

Michał Gedymin  
Instytut Budownictwa, Mechanizacji i Elektryfikacji Rolnictwa  
Oddział w Poznaniu

## OGRZEWANIE HALI UDOJOWEJ CIEPŁEM WYDZIELANYM PRZEZ POMPĘ PRÓŻNIOWĄ DOJARKI

### Streszczenie

Przeprowadzono badania nad możliwością wykorzystania energii cieplnej zawartej w powietrzu wydmuchiwanym z pompy próżniowej dojarki do ogrzewania hali udojowej. Ze względu na małą moc cieplną (1,8 kW) ograniczono nadmuch tylko do kanału dla obsługi dojarni. Dzięki dodatkowym filtrom w dostarczającym powietrzu nie stwierdzono śladów oleju.

**Słowa kluczowe:** ogrzewanie dojarni, ciepło sprężania adiabatyicznego, pompa ciepła

### Wstęp

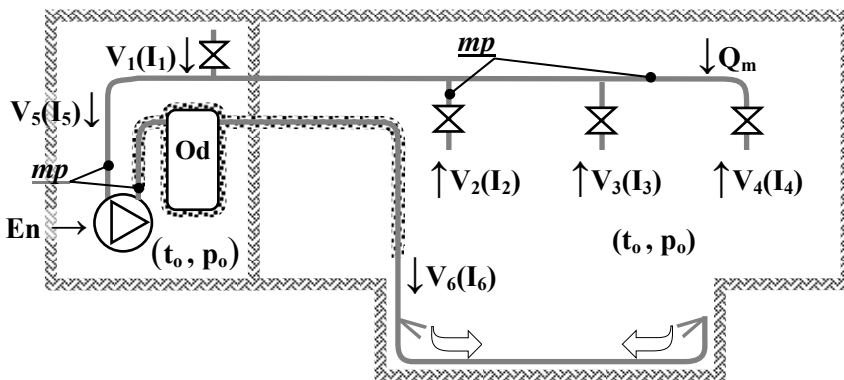
Każda instalacja dojarki mechanicznej w części lub w całości (hale udojowe) powinna znajdować się w odrębnych pomieszczeniach, w których ze względu na instalację wodociagową temperatura nie powinna spadać poniżej 0°C. Także w pomieszczeniu dla pomp próżniowych, ze względu na gęstnienie oleju do smarowania i pogorszenie warunków rozruchu, powinno być możliwie ciepło. W zależności od rodzaju materiałów budowlanych użytych do budowy tych pomieszczeń oraz od usytuowania, ogrzewanie ich ciepłem emitowanym z obory może być niewystarczające, może być potrzebna dodatkowa instalacja grzewcza, zapewniająca temperaturę powyżej 0°C. Ponadto, aby zapewnić odpowiednie warunki pracy dojarkom, temperatura w miejscu ich pracy w czasie doju nie powinna mniejsza niż 15°C. Wynika stąd zalecenie, żeby w okresie chłódów w halach udojowych zastosować dodatkowe ogrzewanie – najlepiej w formie nadmuchu ciepłego powietrza na kanał, co ograniczy maksymalnie jego koszty.


Dobrym źródłem ciepła, dotychczas niedocenianym, jest pompa próżniowa, która sprężając politropowo powietrze podgrzewa je. Próby rolniczego wykorzystania tego ciepła (ogrzewanie szklarni) podjęto w Czechosłowacji, ale w tym wypadku ciepło pochodziło od sprężarek przetwarzających gaz ziemny w gazociągach [Adamovski 1987]. Należy tu wyraźnie zaznaczyć, że wymienione urządzenia zasadniczo różnią się od coraz powszechniejszych pomp ciepła, w których dodatkowo występuje skraplanie i odparowywanie czynnika. Trzeba też pamiętać, że podstawowe źródło zapotrzebowania na

ciepło w oborze krów mlecznych to ogrzewanie wody do mycia instalacji dojarki, przy czym ewentualnemu wykorzystaniu ciepła z wydojonego mleka za pomocą wymienników musi towarzyszyć inne źródło ciepła, np. grzałka elektryczna. Według Stinsona i in. [1987] ciepło zawarte w mleku wystarcza do podgrzania tą metodą przewidywanej ilości wody do mycia do temperatury 25-30°C (przy wymaganej obecnie 70°C, gdy stosuje się środki dezynfekcyjno-myjące lub 85°C – bez stosowania tych środków), tzn. można w ten sposób dostarczyć nie więcej niż 40-50% wymaganej ilości ciepła. Pełne wykorzystanie tego źródła ciepła wymagałoby zastosowania dwustopniowej pompy ciepła – urządzenia bardzo kosztownego - albo tańszej jednostopniowej, lecz bardzo mało sprawnej dla tej różnicy temperatur:  $\zeta \approx 0,25$ ; COP  $\approx 1$  [Górski, Rabczak 2006].

### Obiekt badań i metodyka

W przebudowanej oborze dla 50 krów mlecznych w IBMER oddział Poznań wykonano doświadczalną instalację dogrzewającą kanał w hali udojowej. Schemat tej instalacji przedstawiono na rysunku 1, zestawienie parametrów (nominalnych, wg założeń projektowych) w tabeli 1.



 dławienie strumienia powietrza

 pompa próżniowa

 izolacja cieplna

$t_o$  - temperatura otoczenia

$p_o$  - ciśnienie atmosferyczne

$En$  - strumień energii elektrycznej

$Od$  - odolejacz

$mp$  - miejsca pomiarów

$V$  - strumienie powietrza wpływające przez:  $V_1$  - regulator podciśnienia,  $V_2$  - pulsatory,  $V_3$  - siłowniki,  $V_4$  - kolektory i kubki udojowe;  $V_5$ ,  $V_6$  - łączny strumień przepływający przez pompę;  $I$  - entalpie poszczególnych strumieni powietrza;  $Q_m$  - strumień ciepła od wydojonego mleka

Rys. 1. Schemat przepływów powietrza i ciepła w instalacji dojarki

Fig. 1. Scheme of the air and heat flow in milking installation

Tabela 1. Nominalne parametry dojarni 2x4 „rybia ość” w IBMER Poznań  
Table 1. Nominal parameters of “fish-bone” milking apparatus 2x4 at IBMER Poznań

| Nazwa parametru  | Wielkość               | Dane wg     |
|--|------------------------|-------------|
| Moc pompy  | 3 kW                   | producenta  |
| Podciśnienie robocze                                   | 42 kPa                 | użytkownika |
| Wydajność pompy przy podciśnieniu 50 kPa ( $V_{N,0}$ ) | 1200 l/min             | producenta  |
| Napływ powietrza do regulatora (rezerwa ER)            | minimum 300 l/min      | ISO 5707    |
| Napływ powietrza do pulsatorów                         | 330–116–67 = 147 l/min | ISO 5707    |
| Napływ powietrza do siłowników w 1 cyklu doju          | 46 l                   | wymiarów    |
| Napływ powietrza do rurociągu mlecznego ( $V_4$ )      | maksimum 116 l/min     | ISO 5707    |
| Nieszczelności rurociągu powietrznego                  | maksimum 67 l/min      | ISO 5707    |

Przedmiotem badań była wielkość strumieni powietrza przepływających przez instalację dojarki (w czasie doju), ich temperatury i ciśnienia. Ponieważ aparaty udojowe, siłowniki pracują tylko przez pewien okres cyklu doju i wymiany stawki krów, dlatego dla uproszczenia przeliczono chwilowe strumienie powietrza na średnie w okresie całego doju. Takie uproszczenie jest uzasadnione tym bardziej, że istotna jest pojemność i przewodność cieplna rurociągów, która bardzo mocno tłumi wszelkie zmiany temperatury, wynikające z okresowo zmiennej ilości rozprężanego powietrza wpuszczanego przez wspomniane elementy instalacji. Dlatego do sporządzenia bilansu strumieni ciepła pogrupowano je według podobnej entalpii.

Z rysunku 1 wynika, że tylko strumień  $V_4$  w miejscu połączenia z innymi strumieniami ma większą entalpię, gdyż pobiera pewną ilość ciepła  $Q_m$  zawartego w świeżo wydojonym mleku. Bilans strumieni entalpii w instalacji dojarki:

$$I_1 + I_2 + I_3 + I_4 + \Delta I = I_6,$$

gdzie:

$$I_{1,2,3} = V_{1,2,3} \cdot (\rho \cdot c_p \cdot t_0 + p_0),$$

$$I_4 = V_4 \cdot (\rho \cdot c_p \cdot t_4 + p_0),$$

$$\Delta I = V_N \cdot \rho \cdot c_n \cdot (t_6 - t_5),$$

$$c_n = c_p \cdot \left( \frac{n-x}{x \cdot n-x} + 1 \right),$$

$$I_6 = V_N \cdot (\rho \cdot c_p \cdot t_6 + p_2),$$

$\rho$  – gęstość powietrza,

$c_p$  – ciepło właściwe powietrza przy stałym ciśnieniu,

$p_0$  i  $p_2$  – ciśnienie bezwzględne,

$$V_N = V_1 + V_2 \cdot (f/F) + V_3/F + V_4 \cdot (f/F).$$

Pomiary wykonano za pomocą przepływomierza AFM z dokładnością  $\pm 10$  l/min, watomierza kl. 1,6 oraz termometrów kl. 0,5.

## Wyniki pomiarów

Wyniki pomiarów przedstawiono w tabeli 2. Pomiary wykonano w okresie letnim, gdy ogrzewanie jest zbędne i nie ma napływu zimnego powietrza w ramach wentylacji. Uzyskano podwyższenie temperatury w dojarni w stosunku do panującej na zewnątrz obory o maksymalnie 7 K. Ze względu między innymi na małą wydajność krów, podgrzanie strumienia powietrza  $V_4$  było minimalne – nie więcej niż o 2 K. Zastosowany odolejacz całkowicie oczyszczał powietrze z oleju DeLaval – nie stwierdzono jakichkolwiek plam na bibule kontrolnej umieszczonej u wylotu przewodu w kanale udojowym ani innego zapachu powietrza.

Tabela 2. Wyniki pomiarów instalacji dojarki  
Table 2. Measurement results of milking installation

| Nazwa mierzonego parametru                                 | Wielkość   |                               |
|--|------------|-------------------------------|
|  | po 5 min   | po 30 min                     |
| moc czynna pobierana przez silnik pompy ( $E_n$ )          | 3,2 kW     | 3,1 kW                        |
| wydajność pompy przy podciśnieniu 50 kPa ( $V_{N-0}$ )     | 1300 l/min | - po 15 min<br>(odrębny test) |
| wydajność pompy przy podciśnieniu 42 kPa ( $V_N$ )         | 1610 l/min |                               |
| nadciśnienie w przewodzie wyd. przed odolejaczem ( $p_6$ ) | 3 kPa      | 3 kPa                         |
| temperatura otoczenia ( $t_o$ )                            | 22°C       | 28°C                          |
| temperatura powietrza w rurociągu mlecznym ( $t_4$ )       | 23°C       | 29°C                          |
| temperatura mleka w odbieraczu                             | 29°C       | 30°C                          |
| temperatura powietrza w rurociągu za pulsatorami ( $t_2$ ) | 21°C       | 28°C                          |
| temperatura powietrza w rurociągu przed pompą ( $t_5$ )    | 22°C       | 28°C                          |
| temperatura powietrza w rurociągu za pompą ( $t_6$ )       | 76°C       | 83°C                          |
| średni czas doju jednej krowy ( $f$ )                      | 6 min      |                               |
| średni czas 1 cyklu doju i wymiany 8 krów ( $F$ )          | 15 min     |                               |
| średni udój mleka 1 cyklu ( $M$ )                          | 25 l       |                               |
| średni dobowy czas pracy pompy próżniowej                  | 5 h        |                               |

Korzystając ze wzorów [Ochęduszek i in. 1970] na podstawie danych w tabeli 2 obliczono wykładniki politropy  $n$  oraz strumień ciepła  $Q$  wdmuchiwany do kanału w hali udojowej:

$$\frac{p_2}{p_1} = \left( \frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{n}{n-1}},$$

gdzie:

$p_1, p_2$  – ciśnienie bezwzględne początkowe i końcowe, kPa,  
 $T_1, T_2$  – temperatura bezwzględna początkowa i końcowa, K.

Po zlogarytmowaniu i podstawieniu  $p_1 = 58 \text{ kPa}$ ,  $p_2 = 103 \text{ kPa}$ ,  $T_1 = 295\text{K}$ ,  $T_2 = 349\text{K}$ , a następnie odpowiednio  $301\text{K}$  i  $356\text{K}$ , uzyskano  $n = 1,4138$  i  $1,4129$ .

Strumień ciepła dostarczany z wydmuchiwanym powietrzem obliczono ze wzoru:  $Q = V_N \cdot \rho \cdot c_p \cdot \Delta t$ , gdzie  $\rho$  – gęstość powietrza,  $c_p$  – ciepło właściwe powietrza przy stałym ciśnieniu. Po podstawieniu  $\rho = 1,2045 \text{ kg/m}^3$  (dla  $20^\circ\text{C}$ ),  $c_p = 1,005 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$  (dla zakresu  $0\text{-}100^\circ\text{C}$ ), różnic temperatur  $\Delta t = 54\text{K}$  i  $55\text{K}$  otrzymano  $Q = 1754 \text{ W}$  i  $1787 \text{ W}$ .

Strumień ciepła pochodzący od mleka, jaki mógłby teoretycznie ogrzać powietrze w instalacji dojarki:  $Q_m = M/F \cdot \rho_m \cdot c_m \cdot \Delta t_m$ , gdzie  $\rho_m$  – gęstość mleka,  $c_m$  – ciepło właściwe mleka,  $\Delta t_m = 36^\circ\text{C} - t_2$  (maksym. dostępna różnica temperatury);  $M$ ,  $F$ ,  $f$  – tabela 2. Po podstawieniu  $\rho_m = 1031 \text{ kg/m}^3$ ,  $c_m = 4,19 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$ ,  $\Delta t_m = 14\text{K}$  lub  $8\text{K}$  otrzymano  $Q_m = 1678 \text{ W}$  lub  $960 \text{ W}$ . Biorąc jednak pod uwagę maksymalny strumień powietrza w rurociągu mlecznym  $V_4 \cdot (f/F)$  (tab. 1) możliwe jest tylko pozyskanie ciepła nie większego niż (wymiana współprądowa):

$$Q = \frac{M \cdot \rho_m \cdot c_m \cdot \Delta t_m}{f + \frac{M}{V_3} \cdot \frac{\rho_m}{\rho} \cdot \frac{c_m}{c_p}} \cdot \frac{f}{F} \approx V_3 \cdot \rho \cdot c_p \cdot \Delta t_m \cdot \frac{f}{F} = 13 \text{ lub } 6,6 \text{ W}$$

(oznaczenia i wartości jak wyżej).

### Omówienie wyników badań

Z pomiarów temperatury powietrza wewnątrz rurociągów wynika, że nie różni się ona istotnie od otoczenia, mimo iż powietrze uległo znacznemu rozprężeniu. Tę przemianę, bardzo zbliżoną do izotermicznej należy tłumaczyć tym, że cała energia kinetyczna, jaka wyzwoliła się w gazie podczas rozprężania zamieniła się w ciepło tarcia wewnętrznego (turbulencje). Zarówno teoretyczne obliczenia, jak i pomiary wykazały bardzo znikomy wpływ ciepła świeżo wydojonego mleka na temperaturę powietrza wewnątrz instalacji dojarki. Można więc pomijać w obliczeniach ten strumień ciepła – błąd tego przybliżenia będzie mniejszy niż 1%.

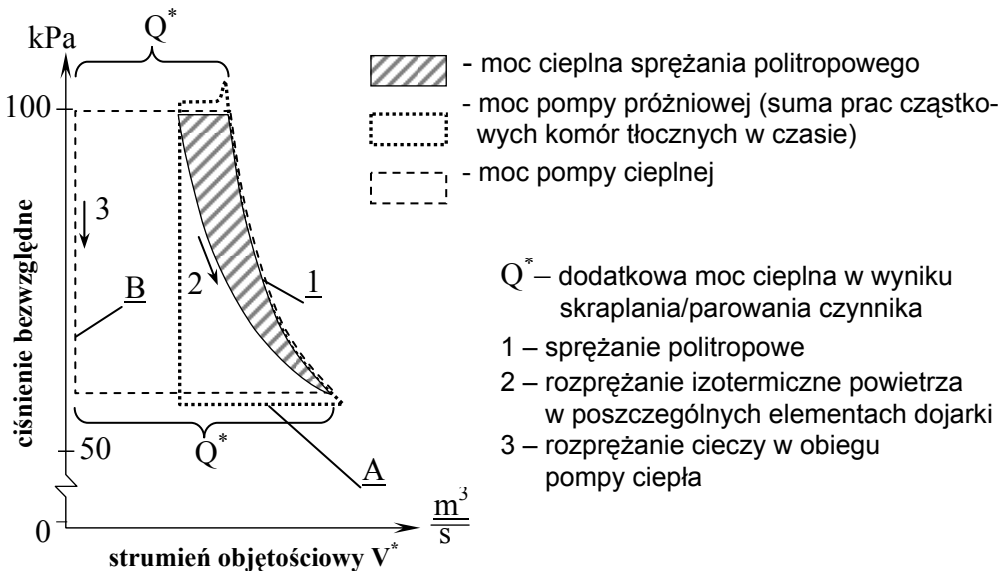
Także obliczenia oraz obserwacje pokazały, że głównym miejscem napływu powietrza do badanej instalacji w czasie doju był zawór regulatora podciśnienia, który wprowadzał około dwie trzecie całkowitej ilości powietrza. Ta duża wydajność pompy próżniowej, zbędna podczas doju, konieczna jest podczas mycia instalacji.

Obliczenia wartości wykładnika politropy wskazały, że jest on większy o  $0,0129\text{-}0,0138$  od wykładnika adiabaty ( $1,40$ ) co wskazuje na niewielki dodatkowy dopływ ciepła podczas sprężania w pompie próżniowej. Jest łatwe do wytłumaczenia, jeśli weźmie się pod uwagę tarcie łopatek wirnika

o korpus pompy oraz niewątpliwe silne turbulencje występujące wewnątrz pompy wskutek nadmiernego sprężu (układ otworów wlotowego i wylotowego w korpusie pompy został zaprojektowany dla różnicy ciśnień 50 kPa).

Porównanie wyników pomiaru mocy czynnej pobieranej przez silnik elektryczny pompy z obliczeniami strumienia ciepła w wydychanym powietrzu ukazały małą sprawność cieplną pompy próżniowej (COP), która wyniosła 55-58% pobranej mocy. Na schematycznym wykresie (rys. 2) zobrazowano przemiany termodynamiczne powietrza w instalacji dojarki i dla porównania w pompie ciepła, gdzie zastosowano czynnik skraplający się przy ciśnieniu 100 kPa a wrzący przy 58 kPa.

Pole przedstawiające moc sprężania „A” narysowano dla ciśnienia ssania mniejszego niż 58 kPa, a wydechowego większego niż 100 kPa w celu zobrazowania oporów przy napełnianiu i opróżnianiu komór tłocznych pompy próżniowej. Pole to jest mniejsze niż moc cieplna sprężania politropowego (rys. 2), ponieważ napełnianie przestrzeni międzyłopatkowych (komór tłocznych) wirnika jest procesem izobarycznym, podczas gdy napływ powietrza do instalacji dojarki ma charakter izotermiczny i odbywa się poza pompą próżniową. Dla porównania w typowym obiegu pompy ciepłej „B” występuje izochoryczne obniżenie ciśnienia cieczy a następnie izobaryczne odparowanie i dalej napływ do sprężarki.

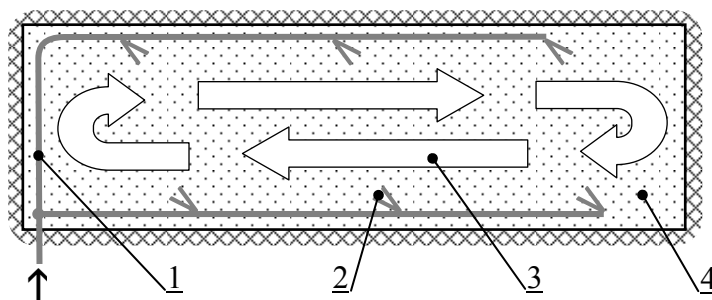


Rys. 2. Przemiany termodynamiczne w instalacji dojarki oraz w hipotetycznej pompie ciepła

Fig. 2. Thermodynamic processes in milking installation and in a hypothetical heat pump

Po zsumowaniu ciepła sprężania politropowego i przemiany stanu skupienia ciec-zgaz widzimy, dlaczego pompa ciepła dostarcza więcej ciepła niż zużywa energii jej silnik (różnica to oczywiście ciepło pobrane ze źródła dolnego).

Aby lepiej wykorzystać zbyt mały, w porównaniu ze spodziewanym zapotrzebowaniem, strumień ciepłego powietrza do ogrzewania hali udojowej, proponuje się skierować go skośnie na posadzkę kanału, to jest tam gdzie przebywa obsługa (rys. 3). Powstające wiry i warstwa przyścienna będą hamować konwekcyjne unoszenie się ciepłego powietrza w kierunku sufitu i wentryzników.



Rys. 3. Zalecany sposób rozprowadzenia ciepłego powietrza w kanale hali udojowej: 1– rurociąg rozprowadzający ciepłe powietrze, 2– dysza kierująca strumień ukośnie w stronę posadzki, 3– wiry i warstwa przyścienna opóźniająca konwekcję, 4– kanał w hali udojowej

Fig. 3. Recommended manner of warmed air distribution in the milking parlour: 1– pipeline distributing warmed air, 2– nozzle guiding air stream skewly to the floor, 3– vortices and by-wall layer retarding convection, 4– pit in the milking parlour

## Wnioski

1. Ogrzane powietrze do temperatury 60-80°C jest bardzo dobrym i wygodnym czynnikiem grzewczym, daje się łatwo rozprowadzić do wybranych miejsc.
2. Pompa próżniowa jest bardzo niedoskonałą pompą ciepła, ma za małą moc, aby skutecznie ogrzać halę udojową w okresie mrozów, możliwe jest jednak ogrzewanie samego kanału, w którym pracują dojarze.
3. Firmy produkujące oleje do smarowania pomp nie atestują ich pod kątem nieszkodliwości par oleju dla ludzi i zwierząt; konieczne są dalsze badania lub zastosowanie wymienników ciepła, które na pewno podniosą koszty instalacji.

## Bibliografia

Adamovski R. 1987. Nove technologie vyuziti odpadního tepla z kompresních stanic tranzitního plynovodu. Zemedelska Technika, 6(33): 381-384

Górski J., Rabczak S. 2006. Ocena sprawności egzergetycznej wybranych czynników chłodniczych pod kątem zastosowania w pompach ciepła. Zeszyty Naukowe Politechniki Rzeszowskiej, 40(229): 173-184

Ochęduszek S., Szargut J., Górniak H., Guzik A., Wilk S. 1970. Zbiór zadań z termodynamiki technicznej. PWN, Warszawa

Stinson G. E., Studman C.J., Warburton D.J. 1987. A dairy refrigeration heat recovery unit and its effects on refrigeration operation. Journal Agricultural Engineering Research. Vol. 36, 4: 275-285

*Recenzent: Adam Kupczyk*