

Leistungsuntersuchungen am Zweistufen-Kompakt-Wärmeübertrager für Wärmerückgewinnungsaufgaben

Dozent Dr. sc. techn. H. Müller, KDT, Ingenieurhochschule Wismar, Sektion Technologie des Maschinenbaus
 Hochschuling. L. Glöde, KDT, VEB Schweinezucht Losten, Bezirk Rostock
 Ing. O. Jörn, KDT, VE Energiekombinat Rostock, Bezirksstelle für rationelle Energieanwendung

1. Einleitung

Die umfassende Nutzung der Sekundärenergie ist ein Hauptweg der rationellen Energieanwendung. Besondere Beachtung kommt der Wärmerückgewinnung zu, wofür aus landtechnischer Sicht im Bereich der Pflanzenproduktion (z. B. Wärmerückgewinnung bei der Grünfütteretrocknung) und der Tierproduktion (z. B. Wärmerückgewinnung aus der Stallabluft) ausnutzungswürdige Möglichkeiten bestehen.

Im VEB Schweinezucht Losten, Bezirk Rostock, wird die Wärme der Stallabluft zum Vorwärmen der Stallzuluft (\cong Wärmerückgewinnung in der Form der Nutzung im Verursachungsprozeß) mit Hilfe eines Zweistufen-Kompakt-Wärmeübertragers (ZKWÜ) genutzt.

Der ZKWÜ ist eine spezielle Form eines Plattenwärmeübertragers mit gewellten Kunststoffplatten, über den bereits in [1] berichtet wurde. Er ist nach dem Baukastenprinzip konzipiert. Durch unterschiedliche Kassettenanzahl (\cong Anzahl der Bausteine) können unterschiedliche Baugrößen realisiert werden. Die guten Resultate bei der Anwendung des ZKWÜ im o.g. Betrieb sprechen für eine umfassende Nutzung dieses Wärmeübertragertyps für vergleichbare Wärmerückgewinnungsaufgaben im Niedertemperaturbereich. Damit werden entsprechende Hilfsmittel (Projektierungsunterlagen) erforderlich, die es dem Anwender gestatten, die entsprechende Dimensionierung der Anlagen vorzunehmen und den Umfang der zu erzielenden Wärmerückgewinnung vorzubestimmen. Diesem Ziel dienen Betriebsuntersuchungen am ZKWÜ im VEB Schweinezucht Losten. Die Ergebnisse werden im folgenden vorgestellt.

2. Berechnungswerte und -hilfsmittel für die Anlagenprojektion

Der Aufbau des ZKWÜ ist im Bild 1 dargestellt. Beide ZKWÜ-Blöcke sind jeweils aus einer gleichen Anzahl von Wärmeübertragerbausteinen (Kassetten) aufgebaut. Die Dimensionierung des ZKWÜ ist mit Rücksicht

auf die Druckverhältnisse der Gesamtanlage, auf die Verfügbarkeit von handelsüblichen Lüftern mit entsprechenden Luftdurchsätzen \dot{V} (vorgegebene Größen) sowie auf die entstehenden Druckverluste vorzunehmen. Die Abmessung des ZKWÜ, d. h. die Kassettenanzahl n_k je Block, folgt aus Gl. (1):

$$n_k = \frac{\dot{V}}{\dot{V}_k} \quad (1)$$

\dot{V}_k Luftdurchsatz je Kassette.

Die Untersuchungen [2] zeigten, daß sich praktikable Druckverluste für $\dot{V}_k = 2000 \dots 3000 \text{ m}^3/\text{h}$ ergeben. Bei Verwendung handelsüblicher Axiallüfter ist unter Beachtung der Druckverhältnisse im Kanalsystem $\dot{V}_k < 2500 \text{ m}^3/\text{h}$ zu wählen. Die erforderliche Lüftergröße jeweils zuluft- bzw. abluftseitig ergibt sich gemäß Lüfterkennfeld aus dem jeweiligen Luftdurchsatz \dot{V} und dem zu überwindenden Druckverlust Δp . Für Δp gilt:

$$\Delta p = \Delta p_{\text{ZKWÜ}} + \Delta p_{\text{Kanalsystem}} \quad (2)$$

Bei den Betriebsuntersuchungen [2] wurde festgestellt, daß infolge von Verschmutzung und rechnerisch nicht erfaßbaren Verlusten in den Verbindungsstücken zwischen beiden Blöcken $\Delta p_{\text{ZKWÜ}}$ höher ist, als der rechnerisch ermittelbare Druckverlust. Es gilt:

$$\Delta p_{\text{ZKWÜ}} = \kappa (\Delta p_{\text{Block I}} + \Delta p_{\text{Block II}}); \quad (3)$$

κ Druckverlustkorrekturfaktor ($\kappa = 1,8 \dots 2,5$ je nach Verschmutzungsgrad).

Für die schnelle Ermittlung des rechnerischen Druckverlustes $\Delta p_{\text{Block I}}$ der beiden Blöcke wurde Bild 2 erarbeitet. Im Bild 2 ist \dot{V}_k der wirkliche Luftdurchsatz je Kassette, der durch Umstellung von Gl. (1) mit dem real gewählten n_k ermittelt wird.

Infolge gewisser Undichtheiten des ZKWÜ nach außen ist der Luftdurchsatz durch beide Blöcke nicht gleich. Da die Abluft durch den ZKWÜ gedrückt und die Zuluft durch den ZKWÜ gesaugt wird, ergibt sich aus den Betriebsuntersuchungen, daß für das Ablesen im Bild 2 zuluft- und abluftseitig folgende Bedingungen berücksichtigt werden sollten:

$$\begin{aligned} - \Delta p_{\text{Block I}}: \dot{V} &= \dot{V}_k \\ - \Delta p_{\text{Block II}}: \dot{V} &= 0,9 \dot{V}_k \end{aligned}$$

Für das normalen Verhältnissen entsprechende Kanalsystem im Untersuchungsbetrieb wurden ermittelt:

$$\begin{aligned} - \Delta p_{\text{Kanalsystem}} &\approx 0,5 \Delta p_{\text{ZKWÜ}} \text{ (ablufseitig)} \\ - \Delta p_{\text{Kanalsystem}} &\approx 1 \Delta p_{\text{ZKWÜ}} \text{ (zuluftseitig)}. \end{aligned}$$

Der höhere Faktor zuluftseitig ist eine Folge des Nachwärmers.

3. Ermittlung der thermischen Leistungskennwerte

Die thermische Leistungsfähigkeit wird durch nachgenannte Größen charakterisiert:

- Temperaturänderungsgrad Φ zur Berechnung der Austrittstemperaturen

$$\Phi = \frac{t_{zu2} - t_{zu1}}{t_{ab2} - t_{ab1}} \quad (4)$$

t_{zu1} Temperatur der Stallzuluft am Eintritt in den ZKWÜ

t_{zu2} Temperatur der Stallzuluft am Austritt aus dem ZKWÜ

t_{ab1} Temperatur der Stallabluft am Eintritt in den ZKWÜ

t_{ab2} Temperatur der Stallabluft aus dem ZKWÜ

- Übertragerleistung \dot{Q}

- Wirkungsgrad $\eta_{WÜ}$

$$\eta_{WÜ} = \frac{\dot{Q}}{\Delta H'} \quad (5a)$$

\dot{Q} an Stallzuluft übertragene Wärmeleistung

$\Delta H'$ ausnutzbare Enthalpiedifferenz der Abluft

$$\Delta H = \dot{m}_{ab} (h_{ab1} - h_{ab \min}); \quad (5b)$$

\dot{m}_{ab} Massestrom der Stallabluft

h_{ab1} Luftenthalpie der Stallabluft beim Eintritt in den ZKWÜ (im h_x -Diagramm bei t_{ab1} und φ_{ab1} abzulesen)

$h_{ab \min}$ theoretischer Mindestwert der Luftenthalpie der Stallabluft (im h_x -Diagramm bei t_{zu1} und $\varphi = 1$ abzulesen)

φ relative Luftfeuchte.

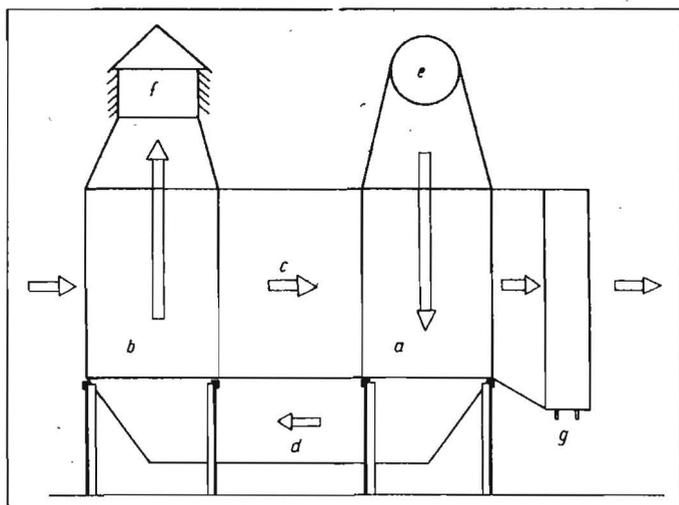
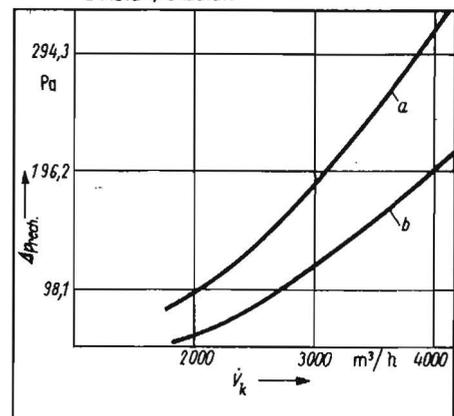


Bild 1 Schematischer Aufbau eines ZKWÜ nach [1]; a ZKWÜ-Block I, b ZKWÜ-Block II, c Zuluftkanal, d Abluftkanal, e Ablufteinlaß, f Abluftauslaß, g Anschluß an Zuluft-Nachwärmer

Bild 2. Rechnerischer Druckverlust je ZKWÜ-Kassette (zuluft- und abluftseitig); a Abluft, b Zuluft



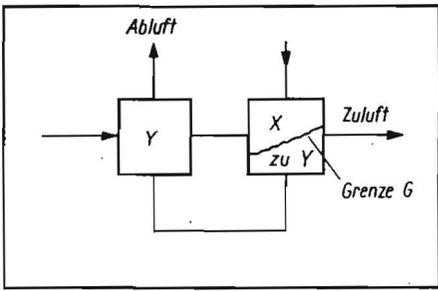


Bild 3. Schematische Darstellung der Teilung des ZKWÜ in die zwei Bereiche mit (Y) und ohne (X) Kondensation der Stallabluftfeuchte

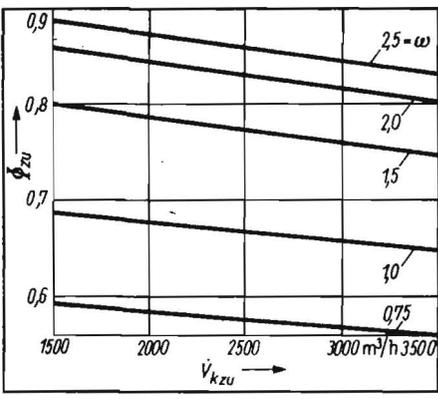


Bild 4. Temperaturänderungsgrad Φ des ZKWÜ

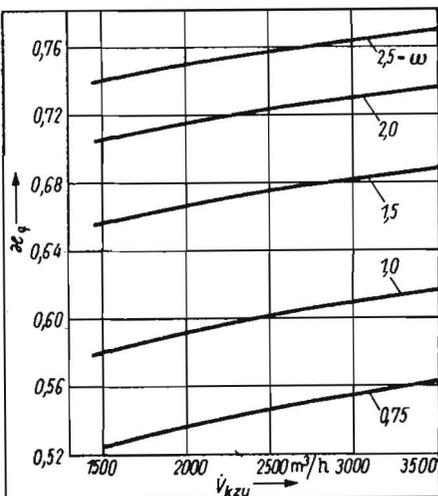


Bild 5. Beiwert κ_q zur Bestimmung der Grenztemperatur für Kondensationsvorgänge (abluftseitig)

Die Stallabluft ist feuchtwarm. Bei kalter Zuluft kommt es im ZKWÜ zur Kondensation der Abluftfeuchte. Das ist für die Wärmerückgewinnung vorteilhaft (einer der Gründe für die besondere Bauweise des ZKWÜ), wirkt für die Vorausbestimmung des Anteils der Wärmerückgewinnung aber erschwerend.

Für die Beurteilung des Leistungsverhaltens des ZKWÜ sind deshalb zwei Betriebsfälle zu unterscheiden (Bild 3):

- Im Fall 1 findet im gesamten Wärmeübertrager kein Kondensieren statt.
- Im Fall 2 wird im Wärmeübertrager die Enthalpie durch fühlbare sowie durch latente Wärme infolge des Kondensierens übertragen. Es wird eine Grenze G angegeben, die den Bereich X (ohne Austauen) vom Bereich Y (mit Kondensieren) trennt. Die Lage dieser Grenze ist unbekannt und

hängt von den Eintrittszuständen der Zu- und Abluft ab.

Es ist vorteilhaft, die weiteren Berechnungen auf das Verhältnis ω der Wärmekapazitätsströme (Wasserwerte) nach Gl. (6) zu beziehen:

$$\omega = \frac{W_{ab}}{W_{zu}} = \frac{\dot{V}_{ab} \rho_{ab} c_{p,ab}}{\dot{V}_{zu} \rho_{zu} c_{p,zu}} \quad (6)$$

- W_{ab} Wärmekapazität der Stallabluft
- W_{zu} Wärmekapazität der Stallzuluft
- $\dot{V}_{ab/zu}$ Luftdurchsatz der Stallabluft bzw. Stallzuluft
- $\rho_{ab/zu}$ Dichte der Stallabluft bzw. Stallzuluft
- $c_{p,ab/zu}$ spezifische Wärmekapazität der Stallabluft bzw. Stallzuluft.

Mit der Dichte $\rho \approx const.$ und der spezifischen Wärmekapazität $c_p \approx const.$ (für trockene Luft) infolge der insgesamt geringen Temperatur- und Druckunterschiede im ZKWÜ errechnet sich der Wert für ω wie folgt:

- Fall 1: ohne Kondensation (Teil X):

$$\omega_x \approx \frac{\dot{V}_{ab}}{\dot{V}_{zu}} \quad (7)$$

- Fall 2: mit Kondensation (Teil Y) nach [3]:

$$\omega_y = \omega_x \frac{h_{ab,1} - h_w}{(t_{ab,1} - t_w) c_{p,lr}} \quad (8a)$$

t_w Wandtemperatur abluftseitig

$$t_w \approx \left(\frac{1}{4} \dots \frac{1}{3}\right) (t_{ab,1} - t_{zu,1}) + t_{zu,1} \quad (8b)$$

$c_{p,lr}$ Wärmekapazität für trockene Luft [rd. 1 kJ/(kg · K)]

h_w Enthalpie bei Temperatur t_w und $\varphi = 1$ gemäß h,x-Diagramm.

Eine genauere Betrachtung der Wärmeübertragungsverhältnisse [3] zeigte, daß es für die Abhängigkeit $\Phi = f(\omega)$ für die üblichen Stallluftverhältnisse praktisch gleichgültig ist, ob z. B. eine Erhöhung von ω eine Folge vergrößerter Abluftmengen entsprechend Gl. (7) oder eine Folge größerer Abluftfeuchten, also auch höherem $h_{ab,1}$ gemäß Gl. (8a), ist. Das bedeutet, daß sowohl für ω_x als auch für ω_y die gleiche Funktion $\Phi = f(\omega)$ benutzt werden kann, die im Bild 4 grafisch dargestellt ist. Als Abszisse fungiert der auf eine Kasette bezogene Zuluftdurchsatz \dot{V}_{kzu} .

Die zum Zustand der Stallabluft am Eintritt in den ZKWÜ ($t_{ab,1}$; $\varphi_{ab,1} \hat{=} x_{ab,1}$) gehörige Taupunkttemperatur t_t (im h,x-Diagramm für $x = x_{ab,1}$ und $\varphi = 1$ abzulesen) bestimmt eine Grenztemperatur $t_{zu,gr}$, für die gilt:

$$t_{zu,gr} = \frac{t_t - M t_{ab,1}}{1 - M} \quad (9a)$$

$$M = \kappa_q (1 - \Phi_x); \quad (9b)$$

κ Beiwert nach Bild 5, abzulesen für \dot{V}_{kzu} und $\omega = \omega_x$

Φ_x Temperaturänderungsgrad Φ nach Bild 4, abzulesen für \dot{V}_{kzu} und ω_x .

Es gilt nunmehr:

$$t_{zu,1} \geq t_{zu,gr} \text{ (Betriebsfall 1)}$$

$$t_{zu,1} < t_{zu,gr} \text{ (Betriebsfall 2).}$$

Rechengang bei Betriebsfall 1:

Aus Φ_x nach Bild 4 für $\omega = \omega_x$ sowie mit $Q_{cp} \approx 1,21 \text{ kJ}/(\text{m}^3 \cdot \text{K})$ erhält man direkt:

$$t_{zu,2} = t_{zu,1} + \Phi_x (t_{ab,1} - t_{zu,1}) \quad (10)$$

$$\dot{Q} = 1,21 \dot{V}_{zu} (t_{zu,2} - t_{zu,1}) \quad (11)$$

$$t_{ab,2} = t_{ab,1} - \frac{\dot{Q}}{1,21 \dot{V}_{ab}} = t_{ab,1} - \frac{t_{zu,2} - t_{zu,1}}{\omega_x} \quad (12)$$

$$\eta_{WÜ} = \frac{1}{\omega_x} \frac{t_{zu,2} - t_{zu,1}}{t_{ab,1} - t_{zu,1}} = \frac{\Phi_x}{\omega_x} \quad (13)$$

- \dot{V}_{zu} Gesamtluftdurchsatz in m^3/h
- t Temperatur in $^\circ\text{C}$ bzw. K
- \dot{Q} Gesamtwärme, die im ZKWÜ an die Zuluft übertragen, also rückgewonnen wurde, in kJ/h .

Rechengang bei Betriebsfall 2:

Eine genaue Berechnung ist wegen der anfänglichen Unkenntnis der Grenze G (Bild 3), die ein iterierendes Vorgehen erfordert, sehr aufwendig. Der Berechnungsgang kann [3] entnommen werden. Eine praktischen Ansprüchen genügende Näherung ergibt sich nach folgendem Ablauf:

- ω_x und ω_y nach Gl. (7) bzw. (8) berechnen
- $\tilde{\omega}$ schätzen nach der Regel: $\tilde{\omega}$ liegt zwischen ω_x und ω_y ; je weiter $t_{zu,1}$ unterhalb von $t_{zu,gr}$ liegt, um so dichter liegt $\tilde{\omega}$ bei ω_y ; für übliche Stallluftzustände wird $\tilde{\omega} = \omega_y$, wenn $t_{zu,1} \approx -10$ bis -15°C ist
- mit $\tilde{\omega}$ aus Bild 4 Φ ablesen ($\hat{=} \Phi'$)
- Berechnung aller weiteren Größen nach den Gln. (10) bis (13) nach Ersetzen von ω_x durch $\tilde{\omega}$ und von Φ_x durch Φ' .

4. Untersuchungsergebnisse

Für die im VEB Schweinezucht Losten untersuchten ZKWÜ aus 2×6 Kassetten (6 Kassetten je Block) ergaben sich bei einer durchschnittlichen Stallablufttemperatur von $t_{ab,1} \approx 24^\circ\text{C}$ und $\varphi_{ab,1} \approx 0,7$ bei Außenluftzuständen $t_{zu,1}$ um 0°C folgende Werte:

- $\dot{V}_{zu} \approx 12700 \text{ m}^3/\text{h}$
- $\dot{V}_{ab} \approx 11500 \text{ m}^3/\text{h}$
- $\Phi \approx 0,75$ ($\hat{=} t_{zu,2} \approx 18^\circ\text{C}$)
- $\dot{Q} \approx 75 \text{ kW}$ ($\hat{=} 270000 \text{ kJ}/\text{h}$)
- $\eta_{WÜ} \approx 0,4$ [nach Gl. (5a)].

Die Abweichung zwischen Messung und Rechnung betrug weniger als 5% und bestätigt damit die in den Abschnitten 2 und 3 vorgestellten Berechnungswege und -hilfsmittel.

In der Praxis wird häufig auch bei Wärmeübertragung mit Kondensation die Übertragungsleistung nur auf das Enthalpieangebot der trockenen Stallabluft bezogen, was genau genommen unkorrekt ist. Im vorliegenden Untersuchungsfall ergäbe sich dann $\eta_{WÜ} \approx 0,85$.

Dieser hohe Wert verdeutlicht die Vorteile der Ausnutzbarkeit der latenten Wärme der Stallabluft.

Mit der Temperatur der Stallzuluft am Austritt aus dem ZKWÜ $t_{zu,2}$ um 18°C ist eine zusätzliche Nachwärmung der Zuluft nicht erforderlich.

5. Zusammenfassung

Mit dem Bild 2 für die ZKWÜ- bzw. Lüfterdimensionierung und den Bildern 4 und 5 für die Ermittlung der thermischen Leistungswerte liegen auf Betriebsmessungen gegründete Hilfsmittel vor, die es in einfacher Weise gestatten, die bei der Wärmerückgewinnung mit Hilfe eines ZKWÜ erforderlichen technischen Parameter in hinreichender Genauigkeit zu ermitteln.

Literatur

[1] Jörn, O.; Glöde, L.: Nutzung der Sekundärenergie in Tierproduktionsanlagen. agrartechnik, Berlin 33 (1983) 5, S. 227-228.

[2] Untersuchungsbericht ZKWÜ, Teilaufgabe A. Ingenieurhochschule Wismar, Dezember 1983 (unveröffentlicht).

[3] Untersuchungsbericht ZKWÜ, Teilaufgabe B. Ingenieurhochschule Wismar, Februar 1984 (unveröffentlicht).