ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ 1979

Seria: ENERGETYKA z. 74 Nr kol. 634

Józef FOLWARCZNY
Instytut Techniki Cieplnej

O MOŻLIWOŚCI ZWIĘKSZENIA SPRAWNOŚCI EKONOMICZNEJ SIŁOWNI POWIETRZNEJ PRZEZ ZAIZOLOWANIE RUROCIĄGÓW

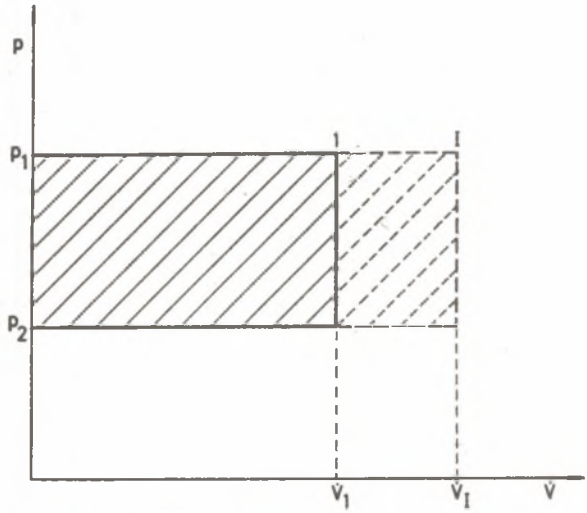
Streszczenie. W pracy wykazano korzyści energetyczne, jakie można by uzyskać dzięki ograniczeniu ciepła traconego na rzecz otoczenia przez rurociągi powietrza sprężonego.

1. Wstęp

Powietrze sprężone jest stosowane jako nośnik energii w górnictwie, a w mniejszej skali również w innych gałęziach przemysłu. Przez siłownię powietrzną rozumie się zespół urządzeń, do którego z jednej strony doprowadza się pracę mechaniczną niezbędną do wytwarzania powietrza sprężonego, z drugiej zaś strony uzyskuje się pracę mechaniczną, oddawaną przez powietrzne maszyny ekspansyjne. Na zespół urządzeń tworzących siłownię powietrzną składają się więc sprężarki, sieć rurociągów oraz silniki powietrzne. W pracy [1] wprowadzone zostało pojęcie i scharakteryzowano działanie siłowni powietrznej. Sprawność ekonomiczna takiej siłowni, rozumiana jako stosunek pracy efektywnej uzyskanej z silników powietrznych do wkładu pracy mechanicznej w napęd sprężarek, jest bardzo mała. Celem niniejszej pracy jest wskazanie możliwości wyraźnego zwiększenia tej sprawności przez zastosowanie izolacji termicznej sieci rurociągów powietrza sprężonego.

2. Wpływ temperatury powietrza sprężonego na wielkość mocy silnika powietrznego

W przemysłowych instalacjach powietrza sprężonego mamy zazwyczaj do czynienia z rozległą siecią rurociągów z reguły nie izolowanych. W związku z brakiem izolacji temperatura dolotowa powietrza do maszyn ekspansyjnych nieznacznie tylko przewyższa temperaturę otoczenia. Proste rozważanie pozwala ocenić korzyści energetyczne izolowania przewodów rurowych.



Rys. 1. Praca techniczna w układzie $(p,\dot{V})$

Załóżmy, że silnik powietrzny jest tłokową maszyną przepływową, eksploatowaną przy 100% napełnienia cylindra (rys. 1). Moc indykowana takiej maszyny wyniesie

$$\dot{L}_i = \dot{V}(p_1 - p_2). \tag{1}$$

Miarą pracy wyrażonej równaniem (1) jest pole zakreskowane na rys. 1. Temperatura powietrza sprężonego, użytego do zasilania maszyny ekspansyjnej niechaj jest równa temperaturze otoczenia

$$T_1 = T_{ot}$$

Związek pomiędzy pozostałymi parametrami powietrza zasilającego silniki powietrzne podaje równanie Clapeyrona

$$p_1\dot{V}_1 = \dot{m}RT_{ot}. \tag{2}$$

Załóżmy teraz, że zastosowano izolację termiczną na ścianach rurociągów i w związku z tym temperatura dolotowa powietrza sprężonego jest większa od temperatury otoczenia i wynosi T_I. Dla nie zmienionej wartości $\dot{m}$ powietrza sprężonego równanie stanu powietrza zasilającego przyjmie postać

$$p_1\dot{V}_I = \dot{m}RT_I. \tag{2a}$$

Jak widać z równania (2a), ciśnienie dolotowe - podobnie jak i poprzednio - ma wynosić p_1. Dzieląc stronami równanie (2a) przez równanie (2) otrzymuje się związek

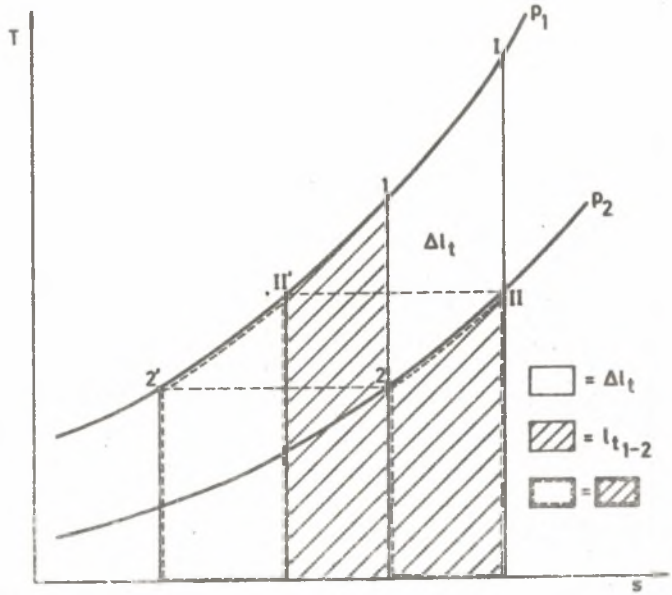
$$\frac{\dot{V}_I}{\dot{V}_1} = \frac{T_I}{T_1}, \tag{3}$$

który pozwala - dla danej temperatury T_I - nanieść w rys. 1 wartość objętości strumienia $\dot{V}_I$. Dla silników powietrznych ciśnienie wylotowe z reguły jest równe ciśnieniu otoczenia, $p_2 = p_{ot}$. Na rysunku 1 uwidoczniono - dla tej samej wartości $\dot{m}$ - wzrost wielkości pracy technicznej, zawdzięczany wyższej temperaturze zasilania.

Z rys. 1 a także z równania (1) wynika, że dla danych ciśnień p_1 i p_2 stosunek prac indykowanych wyniesie

$$\frac{\dot{L}_{iI}}{\dot{L}_i} = \frac{\dot{V}_I}{\dot{V}_1} = \frac{T_I}{T_{ot}}. \tag{4}$$

Zakładając, że temperatura zasilania wynosi $T_I = 373^oK$, a $T_{ot} = 290^oK$, stosunek prac wyrażony równaniem (4) wyniesie 1,286. Wzrost wielkości mocy silnika powietrznego wynosi więc w takim przypadku ponad 28% mocy uzyskanej w przypadku zasilania silnika powietrzem schłodzonym do temperatury otoczenia.



Rys. 2. Jednostkowa praca techniczna w układzie (T,s)

Wśród silników powietrznych jest wiele maszyn wirnikowych. Również w tych przypadkach obowiązuje równanie (4) pod warunkiem, że ekspansja przebiega w tym samym zakresie ciśnień oraz jeżeli przyjmie się, że sprawność internijna[x)] η_i tych urządzeń nie zależy od temperatury zasilania. Widać to ze wzoru

$$\frac{\dot{L}_{iI}}{\dot{L}_i} = \frac{\eta_i \frac{\varkappa}{\varkappa - 1} p_1 \dot{V}_I \left[1 - \left(\frac{p_{ot}}{p_I}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}}\right]}{\eta_i \frac{\varkappa}{\varkappa - 1} p_1 \dot{V}_1 \left[1 - \left(\frac{p_{ot}}{p_1}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}}\right]} = \frac{T_I}{T_{ot}}. \tag{4a}$$

Na wykresie T,s (rys. 2) przedstawiono za pomocą zaznaczonego pola wielkość pracy technicznej $l_{t_{1-2}}$ powietrza schłodzonego. Praca ta, powiększona o pole leżące między izobarami p_p, p_{ot} i izentropami 1, 2 oraz I, II, przedstawia pracę techniczną $l_{t_{I-II}} = i_I - i_{II}$. Pole leżące wewnątrz linii łączącej punkty 1, I, II, 2, 1, które można oznaczyć symbolem Δl_t, jest więc równe różnicy prac w obu przypadkach

$$\Delta l_t = l_{t,I-II} - l_{t,1-2}. \tag{5}$$

Nietrudno wykazać, że

$$\Delta l_t = c_{pp}(T_I - T_1)\left(1 - \frac{T_2}{T_1}\right) = c_{pp}(T_I - T_1)\left(1 - \frac{T_{II}}{T_I}\right) \tag{5a}$$

W równaniu tym występuje ciepło

$$\dot{q}_{ot} = c_{pp}(T_I - T_1) \tag{a}$$

tracone na rzecz otoczenia w przypadku braku izolacji rurociągów.

W równaniu (5a) ciepło to jest mnożone przez sprawność odwracalnego silnika Carnota, który działałby między źródłami ciepła o temperaturach równych skrajnym temperaturom dowolnej przemiany izentropowej, rozpiętej między danymi izobarami. Sprawność tę, którą oznacza się symbolem η_C, można wyrazić więc przez stosunek ciśnień ograniczających przemianę adiatermiczną

x) Nazwa zaproponowana przez profesora Stanisława Ochęduszkę w podręczniku "Termodynamika stosowana".

$$\eta_C = 1 - \left(\frac{p_{ot}}{p_d}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} \tag{6}$$

gdzie: p_d oznacza ciśnienie, jakie posiada powietrze sprężone zasilające silniki powietrzne. Indeks d może być użyty również przy innych parametrach dolotowych powietrza.

W niniejszej pracy nie analizuje się strat ciśnienia w sieci rurociągów powietrza sprężonego. Przyjęto równość ciśnień

$$p_d = p_1 = p_I = p_{pl}.$$

Przyrost pracy Δl_t, po uwzględnieniu równań (a) i (6), można przedstawić w postaci

$$\Delta l_t = q_{ot}\,\eta_C = i_I\,\eta_C - i_1\,\eta_C \tag{5b}$$

W wyrażeniach na pracę techniczną, zastosowanych w równaniu (4a), występuje dwumian, oznaczony następnie symbolem η_C. Wzór na pracę techniczną przemiany izentropowej można więc zapisać w postaci

$$l_t = i_d\,\eta_C \tag{7}$$

gdyż

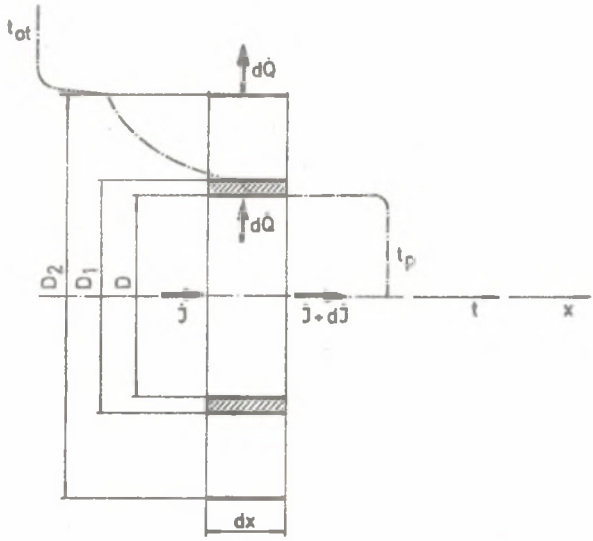
$$\frac{\varkappa - 1}{\varkappa}\,p_d\,v_d = i_d.$$

Przytoczone rozważania, dokumentujące możliwość uzyskania większej pracy L_i, stanowią termodynamiczne uzasadnienie celowości ograniczania strat cieplnych rurociągów powietrza sprężonego. Z powyższego wynika, że stosowanie chłodnic końcowych za sprężarkami, pomniejszające zdolność powietrza do wykonania pracy mechanicznej, nie ma uzasadnienia.

3. Jednostkowy spadek temperatury powietrza w rurociągu

Strumień ciepła przenikający na obranym odcinku rurociągu przez ściankę do otoczenia jest równy spadkowi entalpii powietrza na tym odcinku. Na rys. 3 przedstawiono taki odcinek kanału zaizolowanego, przy czym długość jego wynosi dx. Na rysunku tym przedstawiono też rozkład temperatury w ściance rury, w warstwie izolacji, w powietrzu sprężonym i w powietrzu otoczenia. Średnią temperaturę powietrza w danym przekroju kanału oznaczo-

no symbolem t_p lub T_p, a symbol t_{ot} oznacza temperaturę otoczenia rurociągu. Współczynnik przewodzenia ciepła λ oraz współczynnik wnikania ciepła α zaopatrzono indeksem p, gdy chodzi o powietrze sprężone, natomiast indeks ot zastosowano dla tych współczynników, gdy dotyczę one powietrza otoczenia. Materiał ścianki rury posiada współczynnik przewodzenia ciepła λ_1, zastosowany materiał izolacyjny cechuje współczynnik λ_2. Na rys. 3 zaznaczono średnice D, D_1, D_2 wymiarujące przekrój zaizolowanego kanału rurowego.



Rys. 3. Elementarny wycinek rurociągu zaizolowanego

Strumień ciepła przenikającego przez przegrodę na drodze o długości dx do otoczenia wyraża wzór

$$d\dot{Q} = k_e(t_p - t_{ot})\pi D\,dx \tag{8}$$

We wzorze tym został użyty zastępczy współczynnik przenikania ciepła k_e, pozwalający traktować przegrodę rurową jak przegrodę płaską, o powierzchni równej powierzchni wewnętrznej odcinka ściany rury. Współczynnik przenikania ciepła jest odwrotnością oporności przenikania R_{ke}

$$\frac{1}{k_e} = R_{ke} = \frac{1}{\alpha_p} + \frac{\delta_{e1}}{\lambda_1} + \frac{\delta_{e2}}{\lambda_2} + \frac{D}{D_2}\frac{1}{\alpha_{ot2}} \tag{b}$$

W przypadku rurociągu niezaizolowanego zastępczy współczynnik przenikania ciepła k_o będzie większy od k_e. Oporność przenikania można wtedy wyrazić wzorem

$$\frac{1}{k_o} = R_{ko} = \frac{1}{\alpha_p} + \frac{\delta_{e1}}{\lambda_1} + \frac{D}{D_1}\frac{1}{\alpha_{ot1}} \tag{c}$$

Wprowadzając równanie (c) do równania (b) oporność przenikania ciepła R_{ke} można wyznaczać z równania

$$\frac{1}{k_e} = R_{ke} = R_{ko} + \frac{\delta_{e2}}{\lambda_2} + \frac{D}{D_2}\frac{1}{\alpha_{ot2}} - \frac{D}{D_1}\frac{1}{\alpha_{ot1}} \tag{9}$$

gdy wnikanie ciepła do otoczenia odbywa się na drodze konwekcji naturalnej. Współczynnik α_{ot1} dotyczy przypadku rury niezaizolowanej. W przypadku konwekcji wymuszonej ostatnie dwa składniki równania (9) znoszą się i równanie to przyjmuje postać prostszą

$$\frac{1}{k_e} = R_{ke} = R_{ko} + \frac{\delta_{e2}}{\lambda_2} \tag{9a}$$

W ostatnich czterech równaniach występują zastępcze grubości warstw przegrody rurowej δ_{e1} i δ_{e2}, przy czym

$$\begin{aligned} \delta_{e1} &= \frac{D}{2}\ln(D_1/D) \\ \delta_{e2} &= \frac{D}{2}\ln(D_2/D_1) \end{aligned} \tag{d}$$

Elementarny przyrost entalpii $\dot{I}_p$ strumienia powietrza sprężonego na odcinku rury o długości dx wynosi

$$d\dot{I}_p = \dot{m}\, c_{pp}\, dt_p = W_p dt_p = \pi \frac{D^2}{4}\frac{w_p}{v_p} c_{pp}\, dt_p \tag{10}$$

Wielkość tę można rozumieć jako iloczyn pojemności cieplnej W_p strumienia powietrza sprężonego i elementarnego przyrostu temperatury. W równaniu (10) symbol w_p oznacza średnią prędkość powietrza sprężonego, a c_{pp} jest jego ciepłem właściwym przy stałym ciśnieniu. Dla przepływu ustalonego iloraz prędkości w_p i objętości właściwej v_p jest wielkością stałą.

Po zastosowaniu równania Clapeyrona równanie (10) można przedstawić w postaci

$$d\dot{I}_p = \pi \frac{D^2}{4} w_p \frac{\varkappa}{\varkappa - 1} \frac{p_p}{T_p} dt_p \tag{10a}$$

Z pierwszej zasady termodynamiki, zastosowanej do układu przedstawionego na rys. 3, wynika, że w warunkach ustalonych

$$d\dot{Q} + d\dot{I}_p = 0 \quad \text{lub} \quad \frac{d\dot{Q}}{d\dot{I}_p} = -1 \tag{e}$$

Wprowadzenie do równania (e) zależności (6), (8a), (9a), (c) prowadzi do zależności

$$-\left(\frac{dt_p}{dx}\right)_p = 4 \frac{\varkappa - 1}{\varkappa} \frac{T_p}{p_p} \frac{T_p - T_{ot}}{w_p D} \frac{k_o}{1 + k_o \frac{\delta_{e2}}{\lambda_2}} \tag{11}$$

wyrażającej początkowy spadek temperatury powietrza sprężonego przypadający na jeden metr drogi powietrza w rurociągu. Równanie (11) dotyczy tych przypadków, gdy iloczyny $\alpha_{ot2} D_2$ i $\alpha_{ot1} D_1$ są sobie równe.

4. Rozkład temperatury t_p powietrza sprężonego wzdłuż osi rury

Przekazywanie ciepła do otoczenia zachodzi w sposób analogiczny jak w typowych wymiennikach ciepła. Różnicę temperatur średnich powietrza sprężonego i powietrza w otoczeniu rurociągu można oznaczać

$$\vartheta = t_p - t_{ot}. \tag{g}$$

Początkową różnicę temperatur, w miejscu $x = 0$, można oznaczyć symbolem ϑ_p. Wielkość ϑ w danym miejscu x może być wyliczona ze wzoru

$$\vartheta = \vartheta_p \exp\left[-k_e\left(\frac{1}{W_p} + \frac{1}{W_{ot}}\right)\pi D\, x\right] \tag{12}$$

stosowanego dla typowych wymienników ciepła. We wzorze (12) m.in. znajduje zastosowanie pojemność cieplna W_p strumienia powietrza, użyta wcześniej w równaniu (11) oraz pojemność cieplna W_{ot} otoczenia. Przy obliczaniu pojemności cieplnej prędkość czynnika, zgodna z dodatnim kierunkiem

osi x, jest większa od zera, natomiast w przypadku przeciwnego kierunku przepływu czynnika mamy do czynienia z prędkością ujemną. Znak algebraiczny prędkości występuje również przy wartości pojemności cieplnej. Tak więc w wymiennikach współprądowych pojemności cieplne są tego samego znaku, zaś w wymiennikach przeciwprądowych pojemności cieplne posiadają znaki przeciwne.

Równanie (12) można przystosować do obliczania nadwyżki temperatury powietrza sprężonego nad temperaturą otoczenia po podstawieniu w nim $W_{ot} = \infty$ oraz

$$W_p = \pi \frac{D^2}{4} \frac{w_p}{v_p} c_{pp} = \pi \frac{D^2}{4} \frac{\varkappa}{\varkappa - 1} w_p \frac{p_p}{T_p} \tag{h}$$

Wtedy

$$\vartheta = \vartheta_p \exp\left(-k_e\, 4\, \frac{\varkappa - 1}{\varkappa} \frac{T_p}{w_p\, p_p} \frac{x}{D}\right) \tag{12a}$$

Z równania tego wyznaczyć można pochodną

$$\frac{d\vartheta}{dx} = -\vartheta_p\, k_e\, 4\, \frac{\varkappa - 1}{\varkappa} \frac{T_p}{w_p\, p_p\, D} \exp\left(-k_e \frac{\varkappa - 1}{\varkappa} \frac{T_p\, x}{w_p\, p_p\, D}\right) \tag{13}$$

Równanie (12a) może być użyte do obliczania nadwyżki temperatury ϑ lub do obliczenia współczynnika przenikania ciepła k_e, gdy pozostałe wielkości występujące w tym równaniu są wiadome.

Pochodna $d\vartheta/dx$ równa jest pochodnej dt_p/dx, gdyż t_{ot} = idem. Równanie (13) można więc przepisać w postaci

$$-\frac{dt_p}{dx} = -\frac{d\vartheta}{dx} = \vartheta_p\, k_e\, 4\, \frac{\varkappa - 1}{\varkappa} \frac{T_p}{w_p\, p_p\, D} \exp\left(-k_e \frac{\varkappa - 1}{\varkappa} \frac{T_p\, x}{w_p\, p_p\, D}\right) \tag{13a}$$

Równanie to wyraża jednostkowy spadek temperatury w obranym miejscu x rozważanego odcinka rurociągu. Wielkości w_p, T_p, p_p dotyczą przekroju rurociągu, dla którego x = 0. Oczywiście pochodna $(dt_p/dx)_p$ wyliczona z równania (11) jest równa pochodnej $(dt_p/dx)_{x=0}$ uzyskanej z równania (13a).

5. Przykład

W rurociągu o średnicy D = 0,25 m (D_1 = 0,26 m) płynie powietrze sprężone ($\varkappa$ = 1,4) z prędkością w_p = 25 m/s. W miejscu x = 0 powietrze to

posiada parametry: p_p = 5 bar, t_p = 100°C. Nadwyżka temperatury powietrza sprężonego nad temperaturą otoczenia wynosi w tym miejscu ϑ_p = 83 K. Wzdłuż odcinka rurociągu o długości $x = x_k$ = 1000 m występuje taka sama temperatura otoczenia t_{ot} = 17°C. Przy końcu wspomnianego odcinka rurociągu stwierdzono, że nadwyżka temperatury $\vartheta = \vartheta_{k_1}$ = 15 K.

Obliczony z równania (12a) współczynnik przenikania ciepła wynosi k_o = = 15,05 W/m^{2}s. W rozważanym przykładzie rurociąg nie jest izolowany, zatem $D_1 = D_2$, $\delta_{e2} = 0$, $k_e = k_o$. Z równania (11) lub z równania (13a) wyliczyć można jednostkowy spadek temperatury w miejscu x = 0. Wynosi on

$$-\left(\frac{dt_p}{dx}\right)_p = 0{,}142 \text{ K/m}.$$

W miejscu $x = x_k$ = 1000 m jednostkowy spadek temperatury powietrza sprężonego jest mniejszy i - zgodnie z równaniem (13a) - wynosi

$$-\left(\frac{dt_p}{dx}\right)_k = 0{,}0257 \text{ K/m}.$$

Załóżmy teraz, że dla ograniczenia strat cieplnych rurociąg zaizolowano warstwą materiału izolacyjnego o λ_2 = 0,1 W/mK i o grubości 0,1 m. Średnica zewnętrzna izolacji wyniesie więc D_2 = 0,46 m, a zastępcza grubość warstwy izolacji δ_{e2} = 0,0713 m. Z równania (9a) wynika następujące wyrażenie oraz wartość liczbowa zastępczego współczynnika przenikania ciepła

$$k_e = \frac{k_o}{1 + k_o \frac{\delta_{e2}}{\lambda_2}} = \frac{15{,}05}{1 + 15{,}05\,\frac{0{,}0713}{0{,}1}} = 1{,}2827 \text{ W/m}^2\text{K}.$$

Dla tak obliczonej wartości k_e i dla pozostałych danych wyliczyć można: ϑ_{k_I} = 71,74 K, $-(dt_p/dx)_p$ = 0,0121 K/m, $-(dt_p/dx)_k$ = 0,01046 K/m.

W przykładzie zamieszczonym w [1] stosunek jednostkowej pracy l_e maszyny roboczej do pracy l_{ed} doprowadzonej do sprężarki, zwany sprawnością ekonomiczną siłowni powietrznej, wynosił 0,079. Tak niska sprawność powodowana była częściowo dużym stosunkiem strat powietrza ($\Delta\dot{m}/\dot{m}$ = 0,42). Dla przypadku szczelnej sieci rurociągów sprawność ta wyniosłaby

$$\eta_{ek1} = \frac{0{,}079}{1 - 0{,}42} = 0{,}1362 = \frac{l_e}{l_{ed}}$$

Praca efektywna l_e, realizowana przez silnik powietrzny, pozostaje z pracą l_i w związku

$$l_e = \eta_m \, l_i$$

W wyrażeniu tym η_m oznacza sprawność mechaniczną maszyny powietrznej. Jeżeli przyjmie się, że wartość tej sprawności nie zależy od temperatury powietrza sprężonego na dolocie do maszyn powietrznych, to w takim przypadku stosunek prac indykowanych (równanie (4)) równy jest stosunkowi odpowiednich wartości pracy efektywnej

$$\frac{l_{iI}}{l_{i1}} = \frac{T_I}{T_1} = \frac{l_{eI}}{l_{e1}}$$

Praca $l_{e1} = l_e$ jest jednostkową pracą efektywną, dotyczącą przypadku rurociągów niezaizolowanych. Podany związek może być wykorzystany dla oceny wzrostu sprawności η_{ek}. Załóżmy, że na dolocie do maszyn powietrznych temperatura wynosi $T_1 = 273 + 17 + 15 = 305^oK$ (przypadek braku izolacji rurociągów). Dla rurociągu zaizolowanego (jak w przykładzie) temperatura dolotowa wyniesie $T_I = 273 + 17 + 71,74 \cong 362^oK$. Jednostkowa praca efektywna powietrza gorącego - zgodnie z powyższym równaniem - wyniesie

$$l_{eI} = \frac{362}{305} \cdot l_{e1} = 1,1869 \, l_e$$

Sprawność ekonomiczna siłowni powietrznej, w przypadku rurociągów zaizolowanych

$$\eta_{ekI} = \frac{l_{eI}}{l_{ed}} = \frac{l_e}{l_{ed}} \cdot \frac{T_I}{T_1} = \eta_{ek1} \cdot 1,1869.$$

Dla sprawności $\eta_{ek1} = 0,1362$ oraz dla podanych temperatur T_I i T_1 sprawność ekonomiczna siłowni wzrośnie do wartości $\eta_{ekI} = 0,1617$. Wzrost sprawności (względny) wynosi w tym przypadku ponad 18%.

6. Wnioski

Izolowanie rurociągów powietrza sprężonego będącego nośnikiem energii należy uznać za celowe, gdyż zapewnia to znaczne oszczędności energii. Utrzymanie temperatury powietrza powyżej punktu rosy pozwoli nadto uniknąć kłopotów eksploatacyjnych związanych z wykraplaniem się wody na drodze powietrza między sprężarką i maszyną roboczą.

LITERATURA

[1] Ochęduszko S., Folwarczny J.: Sprawność ekonomiczna siłowni powietrznej. Zeszyty Naukowe Pol. Śl. Energetyka nr 1, Gliwice 1956.

О ВОЗМОЖНОСТИ ПОВЫШЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТА ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ
В ИСПОЛЬЗОВАНИИ СЖАТОГО ВОЗДУХА ДЛЯ ПОЛУЧЕНИЯ МЕХАНИЧЕСКОЙ РАБОТЫ

Р е з ю м е

В статье представлена энергетическая выгода, которую можно получить благодаря ограничению потерь тепла трубопроводов сжатого воздуха.

ON POSSIBILITIES OF INCKREASING THERMODYNAMIC
EFFICIENCY IN MACHINES DRIVEN BY COMPRESSED AIR

S u m m a r y

The paper deals with energy profits which can be obtained by limiting the pipeline heat losses.