

Paweł Neuberger^{}, Daniel Adamovsky^{**}, Kazimierz Rutkowski^{**}*

^{}Wydział Techniczny*

Czeski Uniwersytet Rolniczy w Pradze,

*^{**}Wydział Budowlany*

Czeska Wyższa Szkoła Techniczna (Politechnika Czeska) w Pradze,

*^{***}Wydział Agrotechnologii*

Akademia Rolnicza Kraków

EGZERGIA CIEPLNYCH STRUMIENI WYMIENNIKÓW REKUPERATOROWYCH. CZĘŚĆ II. BADANIA

Streszczenie

W artykule przeanalizowano wpływ temperatur wejścia na egzergię strumienia ciepła traconego, termiczną i egzergetyczną sprawność płytowego wymiennika rekuperatorowego oraz cieplnych wymienników grawitacyjnych typu powietrze – powietrze, przy stałych objętościowych strumieniach ogrzewanego i chłodzonego powietrza. Wyniki badań oraz ich analiza potwierdziły zależność między egzergią traconego strumienia ciepła a wartościami temperatur wejścia, wzrost egzergetycznej sprawności wykorzystania ciepła z ochładzanego powietrza oraz spadek sprawności przekazywania ciepła ochładzanego do ogrzewanego powietrza wraz ze wzrostem różnicy temperatur wejścia. Ponadto sformułowano zależność między temperaturą a całkowitą sprawnością.

Słowa kluczowe: powietrze, wymiennik ciepła, anergia, egzergia, energia

Cel i zakres badań

W wielu działach rolnictwa sięga się po nowe rozwiązania urządzeń grzewczych o wysokiej sprawności oraz umożliwiających wykorzystanie ciepła odpadowego. Stosowanie różnego rodzaju wymienników ich dobór, efekty cieplne i ekonomiczne wymuszają poznanie wielu zagadnień związanych z metodyką ich oceny. Stąd też celowym wydaje się objęcie badaniami urządzeń cieplnych stosowanych w wielu działach produkcji rolnej.

W oparciu o opracowaną teorię przedstawioną w publikacji „Egzergia ciepłych wymienników rekuperacyjnych część I–teoria” [Nuberger i in. 2006] przeprowadzono badania czterech różnych wymienników ciepła. Badaniami objęto dwa wymienniki rekuperacyjne typu powietrze-powietrze, wymiennik płytowy oraz wymiennik grawitacyjny z rur ciepłych.

Celem opracowania jest analiza wpływu temperatury powietrza na egzergetyczną sprawność, określenie strumieni egzergii oraz zależności między egzergetyczną a termiczną sprawnością w badanych typach wymienników. Uzyskane wyniki pozwoliły na zweryfikowanie prezentowanej teorii jej ocenę zarówno pod względem poprawności opisu przebiegających procesów ciepłych jak też zastosowania w praktyce.

Metodyka pomiarów

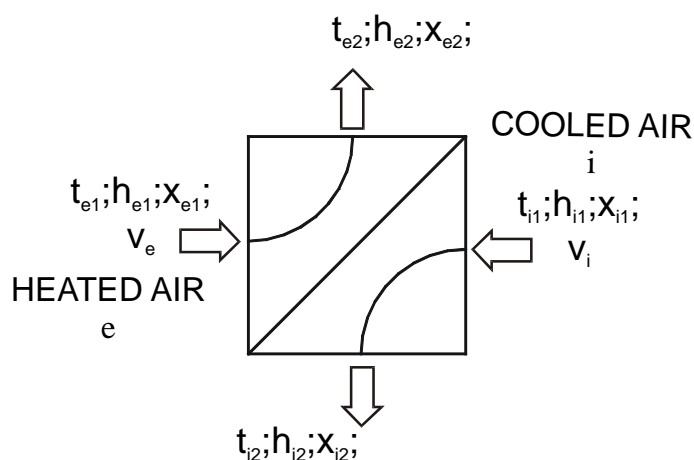
Pomiary zostały przeprowadzone na stanowisku pomiarowym w Katedrze Techniki Czeskiego Uniwersytetu Rolniczego w Pradze w ramach Projektu Rozwoju Szkół Wyższych nr 972/1999.

Objęte badaniami wymienniki posiadały następujące parametry:

- a) wymiennik płytowy;
 - krzyżowy kierunek przepływu powietrza,
 - korpus wymiennika wykonany był ze sprasowanego tworzywa,
 - rozmiary: wysokość 610 mm, głębokość 330 mm oraz szerokość 1300 mm,
 - masa: 65 kg,
 - maksymalny objętościowy strumień doprowadzanego i sterowanego powietrza: $600\text{m}^3\text{h}^{-1}$.
- b) wymiennik rekuperacyjny z grawitacyjnych rur ciepłych:
 - żebrowana aluminiowa rurka (tłoczona),
 - zewnętrzna średnica rurki bez kołnierza 25 mm, zewnętrzna średnica rurki z kołnierzem 53 mm,
 - robocza długość rurki 1450 mm, odległość podziałowa kołnierzy rurki 2,5 mm, ilość kołnierzy na długości 1m wynosi 330,
 - ilość rzędów rurek 6, ilość rurek w rzędzie 8, łączna ilość rur 48,
 - wzdłużna odległość podziałowa rur w rzędzie 62 mm, poprzeczna odległość podziałowa rur 62 mm,
 - szerokość wiązki rur 455 mm, głębokość wiązki 345 mm,
 - czołowa powierzchnia wymiennika w komorze doprowadzającego powietrza $0,426\text{m}^2$,
 - maksymalne zwężenie przekroju przepływu 0,345.

Przy wyznaczaniu wielkości strumieni energetycznych wymiennika wykonywany był pomiar następujących wielkości (wg rys. 1):

- temperatura chłodzonego powietrza t_{i1}, t_{i2} [°C],
- wilgotność względna ochładzanego powietrza $\varphi_{i1}, \varphi_{i2}$ [-],
- temperatury ogrzewanego powietrza t_{e1}, t_{e2} [°C],
- wilgotność względna ogrzewanego powietrza $\varphi_{e1}, \varphi_{e2}$ [-],
- prędkość przepływu ochładzanego i podgrzewanego powietrza v_i, v_e [ms⁻¹].



Rys 1. Schemat wymiany ciepła rekuperatora
 Fig. 1. Recuperator heat exchange diagram

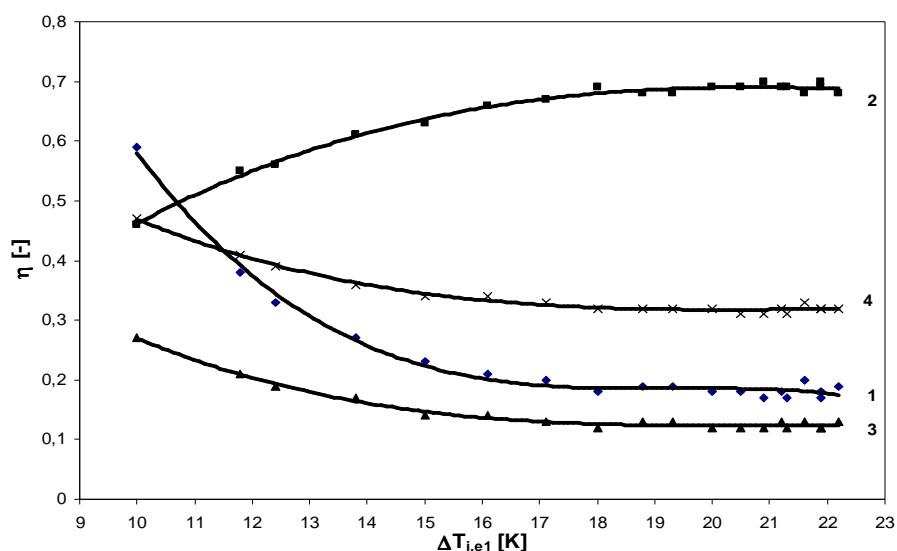
Pomiar temperatury oraz wilgotności powietrza prowadzony był w strumieniu przepływającego podgrzewanego i chłodzonego powietrza $V_i / V_e = \kappa = 1$.

Do pomiaru temperatury oraz wilgotności wykorzystano testowane termometry oraz psychrometry Ahlborn 9636, podłączone do urządzenia pomiarowego THERM 3280-84. Prędkość przepływu powietrza dokonywano przy pomocy czasowego anemometru THIES CLIMA, podłączonego do centralnego systemu pomiarowego Ahlborn 2290.

Właściwa entalpia, wilgotność względna oraz gęstość wyznaczone były według znanych zależności [Recnagel i in. 1994].

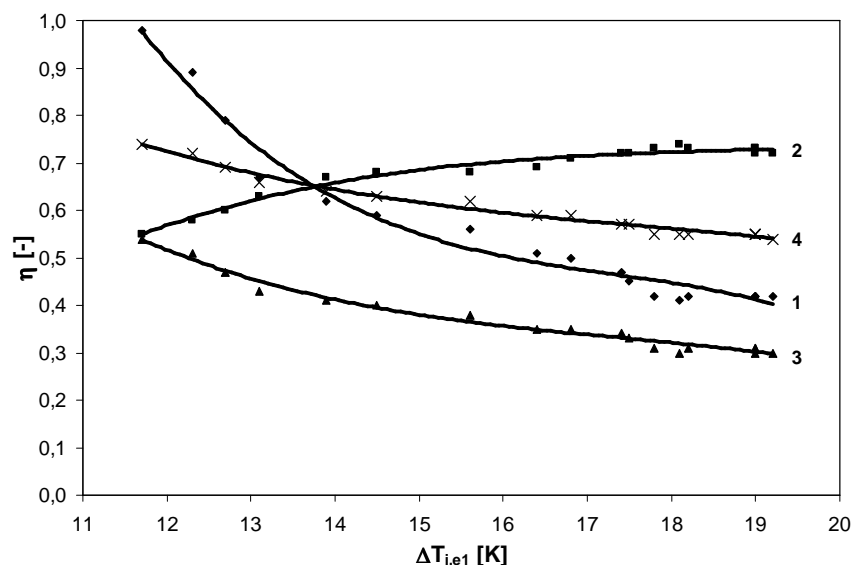
Wyniki i ich analiza

Z wykresu przedstawionego na rys. 2 i 3 wynika, że egzergetyczna sprawność $\eta_{ex,i}$ rośnie wraz ze wzrostem $\Delta T_{i,e1}=T_{i1}-T_{e1}$. Średnia wartość przyrostu $\eta_{ex,i}$ w wymienniku płytowym wynosi 0,018, zaś w wymienniku z grawitacyjnymi rurami cieplnymi – 0,0227 przy przyroście temperatury $\Delta T_{i,e1}=T_{i1}-T_{e1}$. Przebieg funkcji $\eta_{ex,i} = f(\Delta T_{i,e1})$ potwierdzają równania (14) i (15) [Neuberger i inni 2006]. Wraz ze wzrostem $\Delta T_{i,e1}$ przy $E_{e1} = 0$, wzrasta E_{i1} . Zarówno przy wzroście $\Delta T_{i,e1}$ zgodnie z zasadą przekazywania ciepła metodą konwekcji i kondukcji wzrasta E_{i2} , jednak znacznie mniej niż E_{i1} . Wzrost $\eta_{ex,i}$ można osiągnąć poprzez optymalizację kształtu płaszczyzn wykorzystując prawa wymiany ciepła. Egzergetyczna sprawność $\eta_{ex,p}$ maleje wraz ze wzrostem $\Delta T_{i,e1}$. Średnia wartość spadku $\eta_{ex,p}$ w wymienniku płytowym wynosi 0,0328, zaś w wymienniku z grawitacyjnymi rurami cieplnymi 0,075, przy $\Delta T_{i,e1} = 1\text{K}$. Kształt funkcji $\eta_{ex,p} = f(\Delta T_{i,e1})$ jest zgodny z równaniami (14), (15) [Neuberger i in. 2006]. Sprawność $\eta_{ex,p}$ jest miarą wykorzystania ciepła zawartego w odprowadzonym powietrzu schładzającym. Na wartość $\eta_{ex,p}$ ma wpływ wielkość ΔE . Sprawność $\eta_{ex,p}$ można w wymiennikach płytowych zmieniać kształtem płaszczyzn wymiany ciepła oraz doбором materiału. Zaś w rurach grawitacyjnych – doбором medium roboczego, ciśnieniem parowania, długością odcinka parowania oraz średnicą rur w części ściekającego kondensatu [Khalkhali i in. 1996].



Rys. 2. Zależność zmiany egzergetycznej sprawności oraz sprawności cieplnej płytowego rekuperacyjnego wymiennika w zależności od temperatur na wejściu
 Fig. 2. Change of exergetic efficiency and thermal efficiency of a plate-type recuperation exchanger in relation to the temperatures at input

1. $\eta_{ex,p} = -0.0005\Delta T_{i,e1}^3 + 0.0293\Delta T_{i,e1}^2 - 0.5616\Delta T_{i,e1} + 3.7779$ [-] ($R^2 = 0.9905$);
 2. $\eta_{ex,i} = 0.00007\Delta T_{i,e1}^3 - 0.0058\Delta T_{i,e1}^2 + 0.1443\Delta T_{i,e1} - 0.4776$ [-] ($R^2 = 0.9904$);
 3. $\eta_{ex,c} = -0.0001\Delta T_{i,e1}^3 + 0.0069\Delta T_{i,e1}^2 - 0.1448\Delta T_{i,e1} + 1.1396$ [-] ($R^2 = 0.9855$);
 4. $\eta_t = -0.00009\Delta T_{i,e1}^3 + 0.0061\Delta T_{i,e1}^2 - 0.1332\Delta T_{i,e1} + 1.2852$ [-] ($R^2 = 0.9852$);
- R^2 - współczynnik determinacji;
 R - współczynnik korelacji.



Rys.3. Zależność zmiany egzergetycznej sprawności oraz sprawności cieplnej wymiennika z grawitacyjnych rur cieplnych w zależności od temperatur powietrza na wejściu

Fig. 3. Change of egzergetic efficiency and thermal efficiency of an exchanger containing gravitational thermal tubes in relation to air temperatures at input

1. $\eta_{ex,p} = -0,0021 \Delta T_{i,e1}^3 + 0,1074\Delta T_{i,e1}^2 - 1,8881\Delta T_{i,e1} + 11,669$, $R^2 = 0,98$
2. $\eta_{ex,i} = 0,0004 \Delta T_{i,e1}^3 - 0,0217\Delta T_{i,e1}^2 + 0,4141\Delta T_{i,e1} - 1,9389$, $R^2 = 0,97$
3. $\eta_{ex,c} = -0,0006 \Delta T_{i,e1}^3 + 0,0314\Delta T_{i,e1}^2 - 0,5639\Delta T_{i,e1} + 3,7963$, $R^2 = 0,98$
4. $\eta_t = -0,0003 \Delta T_{i,e1}^3 + 0,0179\Delta T_{i,e1}^2 - 0,3353\Delta T_{i,e1} + 2,7491$, $R^2 = 0,98$

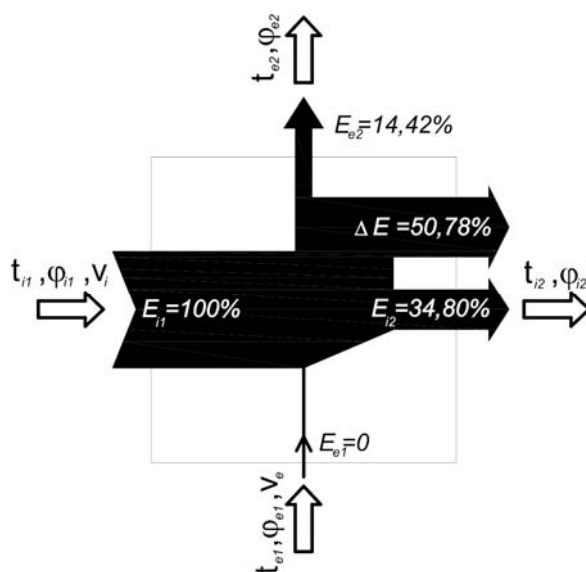
Całkowita egzergetyczna sprawność wymiennika $\eta_{ex,c}$, maleje wraz ze wzrostem różnicy temperatur $\Delta T_{i,e1}$. Średnia wartość $\eta_{ex,p}$ w wymienniku płytowy wynosi 0,0115 zaś w wymienniku z grawitacyjnych rur cieplnych 0,032 w przeliczeniu na

$\Delta T_{i,e1} = 1\text{K}$. Sprawność egzergetyczna $\eta_{ex,c}$ osiąga wartość 0,13-0,27 w wymienniku płytowym w przedziale temperatur $\Delta T_{i,e1} = 10-22,2^\circ\text{C}$. Zaś w wymienniku z grawitacyjnych rur ciepłych - 0,30-0,54 w zakresie temperatur $\Delta T_{i,e1} = 11-20^\circ\text{C}$.

Sprawność cieplna wymienników η_t maleje wraz ze wzrostem różnicy temperatur $\Delta T_{i,e1}$. Średnia wartość η_t osiągana w wymienniku płytowym wynosi 0,0123, natomiast w wymienniku z grawitacyjnych rur ciepłych 0,0267 dla $\Delta T_{i,e1} = 1\text{K}$. Sprawność η_t w wymienniku płytowym, w przedziale temperatur $\Delta T_{i,e1} = 10-22,2^\circ\text{C}$, osiąga wartość 0,32-0,47. W wymienniku z grawitacyjnych rur ciepłych przyjmuje wartość 0,54-0,74, w przedziale temperatur $\Delta T_{i,e1} = 11-20^\circ\text{C}$. Przy założeniu, że $V_e = V_b (I+x_e) = (I+x_i)$, $c_{pe} = c_{pi}$, $\rho_e = \rho_i$ z równań 14, 17 i 18 [Neuberger i in. 2006] wynika następująca zależność między $\eta_{ex,c}$ a η_t :

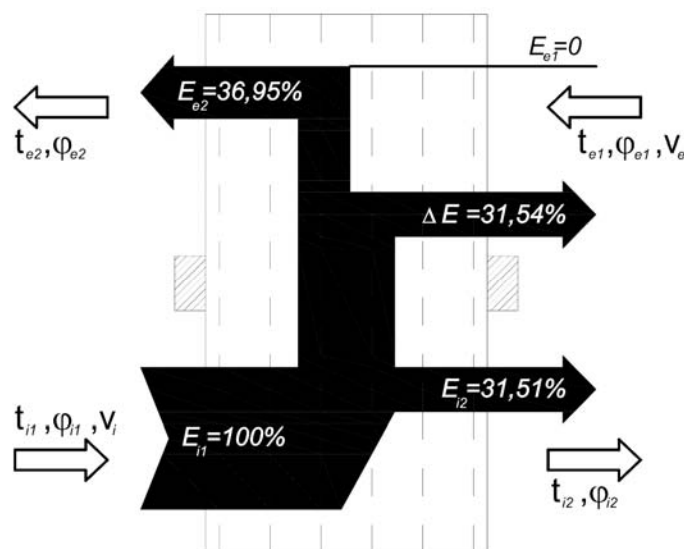
$$\eta_{ex,c} = \frac{T_{i1}}{T_{e2}} \cdot \eta_t^2 \quad [-] \quad (19)$$

Na rysunkach 4 i 5 przedstawiono średnie wartości egzergii strumieni ciepłych obliczone z 20 pomiarów wykonanych w wymienniku płytowym oraz z 23 pomiarów przeprowadzonych w wymienniku rurowym grawitacyjnym. Egzergia strat



Rys. 4. Schemat egzergii strumieni ciepłych w płytowym wymienniku rekupe-racyjnym

Fig. 4. Egzergy diagram for thermal streams in a plate-type recuperation exchanger



Rys. 5. Schemat egzergii strumieni ciepłych w wymienniku z grawitacyjnych rur ciepłych

Fig. 5. Egzergy diagram for thermal streams in an exchanger containing gravitational thermal tubes

strumienia ciepłego ΔE stanowi znaczny udział w bilansie, który wzrasta wraz ze zwiększaniem $\Delta T_{i,e1}$ i $V_i V_e^{-1}$. Wraz z przyrostem ΔE zauważa się spadek sprawności $\eta_{ex,p}$ oraz spadek egzergii ogrzewanego powietrza na wyjściu z wymiennika E_{e2} . Zgodnie z równaniem (12) [Neuberger i inni 2006] ΔE zależy nie tylko od różnicy temperatur $\Delta T_{i,e1}$, ale także od wysokości temperatury. Przy jednakowej wartości $\Delta T_{i,e1}$ wielkość ΔE jest mniejsza przy wyższych temperaturach zaś wyższa przy temperaturach niższych. Na wykresie zauważa się, że ΔE jest prawie o 20% większe w wymienniku płytowym rekuperacyjnym niż w wymienniku wykonanym z grawitacyjnych rur ciepłych. To skutkuje wyraźnym spadkiem wartości egzergii strumienia ciepłego E_{e2} oraz spadkiem całkowitej sprawności $\eta_{ex,c}$.

Podsumowanie

Analiza wyników pomiaru przy obydwu typach wymienników rekuperacyjnych pozwala na wyciągnięcie następujących wniosków:

- egzergetyczna sprawność wykorzystania ciepła z ochłodzonego powietrza $\eta_{ex,i}$ rośnie wraz z różnicą temperatur na wejściu $\Delta T_{i,e1}$,
- egzergetyczna sprawność przekazywania ciepła z ochłodzonego do ogrzewanego powietrza $\eta_{ex,p}$ maleje wraz z różnicą temperatur na wejściu $\Delta T_{i,e1}$,

- zależność między sprawnością termiczną wymiennika η_t a całkowitą egzergetyczną sprawnością wymiennika $\eta_{ex,c}$ można wyrazić wzorem (19) [Neuberger i in. 2006],
- egzergia strat strumienia ciepłego ΔE , przy stałej różnicy temperatur $\Delta T_{i,e1}$, jest niższa przy wyższych temperaturach a wyższa przy temperaturach niższych,
- egzergia strat strumienia ciepłego ΔE zwiększa się wraz ze wzrostem $\Delta T_{i,e1}$ i $V_i V_e^{-1}$,
- sprawności: cieplna η_t oraz całkowita egzergetyczna $\eta_{ex,c}$ wymienników są znacznie wyższe w wymiennikach z grawitacyjnych rur ciepłych w porównaniu z wymiennikami płytowymi.

Uzyskane wyniki badań i obliczeń dowodzą, że ocena wymienników rekuperacyjnych za pomocą egzergetycznej analizy pozwala na szczegółową, całościową analizę przemian termodynamicznych i poszczególnych procesów ciepłych oraz daje wytyczne do optymalizacji. Celem optymalizacji nie jest całkowita eliminacja strat egzergii, ale zmniejszenie strat egzergii ekonomicznie uzasadnionych.

Wyższą efektywność przemian energii w obu typach wymienników można osiągnąć przez zwiększenie egzergetycznej sprawności $\eta_{ex,p}$ w przekazywaniu ciepła z ochładzanego do ogrzewanego powietrza poprzez zmianę kształtu i wielkości powierzchni wymiany. W wymiennikach z grawitacyjnych rur ciepłych także poprzez zmniejszenie oporów hydraulicznych przesyłu pary i kondensatu medium roboczego oraz całkowitym przyśpieszeniem przebiegu przemian termodynamicznych.

Bibliografia

- Khalkhali, H., Faghri, A., Zuo, Z. 1996. Entropy generation in heat pipe system. *Thermal Science of Advanced Steam Generator/Heat Exchangers ASME*, 1996, 19, 15-21.
- Neuberger P., Adamovský D., Rutkowski K. 2006. Egzergia ciepłych strumieni wymienników ciepła - teoria część I, *Inżynieria Rolnicza*.
- Recknagel, H., Sprenger, E., Schramek, E.R. 1994. *Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik*. 67 ed. Wien: Oldebourg Verlag München, 1994, 1 899 p.

EGZERGY OF THERMAL STREAMS IN RECUPERATOR EXCHANGERS. PART II. TESTS

Summary

The paper contains an analysis of input temperature effect on stream egzergy of heat being lost, thermal and egzergetic efficiency of plate-type recuperator exchanger and thermal exchangers (gravitational air – air type), at constant volumetric streams of heated and cooled air. Research results and their analysis have proved relation between egzergy of heat stream being lost and input temperature values, increase of egzergetic efficiency of utilizing heat from cooled air, and drop of efficiency of heat transfer between cooled and heated air with increasing difference between input temperature values. Moreover, the research allowed to define relation between temperature efficiency and total efficiency.

Key words: air, heat exchanger, anergy, egzergy, energy