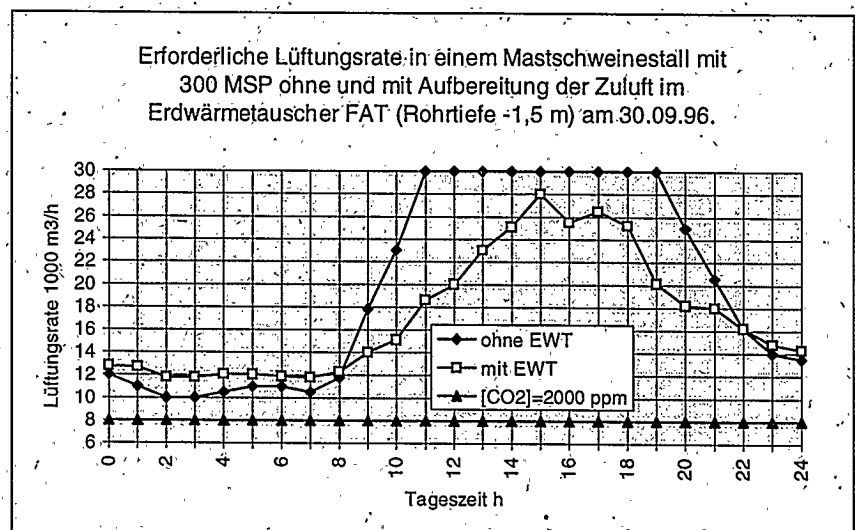


Abb. 50. Das Regelverhältnis der Lüfter kann durch Aufbereitung der Zuluft im Erdwärmetauscher verringert werden.

6.4 Jahresleistung

Zur Abklärung der Wärme- und Kühlleistung über ein ganzes Jahr wurde das EWT-Rechenmodell in ein Stallklimaprogramm integriert (Abb. 51). Auf diese Weise ist es möglich, für beliebige Wetterdaten (Temperatur und relative Feuchtigkeit in der Aussenluft) die Temperaturdefizitzahl pro Monat sowie die Anzahl Stunden pro Jahr, während welcher eine Grenztemperatur unter- oder überschritten wird, zu bestimmen.

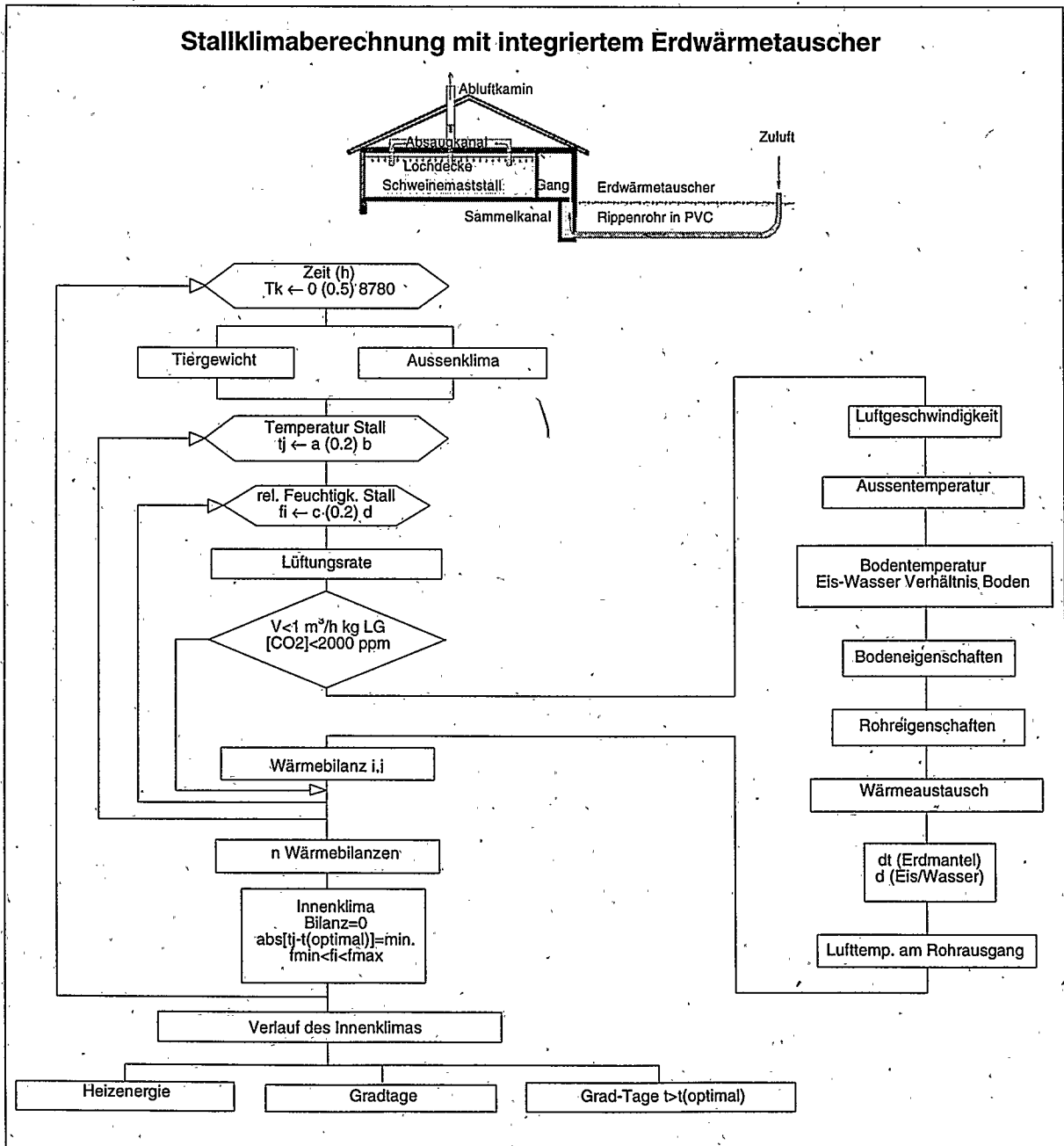


Abb. 51. Durch die Integration des EWT-Berechnungsmodells in einem Stallklimaprogramm ist es möglich, für beliebige Wetterdaten den Einfluss des Erdwärmetauschers auf das Stallklima zu untersuchen.

6.4.1 Temperaturdefizitzahl

Der Heizbedarf hängt neben dem Aussenklima von der gewünschten Innentemperatur ab. Diese soll so hoch sein, dass die geringsten Produktionskosten entstehen. Niedrige Stalltemperaturen erlauben Einsparungen bei den Heizkosten, können aber andererseits einen höheren Futtermittelverbrauch, ein langsames Wachstum, höhere Veterinärkosten und Ausfall verursachen. Aus diesem Grunde wird in geschlossenen Gebäuden meistens nicht auf eine Heizung verzichtet. Als Mass für den Heizbedarf gilt die Temperaturdefizitzahl.

Unter Temperaturdefizitzahl pro Monat versteht man:

$$\text{Temperaturdefizitzahl} = \sum_1^h (t_{j\min} - t_{j\text{eff}})$$

- $t_{j\min}$ = untere Grenze des optimalen Temperaturbereichs für Stunde j
- $t_{j\text{eff}}$ = effektiv erreichbare Stalltemperatur für Stunde j
- h = Anzahl Stunden pro Monat (z.B. 31 : 24 = 744 Stunden für Januar)

Die untere Grenze des optimalen Temperaturbereiches hängt vom Tiergewicht ab. Sie wurde für die nachfolgende Berechnung einfachheitshalber linear interpoliert zwischen 20 °C für ein Tiergewicht von 20 kg und 12 °C für ein Tiergewicht von 100 kg. Für das ganze Jahr 1995 in Tänikon beträgt die Summe der Temperaturdefizite etwa 9600 °C für einen gut wärmege-dämmten Mastschweinestall (300 MSP, Rein-Raus-System) ohne EWT und lediglich 1800 °C für den gleichen Mastschweinestall mit EWT (Abb. 52). Als Randbedingung für die minimale Lüftungsrate galt [CO₂] < 2000 ppm.

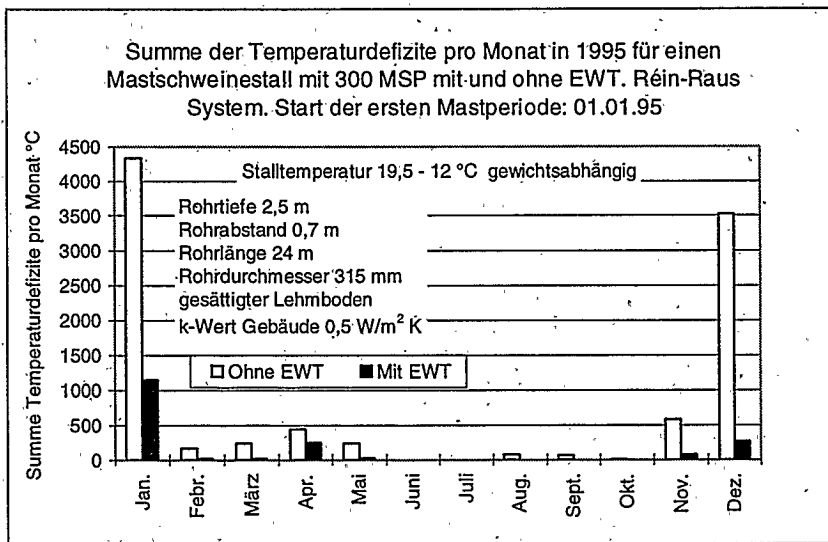


Abb. 52. Die Temperaturdefizite lassen sich stark durch die Aufbereitung der Zuluft im Erdwärmetauscher reduzieren.

6.4.2 Anzahl Stunden mit Übertemperatur

Analog zum Temperaturdefizit im Winter lassen sich für die warme Jahreszeit die Anzahl Stunden ausrechnen, während welcher die obere Grenztemperatur überschritten wird.

Tabelle 8. Anzahl Stunden pro Jahr, während welcher die obere Grenztemperatur in einem Mast-schweine-stall für 300 MSP (22 m x 17 m x 2,55 m) überschritten wird. Mittlerer k-Wert Bauhülle = 0,5 W/m²K, Rohrdurchmesser: 251 mm. Grundlage: meteorologische Daten 1995 Tänikon. Modell-rechnung.

	Grenztemperatur			
	25 °C	26 °C	27 °C	28 °C
Ohne EWT	1125	680	383	184
Mit EWT: Rohrlänge 15 m, Rohrtiefe 2 m	381	91	26	6
Mit EWT: Rohrlänge 15 m, Rohrtiefe 3 m	211	59	16	2
Mit EWT: Rohrlänge 25 m, Rohrtiefe 2 m	114	20	3	0

Der Unterschied zwischen dem Mast-schweine-stall ohne EWT und dem mit EWT ist beträchtlich. Andererseits lässt sich die Anzahl Stunden mit Übertemperatur nicht mehr durch Vergrößerung des Erdwärmetauschers verringern. Allerdings weist das Jahr 1995 keine extrem hohe Sommertemperaturen auf.

7. Dimensionierung des Erdwärmetauschers

Augrund der theoretischen und experimentellen Erkenntnisse lässt sich für die Dimensionierung des Erdwärmetauschers eine praktische Berechnungsmethode ableiten.

Jeder Erdwärmetauscher muss in erster Linie dem Stallgebäude (Tierbestand) angepasst werden.

1. Berechnung der erforderlichen Lüftungsrate

Da die Lüfrate im Sommer ein Vielfaches der Winterlüfrate ist, muss der Gesamtquerschnitt der Rohre auf die Sommerlüfrate ausgelegt werden. Als Faustregel für die Sommerlüftungsrate gilt: $1 \text{ m}^3 / \text{h kg}$ lebend Gewicht.

2. Wahl des Rohrdurchmessers (D).

3. Wahl der maximalen Luftgeschwindigkeit w (2,5 m/s).

4. Berechnung der Anzahl Rohre (m) aus:

$$m = \frac{4 \cdot \text{Lüftungsrate}}{\pi \cdot d^2 \cdot w \cdot 3600}$$

5. Wahl des Wirkungsgrad bei maximaler Luftgeschwindigkeit (zum Beispiel $\eta=0,5$)

6. Berechnung der erforderlichen Länge x nach Gleichung XXII

$$x = \frac{\ln(1-\eta)}{-\beta} \quad \text{m}$$

für β siehe 2.2.4.

7. Bestimmung des erforderlichen Rohrabstandes (e) aus Grafik 10.

8. Berechnung der Druckverluste nach Gleichung XXIV.

$$\Delta p = 0,07 \cdot \frac{D}{l} \cdot \rho \cdot \frac{w^2}{2} + 1,9 \cdot \rho \cdot \frac{w^2}{2} \quad \text{Pa}$$

9. Aus Anzahl Rohre und Rohrabstand kann die Gesamtbreite b der Anlage berechnet werden.

$$B = m \cdot e$$

8. Investitionen

Die Gesamtinvestitionen schwanken stark je nach Anordnung, Durchmesser, Länge und Verlegetiefe der Rohre. Sie lassen sich in Kosten für Erdarbeiten (Aushub, Hinterfüllung), Rohre und Kollektorkanal gliedern. Ein Kostenvergleich zwischen verschiedenen Ausführungsweisen ist nur sinnvoll, wenn die Anlagen das gleiche thermische Rendement aufweisen. Das bedeutet, dass je kleiner der Durchmesser umso grösser die Länge und der Achsabstand der Rohre sein müssen. Mit Hilfe der Gleichungen XIX und XXIII kann man, unabhängig der Verlegetiefe, die für ein bestimmtes thermisches Rendement erforderlichen Längen und Rohrabstände als Funktion des Rohrdurchmessers berechnen. Die Anzahl Rohre erfolgt aus der erforderlichen Lüftungsrate und der maximalen Luftgeschwindigkeit (2,5 m/s).

Eine Kostenanalyse zeigt, dass eine Vergrößerung des Durchmessers von 200 bis 315 mm eine starke Senkung der Gesamtkosten bewirkt (Abb. 53). Dies ist neben geringeren Erdarbeiten vor allem auf die kleinere Gesamtbreite der Anlage (kürzere Kollektorkanäle) zurückzuführen (Tab. 9).

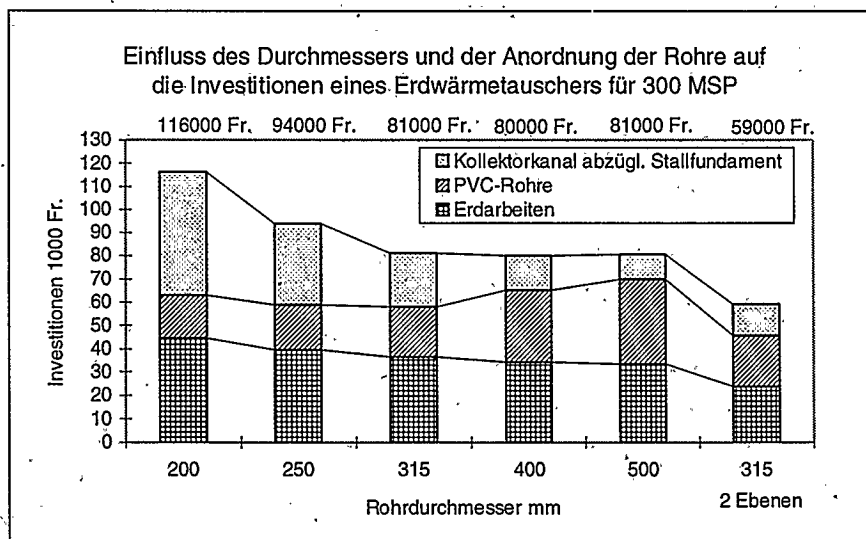


Abb. 53. Eine Vergrößerung des Durchmessers von 200 bis 315 mm bewirkt eine starke Senkung der Investitionskosten. Bei einer weiteren Vergrößerung der Rohre heben höhere Kosten für die Rohre die Einsparungen beim Aushub und Kollektorkanal auf.

Tabelle 9. Merkmale verschiedener Erdwärmetauscher mit gleichem thermischem Rendement für einen Mast Schweinestall mit 300 MSP. Mittlere Verlegetiefe der Rohre 2,5 m.

		Rohrdurchmesser					
		200 mm	250 mm	315 mm	400 mm	500 mm	315 mm 2-reihig
Anzahl Rohre	m	106	68	43	27	17	43
Rohrlänge	m	14,3	18,4	23,9	31,2	39,9	23,9
Gesamtlänge Rohre	m	1517	1249	1022	828	677	1022
Achsabstand Rohre	m	0,600	0,635	0,685	0,750	0,825	0,685
Anlagebreite	m	63,7	43,1	29,3	19,9	14,0	15,0
Aushub	m ³	2835	2510	2290	2145	2080	1575

Zugrundeliegende Einheitspreise siehe Anhang 2.

Bei einer weiteren Vergrößerung des Rohrdurchmessers wird die Einsparung bei den Erdarbeiten und beim Kollektorkanal durch die höheren Kosten für die Rohre selber zunichte gemacht. Die Anordnung der Röhre gegenüber dem Stallgebäude spielt nicht nur eine Rolle bei den Investitionen, sie hat auch strömungstechnische Konsequenzen. Die Lösung mit zentralem Kollektor (Abb. 54) erlaubt zwar die Kollektorkanallänge zu halbieren, ist aber mit Problemen bei der gleichmässigen Luftverteilung in den Rohren verbunden. Vor allem im Winter bei geringer Luftgeschwindigkeit beteiligen sich die am weitesten vom Stall entfernten Rohre kaum noch am Luftfluss, wenn der Sammelkanal einen konstanten Querschnitt hat. Damit die Druckverluste im Sommer bei hoher Lüftungsrate nicht zu hoch werden, muss der Kollektorkanal stalls-seits einen genügend grossen Querschnitt aufweisen. Weiter entstehen durch die zentrale Luftzufuhr Probleme bei der gleichmässigen Luftverteilung im Stall selber.

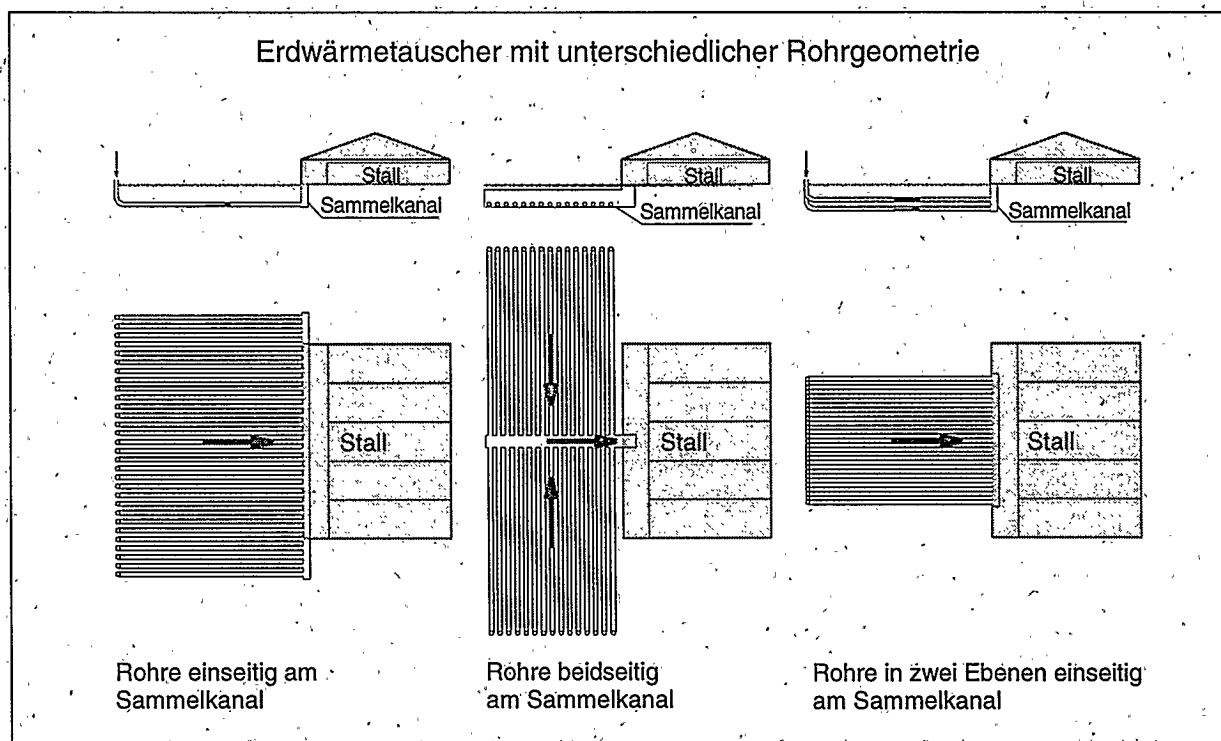


Abb. 54. Die einseitige Anordnung der Rohre in zwei verschiedenen Ebenen erweist sich nicht nur kostenmässig, sondern auch strömungstechnisch als ideal.

Die einseitige Anordnung des Kollektorkanals am Stall bietet strömungstechnisch vor allem dann Vorteile, wenn die Kollektorkanallänge etwa der Stalllänge entspricht. Unter dieser Voraussetzung ist eine gleichmässige Ansaugung der Zuluft durch alle Rohre gewährleistet. Die Stallwand kann auf dem Kollektorkanal abgestützt werden, wodurch sich ein Teil der Mehrkosten wegen des doppelt so langen Kollektorkanals einsparen lässt. Eine Halbierung der Kollektorkanallänge ist aber auch bei einer einseitigen Anordnung der Rohre möglich, indem man zwei Reihen Rohre übereinander verlegt. Damit das gleiche Rendement erreicht werden kann, müssen die unteren Rohre zwar tiefer (3 statt 2,5 m) verlegt werden, die Gesamtbreite der Anlage aber halbiert sich. Weniger Aushub und geringere Betonarbeiten für den Kollektor reduzieren die Gesamtinvestitionen um etwa 27 %.

9. Wirtschaftlichkeit

Auch bei einer zweireihigen Anordnung bleiben die Anlagekosten mit etwa Fr. 200.- pro MSP hoch. Die hieraus folgenden Jahreskosten von etwa Fr. 16.-/MSP übersteigen bei den heutigen Brennstoffpreisen weitaus die möglichen Einsparungen bei der Heizung. Modellrechnungen ergeben, dass sich in einem Mastschweinestall für 300 MSP etwa 60 % des Heizöls dank einem EWT kombiniert mit einer intelligenten Lüftungsreglung (maximale CO₂-Konzentration 2000 ppm) einsparen lassen (Tab. 10). Dies bedeutet zurzeit etwa Fr. 1000.- bis Fr. 1500.- pro Jahr. Obwohl die Lüftungsrate im Jahresschnitt durch den Einsatz des EWT etwas geringer ist, muss wegen des zusätzlichen Luftwiderstandes (bis zu 25 Pa bei maximaler Lüftrate) mit höheren Stromkosten gerechnet werden.

Tabelle 10. Berechnete Jahreskosten für Heizung, Strom und Erdwärmetauscher für einen Mastschweinestall mit 300 MSP (Minimale Lüftrate für eine CO₂-Konzentration = 2000 ppm). Berechnungsgrundlage Rein-Raus-Aufstallung mit optimaler Stalltemperatur.

	Stall ohne EWT		Stall mit EWT	
	kWh/Jahr	Fr./Jahr	kWh/Jahr	Fr./Jahr
Strombedarf Lüfter kWh/Jahr	5900	1060	7500	1350
Heizbedarf kWh/Jahr (Heizöl)	50000	2000	20000	800
Jahreskosten EWT-Anlage 8 %				4800
Gesamtjahreskosten		3060		6950
Gesamtjahreskosten pro MSP		10		23

Es zeigt sich, dass sich eine solche Anlage bei den heutigen Heizölpreisen durch Einsparungen im Heizbedarf allein nicht abschreiben lässt (Tab. 10). Ein wirtschaftlicher Betrieb des EWT ist nur möglich, wenn gleichzeitig die Tierleistungen besser werden. Ein ausgeglicheneres Stallklima kann zu weniger Futterverbrauch pro kg Zuwachs, höheren Wachstumsraten, dadurch mehr Umtriebe pro Jahr, sowie weniger Ausfall und Krankheiten, dadurch geringere Kosten für Medizinalfutter und Tierarzt, führen.

Es lässt sich berechnen, wie stark die Futterverwertung sinken und oder das Wachstum steigen muss, damit die zusätzlichen Jahreskosten kompensiert oder sogar Gewinne erzielt werden können (Abb. 55). Schnelleres Wachstum erlaubt mehr Umtriebe pro Jahr, wodurch sich nicht nur der EWT, sondern das gesamte Stallgebäude inklusiv Einrichtungen auf mehrere Tiere abschreiben lassen. So reicht eine Wachstumszunahme um 1 % (zum Beispiel 3,03 Umtriebe pro Jahr statt 3) bei gleichzeitiger Verbesserung der Futterverwertung um 0,08 kg/kg Zuwachs aus, um Investitionen von Fr. 200.- pro MSP zu amortisieren. Hierbei sind Einsparungen durch weniger Ausfälle und Krankheiten nicht berücksichtigt.

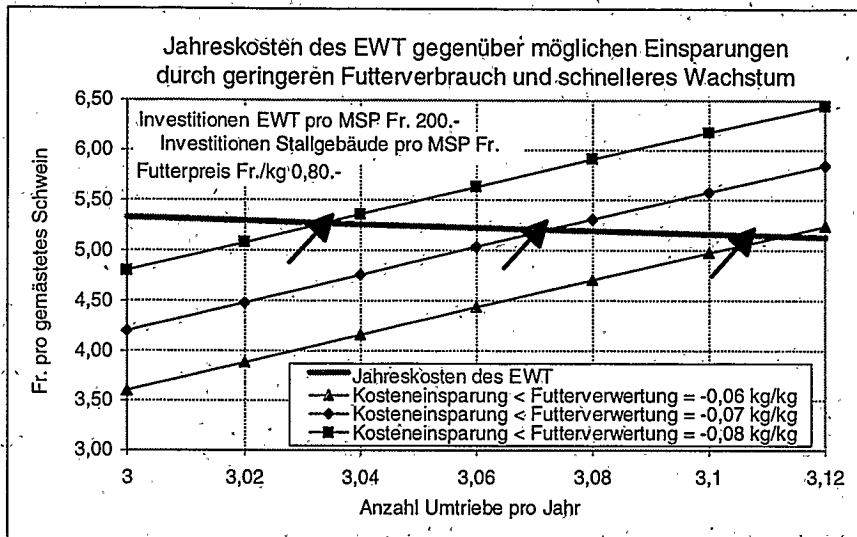


Abb. 55. Bei den heutigen Preisen für Futter und fossile Brennstoffe lässt sich ein Erdwärmetauscher abschreiben, wenn gleichzeitig die Futterverwertung mit 0,08 kg/kg LG abnimmt und die Wachstumsrate um 1 % zunimmt.

10. Empfehlungen für die Praxis

Aus Wirtschaftlichkeitsüberlegungen geht hervor, dass EWT nur bei günstigen Bodenverhältnissen (gesättigte bindige Böden) in Frage kommen. Es empfiehlt sich aus den gleichen Gründen, die Rohre in zwei Ebenen übereinander zu verlegen. Rohrdurchmesser, -länge und -abstand müssen gegenseitig abgestimmt werden (Tab. 11).

Tabelle 11. Merkmale eines optimierten EWT in einem gesättigten Lehmboden

Rohrtiefe	Obere Reihe -2 m Untere Reihe -3 m
Rohrdurchmesser	315 mm (PVC Rippenrohr)
Rohrlänge (inklusive Anfangsbogen)	22-24 m
Achsabstand	0,65-0,70 m
Maximale Luftgeschwindigkeit	2,5 m/s

Bei der Dimensionierung der Lüfter muss ein zusätzlicher Druckverlust von 25 Pa mitberücksichtigt werden.

Da sehr grosse Erdvolumen ausgehoben werden müssen, soll man im Hinblick auf den minimalen Erdtransport den genauen Ablauf der Erdarbeiten planen. Nach dem Abhumusieren geht man bei breiten Anlagen am besten streifenweise vor. Auf diese Weise kann das Aushubmaterial direkt zur Auffüllung der zuvor verlegten Rohre verwendet werden, und die Zwischenlagerung entfällt (Abb. 56).

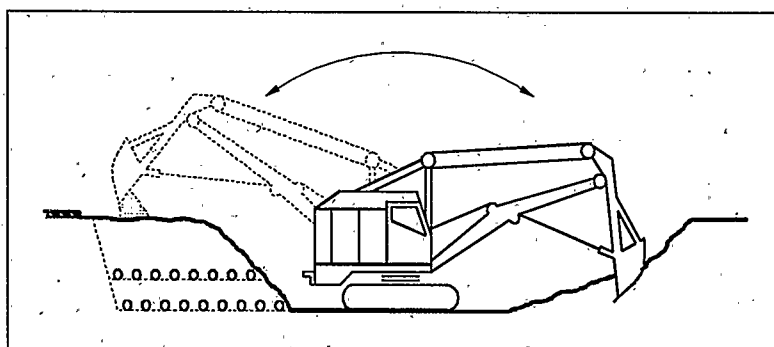


Abb. 56. Indem man streifenweise vorgeht, kann man die Erdbewegungen bei breiten Anlagen beschränken. Aushub und Auffüllung in einem Arbeitsvorgang.

Eine minimale Handarbeit beim sorgfältigen Ummanteln der Rohre ist unumgänglich. Erst bei einer genügend dicken Deckschicht kann man mit leichten Baumaschinen über den Rohren fahren und den Boden mechanisch verdichten (Abb. 57). Vor dem Verlegen der Rohre soll eine Planie mit leichtem Gefälle (ca. 2 %) gegen den Kollektorkanal erfolgen. Den Kollektorkanal soll man unbedingt mit einer Entwässerung versehen. Auf der Zuluftseite sollten die aus dem Boden herausragenden Rohre wegen möglicher Verstopfungsgefahr abgeschirmt werden.

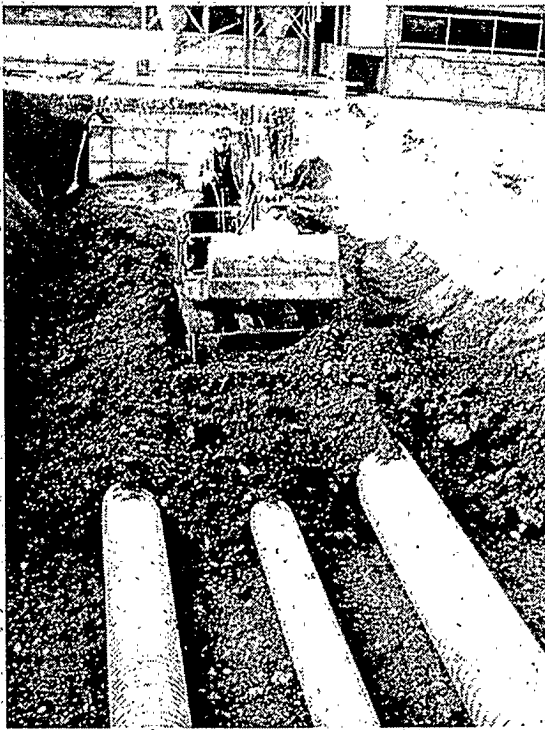


Abb. 57. Erst bei einer genügend-dicken-Deckschicht darf man mit leichten Baumaschinen über den Rohren fahren und den Boden mechanisch verdichten.

Wird auch auf der Zuluftseite der Rohre ein Kollektorkanal gebaut, kann die Rohrlänge im Verhältnis zur zusätzlichen Wärmetauschfläche des Kanals verringert werden. Dies gilt allerdings nur, wenn der unterirdische Kanal von Sonneneinstrahlung und Windströmungen abgeschirmt wird. Messungen an einer solchen Praxisanlage ergaben, dass praktisch die Hälfte des Wärmeaustausches im Zuluftkanal stattfindet. Die kürzeren Rohre können aber nicht die Mehrkosten für den Kanal kompensieren.

11. Zusammenfassung

Praxiserfahrungen zeigen, dass schlechte Stallklimabedingungen vor allem in geschlossenen Schweinemaßställen zu beträchtlichen Produktionseinbußen führen können. Die grössten Stallklimaprobleme treten in der Regel bei stark schwankenden Aussentemperaturen auf. Da in gut isolierten Mastschweineeställen der grösste Teil der Wärmeverluste durch die erforderliche Lüftung verursacht wird, wirken sich diese Schwankungen stark auf die Stalltemperatur aus. Im Gegensatz zur Aussenluft verläuft die Temperatur im Boden, und zwar mit zunehmender Tiefe viel gleichmässiger. Es liegt also auf der Hand, diesen natürlichen Wärmespeicher zur Aufbereitung der Zuluft auszunutzen. Dies ist möglich, indem man die Stallzuluft vorgängig durch im Erdreich verlegte Rohre leitet.

Da ein solcher Erdwärmetauscher mit erheblichen Investitionen verbunden ist, soll seine Dimensionierung auf einer umfassende Kosten-Nutzen-Analyse beruhen. Die Grundlagen für eine solche Wirtschaftlichkeitsbeurteilung beruhen im vorliegenden Bericht einerseits auf einer Berechnungsmethode und andererseits auf Messungen an einer Versuchsanlage an der FAT sowie an einen Erdwärmetauscher eines Praxisbetriebes.

Die neuentwickelte Methode zur Berechnung der Wärmeleistung des Erdwärmetauschers berücksichtigt die dynamischen, instationären Wärmeströmungen im Boden. Sie konnte mittels Versuchsergebnisse validiert werden und erlaubt unter der Voraussetzung, dass die Bodenparameter bekannt sind, durch Parameteranalyse die Optimierung des Erdwärmetauschers hinsichtlich Wärmeleistung.

Aus den Berechnungen und Versuchsergebnissen geht hervor, dass optimierte Erdwärmetauscher das ganze Jahr über für ausgeglichenerere Stallklimaverhältnisse sorgen können. Diese Stallklimaverbesserung ist allerdings mit hohen Kosten verbunden. Aus diesen Gründen kommen Erdwärmetauscher nur in Frage, wenn die Bodeneigenschaften sich dazu eignen (bindige Böden mit hohem Wassergehalt). Durch Optimierung der Rohrgeometrie (Durchmesser, Länge, Verlegetiefe, Achsabstand) lassen sich die Investitionen stark senken. Diese bleiben aber trotzdem um ein Vielfaches höher als die möglichen Einsparungen bei den Heizkosten. Ein wirtschaftlicher Betrieb des Erdwärmetauschers ist deshalb nur möglich, wenn gleichzeitig die Tierleistungen besser werden. Ein ausgeglicheneres Stallklima kann zu weniger Futtermittelverbrauch pro kg Zuwachs, höheren Wachstumsraten sowie weniger Ausfall und Krankheiten führen. Die erforderlichen besseren Produktionsergebnisse dürften bei kostenoptimierten Erdwärmetauschern durchaus im Bereich des Möglichen liegen.

12. Résumé

Echangeur de chaleur souterrain pour porcheries d'engraissement

Selon les expériences faites dans la pratique, les mauvaises conditions climatiques dans les porcheries fermées peuvent causer une diminution importante des performances des animaux. Les fortes variations de la température extérieure ont une influence considérable sur le climat de l'étable. Etant donné que les pertes de chaleur dans les porcheries d'engraissement bien isolées sont principalement causées par la ventilation nécessaire, les variations se répercutent fortement sur la température de l'étable. Contrairement à la température de l'air extérieur, la température du sol évolue de manière bien plus régulière, et cela au fur et à mesure de l'augmentation de la profondeur. La capacité d'accumulation thermique du sol est donc un moyen idéal pour conditionner l'air entrant en le conduisant à travers des tuyaux placés dans le sol.

Etant donné les gros investissements nécessaires, le dimensionnement de l'échangeur de chaleur souterrain doit être soumis à une analyse coûts/bénéfice détaillée. Dans le présent rapport, cette analyse se base, d'une part, sur une méthode de calcul et, d'autre part, sur des mesures effectuées dans une installation expérimentale de la FAT, et sur un échangeur de chaleur souterrain dans une exploitation agricole.

On a développé une nouvelle méthode de calcul destinée à déterminer la puissance thermique de l'échangeur de chaleur souterrain tout en tenant compte des flux de chaleur dynamiques et stationnaires dans le sol. Validée par les résultats de l'essai, cette méthode de calcul permet d'optimiser la puissance thermique de l'échangeur de chaleur souterrain au moyen de l'analyse des paramètres, pour autant que les paramètres du sol soient connus.

Les calculs et résultats des essais montrent que les échangeurs de chaleur souterrains optimisés peuvent garantir un climat équilibré de l'étable pendant toute l'année. Toutefois, l'amélioration du climat de la porcherie occasionne des coûts élevés. Pour cette raison, les échangeurs de chaleur souterrains sont seulement à recommander si les caractéristiques du sol sont appropriées (sols cohérents et saturés). L'optimisation de la géométrie des tuyaux (diamètre, longueur, profondeur de pose, entraxe) permet de réduire fortement les investissements. Malgré tout, les investissements nécessaires sont beaucoup plus élevés que les économies réalisables au niveau des coûts de chauffage. La rentabilité de l'échangeur de chaleur souterrain peut seulement être atteinte si les performances des animaux sont améliorées. Un climat plus équilibré de la porcherie permet à la fois d'augmenter les taux de croissance et de réduire la consommation d'aliments par kg de croissance ainsi que les pertes et les maladies. Si l'échangeur de chaleur souterrain est optimisé du point de vue des coûts, l'amélioration des performances des porcs devrait être suffisante pour rentabiliser l'installation.

13. Summary

Earth-Tube Heat Exchanger for Fattening Pig Houses

Practical experiences show that bad indoor climate conditions, in particular in closed piggeries, may result in substantial production losses. Serious indoor climate problems occur especially when there are strong variations in outdoor temperature. As most heat losses in well isolated piggeries are caused by ventilation, which is necessary, the temperature fluctuations have a considerable influence on indoor climate. As opposed to outdoor air, soil temperature is much more balanced, in particular with increasing depth. The natural heat accumulation capacity of soil is therefore ideal to condition the incoming air by forcing it to pass through buried pipes.

The investment costs of an earth-tube heat exchanger being very high, its dimensioning should undergo a detailed cost-benefit-analysis. In the present report, the analysis of the efficiency is based on a calculation method and on measurements carried out in the experimental plant at the FAT as well as on a earth-tube heat exchanger implemented in practice.

A new calculation method for the thermal efficiency of the earth-tube heat exchanger was developed, taking into account non-steady-state heat flow in the soil. This method could be validated by the test results and allows for an optimisation of the thermal efficiency of the earth-tube heat exchanger by means of a parameter analysis. The soil parameters, however, must be known.

The calculation and test results show that optimised earth-tube heat exchangers can provide for a balanced indoor climate throughout the entire year. However, the investment costs being considerable, the earth-tube heat exchanger can only be recommended if the characteristics of the soil are favourable (non-sandy soils saturated with water). By optimising the geometry of the pipes (diameter, length, depth, axle spacing), the investment costs can be reduced considerably. However, they still significantly exceed the saving achieved by the reduction of fuel consumption. The earth-tube heat exchanger is only profitable if animal performances can also be increased. A balanced indoor climate can reduce food consumption per kg of live weight gain, increase growth rates and reduce disease and mortality rates. If the earth-tube heat exchanger is optimised with regard to its costs, the improvement of animal performances should be sufficient to make it profitable.

14. Literatur

- Baxter D.O., 1992. Energy exchanges and related temperatures of an earth-tube heat exchanger in the heating mode. Transactions of the ASAE 35(1): 275-285.
- Baxter D.O., 1994. Energy exchanges and related temperatures of an earth-tube heat exchanger in the cooling mode. Transactions of the ASAE 37(1): 275-285.
- CIGR, 1992. Second Report of working group on climatization of animal houses. B-Gent. 147 S.
- Deglin D., 1996. Utilisation des échangeurs de chaleur souterrains pour la climatisation des bâtiments d'élevage. Travail fin d'étude. B-Gembloux - CH-FAT. 124 S.
- Deutsche Landwirtschafts-Gesellschaft (DLG), 1994. Prüfbericht DLG Nr. 4336, Stallventilator FM 1450. D-60489 Frankfurt am Main, 7p.
- Duterre C., Rousseau P., Castaing J., Coudure R., Cazaux J.G., 1995. Conditionnement d'air par tuyaux enterrés dans le sol. Journées recherche Porcine en France, 27, 329-336.
- Göbel W., Schmidlin A., 1992. Erdwärmetauscher als Stallklimaverbesserer, interner Bericht, FAT, CH-Tänikon.
- Matton K., 1985. Toepassing van de bodemwarmtewisselaar in de vleesvarkensstal. Diplomarbeit. B-Leuven. 248 S.
- Lemay S.-P., Marquis A., 1995. Performance of Earth Tube Heat Exchangers in a Growing-Finishing Swine Building. ASAE Vol.11(6): 887-895.
- Kauder K., 1974. Dissipation inkompressibler Medien in Rohrleitungen. HLH 25, Juli, 226-232.
- Kersten M.S., 1949. Final report laboratory research for the determination of the thermal properties of soils. St. Paul, Minnesota, USA.
- Recknagel, Sprenger, Schramek., 1994/1995. Taschenbuch für Heizung + Klimatechnik. R. Oldenburg Verlag München Wien. S. 1899.
- Sagelsdorff R., Frank Th., 1990. Wärmeschutz und Energie im Hochbau. Element 29 Schweizerische Ziegelindustrie, Zürich.
- Sakai T., Nishino M, Hamakawa M., Yoon C-S, Thirapatsakun, 1992. A note on the effects of environmental temperature on live-weight gain during fattening of pigs. British Society of Animal Production 1992, 54: 147-149.
- Sorane SA, Matthey B., Ingénieurs-Conseils SA, 1982. Méthode de mesure simplifiée de la conductivité thermique des sols. Sorane SA, Châtelard 52, CH-1018 Lausanne.
- Spengler R.W., Stombaugh D.P., 1983 Optimization of earth-tube heat exchangers for winter ventilation of swine housing. Transactions of the ASAE 26(4): 1186-1193.
- Tiedemann H., 1991. Erdwärmetauscher für Schweineställe, KTBL-Schrift 340. KTBL, D-Darmstadt. 103 S.
- Van Caenegem L., 1994. Stallklimaberechnung mit EDV. FAT-Berichte 455, CH-Tänikon.

Anhang 1.

Ableitung der Gleichung XXI (stationärer Wärmetransport)

1. Wärmeübertragung Rohrwand-Zuluft (Konvektion)

$$\frac{dQ}{d\vartheta} = 2 \cdot \pi \cdot r_i \cdot \alpha \cdot (t_w - t_{L,x}) \cdot dx = k_r \cdot (t_w - t_{L,x}) \cdot dx \quad (\text{W}) \quad (\text{I})$$

mit: $dQ/d\vartheta$ = Wärmeaustausch zwischen Rohrwand und Luft durch Konvektion (W)

ϑ = Zeitdauer (h)

r_i = Innenradius des Rohrs (m)

α = Wärmeübergangszahl ($\text{W}/\text{m}^2 \text{K}$)

x = Durchlaufene Rohrstrücke (m)

t_w = Innentemperatur der Rohrwand ($^{\circ}\text{C}$)

$t_{L,x}$ = Lufttemperatur nach x m im Rohr ($^{\circ}\text{C}$)

$k_r = 2 \cdot \pi \cdot r_i \cdot \alpha$ ($\text{W}/\text{m K}$)

$$\frac{dQ}{d\vartheta} = m_L \cdot c_L \cdot dt_{L,x} \quad (\text{W}) \quad (\text{II})$$

mit: $dQ/d\vartheta$ = Wärme durch die Luft aufgenommen (W)

m_L = Luftmassenstrom (kg/h)

c_L = Spezifische Wärme der Luft ($\text{Wh}/\text{kg K}$)

$dt_{L,x}$ = Temperaturänderung der Zuluft ($^{\circ}\text{C}$)

aus (I) = (II):

$$k_r \cdot (t_w - t_{L,x}) \cdot dx = m_L \cdot c_L \cdot dt_{L,x} \quad (\text{III})$$

2. Wärmetransport im Erdmantel (Konduktion)

$$\frac{dQ}{d\vartheta} = \frac{2 \cdot \pi \cdot (t_b - t_w) \cdot dx}{\frac{1}{\lambda_r} \cdot \ln \frac{r}{r_i} + \frac{1}{\lambda_b} \cdot \ln \frac{r_b}{r}} = k_b \cdot (t_b - t_w) \cdot dx \quad (\text{W}) \quad (\text{IV})$$

mit: $dQ/d\vartheta$ = Wärmetransport durch Erdmantel und Rohrwand (W)

t_b = Temperatur des Erdmantels am Aussenradius ($^{\circ}\text{C}$)

t_w = Innentemperatur der Rohrwand ($^{\circ}\text{C}$)

λ_r = Wärmeleitfähigkeit der Rohrwand ($\text{W}/\text{m K}$)

λ_b = Wärmeleitfähigkeit des Erdmantels ($\text{W}/\text{m K}$)

r_i = Innenradius Rohr (m)

r = Aussenradius Rohr (m)

r_b = Aussenradius Erdmantel (m)

$$k_b = \frac{2 \cdot \pi}{\frac{1}{\lambda_r} \cdot \ln \frac{r}{r_i} + \frac{1}{\lambda_b} \cdot \ln \frac{r_b}{r}} \quad (\text{W/m K})$$

aus (I) = (IV)

$$k_r \cdot (t_w - t_{L,x}) \cdot dx = k_b \cdot (t_b - t_w) \cdot dx$$

$$t_w \cdot (k_r + k_b) = k_r \cdot t_{L,x} + k_b \cdot t_b$$

$$t_w = \frac{k_r \cdot t_{L,x} + k_b \cdot t_b}{k_r + k_b} \quad (\text{V})$$

Aus (III) und (V):

$$\left(\frac{k_r \cdot t_{L,x} + k_b \cdot t_b}{k_r + k_b} - t_{L,x} \right) \cdot k_r \cdot dx = m_L \cdot c_L \cdot dt_{L,x}$$

$$\left(\frac{k_b \cdot t_b - k_b \cdot t_{L,x}}{k_r + k_b} \right) \cdot k_r \cdot dx = m_L \cdot c_L \cdot dt_{L,x}$$

$$\frac{dt_{L,x}}{k_b \cdot t_b - k_b \cdot t_{L,x}} = \frac{k_r \cdot dx}{m_L \cdot c_L \cdot (k_r + k_b)}$$

für: $y = k_b \cdot t_b - k_b \cdot t_{L,x}$

$$\frac{dy}{dt_{L,x}} = -k_b \quad \text{oder} \quad dt_{L,x} = \frac{dy}{-k_b}$$

$$\frac{dy}{y} = \frac{-k_b \cdot k_r \cdot dx}{m_L \cdot c_L \cdot (k_r + k_b)} = -\beta \cdot dx$$

mit: $\beta = \frac{k_r \cdot k_b}{m_L \cdot c_L \cdot (k_r + k_b)}$

$$\int \frac{dy}{y} = -\beta \cdot \int_0^x dx$$

$$\ln \frac{y_x}{y_0} = -\beta \cdot x$$

$$y_x = y_0 \cdot e^{-\beta \cdot x}$$

$$\text{mit: } y_x = k_b \cdot (t_b - t_{L,x})$$

$$y_0 = k_b \cdot (t_b - t_{L,0})$$

$$t_{L,x} = t_b - (t_b - t_{L,0}) \cdot e^{-\beta \cdot x} \text{ (}^\circ\text{C)}$$

$$\text{mit: } t_{L,0} = \text{Lufttemperatur am Rohreintritt (}^\circ\text{C)}$$

Auflösung nach x:

$$\frac{t_b - t_{L,x}}{t_b - t_{L,0}} = e^{-\beta \cdot x}$$

$$\frac{t_b - t_{L,0} + t_{L,0} - t_{L,x}}{t_b - t_{L,0}} = e^{-\beta \cdot x}$$

$$1 - \frac{t_{L,x} - t_{L,0}}{t_b - t_{L,0}} = e^{-\beta \cdot x}$$

$$1 - \eta = e^{-\beta \cdot x}$$

$$x = \frac{\ln(1 - \eta)}{-\beta} \text{ (m)}$$

mit: η : thermisches Rendement ($0 < \eta < 1$)

$$\eta = \frac{t_{L,x} - t_{L,0}}{t_b - t_{L,0}}$$

Anhang 2.

Einheitspreise für die Wirtschaftlichkeitsberechnung des Erdwärmetauschers.

Position	Einheit Fr.	Einheitspreis Fr.
Aushub Baugrube	m ³	5
Aushvellingieren Erde-Überschuss	m ³	5
Hinterfüllung von Hand	m ³	20
Hinterfüllung maschinell	m ³	10
Magerbeton	m ³	208
Beton für Bodenplatte Kollektorkanal	m ³	218
Beton für Wand Kollektorkanal	m ³	230
Armierung	kg	2,3
Schalung Bodenplatte	m ²	65
Schalung Wand	m ²	37
Gitterrost (Decke Kollektorkanal)	m ²	100
Rippenrohr PVC 200 mm (> 1200 m)	m	11,5
Rohrverbindung	St.	3
Rippenrohr PVC 251 mm (> 954 m)	m	13,7
Rohrverbindung	St.	3,5
Rippenrohr PVC 315 mm (> 600 m)	m	18,9
Rohrverbindung	St.	4,3
Rippenrohr PVC 402 mm (> 360 m)	m	29,1
Rohrverbindung	St.	5,4
Rippenrohr PVC 500 mm (240 m)	m	44,4
Rohrverbindung	St.	6,8
Rohre verlegen	m	5
Energie: Elektrizität	kWh	0,185
Heizöl	kg	0,35

Frühere Nummern der Schriftenreihe der FAT

Jahr	Nr.	Verfasser	Titel
1983	18	Fankhauser J. und Moser A.	Studie über die Eignung von Biogas als Treibstoff für Landwirtschaftstraktoren.
1984	20	Kaufmann R.	Integration von Biogasanlagen in den Landwirtschaftsbetrieb.
1984	23	Wellinger A. et al.	Biogasproduktion und -verbrauch.
1985	27	Fankhauser J. et al.	Erfahrungen mit Biogas als Treibstoff für Landwirtschaftstraktoren.
1987	28	Jakob P.	Schweinemast im nichtwärmegedämmten Offenfrontstall auf Tiefstreue.
1987	29	Nosal D. und Steiner Th.	Flüssigmistsysteme: Funktion und Schadgaswerte.
1987	30	Steiner Th. und Leimbacher K.	Ziegenhaltung in der Schweiz. Eine Praxiserhebung.
1988	31	Jakob P. et al.	Die Benützung des Liegebereiches im Boxenlaufstall durch Milchkühe.
1988	32	Gloor P.	Die Beurteilung der Brustgurtanbindehaltung für leere und tragende Sauen auf ihre Tiergerechtheit unter Verwendung der "Methode Ekesbo" sowie ethologischer Parameter.
1990	33	Mühlebach J. und Näf E.	Die Wettbewerbsfähigkeit des biologischen Landbaus.
1991	34	Götz M. et al.	Mastschweine auf Teilspaltenboden.
1992	35	Minonzio, G. et al.	Der Tretmiststall.
1992	36	Rossier R.	Schweizer Bäuerinnen - Ihre Arbeit im Betrieb.
1992	37	Oswald Th.	Der Kuhtrainer.
1994	38	Ott A. (Redaktion)	Landwirtschaftliche Forschung zwischen Technik, Ökonomie und Ökologie.
1995	39	Schick M.	Arbeitswirtschaftliche Einordnung zeitgemässer Haltungssysteme für Mastkälber.
1995	40	Götz M.	Sauen in Gruppen während der Geburt und Säugezeit.
1996	41	Meier B.	Vergleich landwirtschaftlicher Buchhaltungsdaten der Schweiz und der EU - Methodische Grundlagen.
1996	42	Rossier R.	Arbeitszeitaufwand im bäuerlichen Haushalt.
1996	43	Malitius O.	Die Entwicklung landwirtschaftlicher Betriebe im Talgebiet der Schweiz.
1997	44	Zimmermann A. et al.	Ammoniak: Kosten der Emissionsminderung.
1997	45	Weber R. (Redaktion)	Tiergerechte Haltungssysteme für landwirtschaftliche Nutztiere.
1997	46	Gaillard G. et al.	Umweltinventar der landwirtschaftlichen Inputs im Pflanzenbau.
1998	47	Kaufmann R. (Red.)	Elektronik in der Landtechnik.



**Schriftenreihe der Eidgenössischen Forschungsanstalt
für Agrarwirtschaft und Landtechnik**

**Comptes-rendus de la Station fédérale de recherches
en économie et technologie agricoles**

CH-8356 Tänikon TG

Praxiserfahrungen zeigen, dass nicht nur zu hohe und zu tiefe, sondern auch stark schwankende Stalltemperaturen zu beträchtlichen Produktionseinbussen führen können. Da in Mastschweinställen der grösste Teil der Wärmeverluste (bis zu 80%) durch die erforderliche Lüftung verursacht wird, nützen passive Massnahmen wie zusätzliche Wärmedämmung nur wenig. Die einzige Möglichkeit, um die Wärmeverluste zu begrenzen, besteht in der Herabsetzung der Lüftungsrate. Oft wird hierbei der minimal erforderliche Luftwechsel unterschritten. Die Folge ist eine unzureichende Luftqualität, welche nicht nur für die Schweine schädlich ist, sondern auch die Gesundheit des Tierbetreuers beeinträchtigt. Im Gegensatz zur Aussenluft verläuft die Temperatur im Boden, und zwar mit zunehmender Tiefe, viel gleichmässiger. Es liegt also auf der Hand, diesen natürlichen Wärmespeicher zur Aufbereitung der Zuluft auszunützen.

Eine neuentwickelte Methode zur Berechnung der Wärmeleistung des Erdwärmetauschers berücksichtigt die dynamischen, instationären Wärme-strömungen im Boden. Sie konnte mittels Versuchsergebnissen validiert werden und erlaubt unter der Voraussetzung, dass die Bodenparameter bekannt sind, durch Parameteranalyse die Optimierung des Erdwärmetauschers hinsichtlich Wärmeleistung und Gestehungskosten.

Erdwärmetauscher sorgen das ganze Jahr über für ausgeglichene Stallklimaverhältnisse. Sie verursachen allerdings trotz Optimierung Jahreskosten, welche die möglichen Einsparungen bei den Heizkosten um ein Vielfaches übertreffen. Ein wirtschaftlicher Betrieb des Erdwärmetauschers ist deshalb nur möglich, wenn gleichzeitig die Tierleistungen besser werden. Ein ausgeglicheneres Stallklima kann zu weniger Futtermittelverbrauch pro Kilo Zuwachs, höheren Wachstumsraten sowie weniger Ausfall und Krankheiten führen.