

Joachim KOZIOŁ

STRATA ENERGII SPOWODOWANA NIESZCZELNOŚCIĄ RUROCIĄGU SPRĘŻONEGO POWIETRZA

Streszczenie. Określono strumień powietrza odpływający do otoczenia przez nieszczelności rurociągu. Przedstawiono szczegółową i uproszczoną metodę obliczania straty mocy napędowej sprężarki na skutek powyższej nieszczelności. Ilościową ocenę straty przeprowadzono opierając się na wynikach przykładowych obliczeń.

ENERGY LOSSES DUE TO LEAKAGES OF COMPRESSED AIR PIPELINES

Summary. The air stream outflowing to the surroundings as a result of pipeline leakages was defined. The detailed and simplified methods for estimation of losses of driving power of a compressor due to the leakages were presented. A quantitative estimation of the losses of power was based on the results of exemplary calculations.

ENERGIEVERLUSTE DURCH DIE UNDICHTHEIT DER DRUCKLUFTLEITUNG

Zusammenfassung. Der Strom der durch die Undichtheit durchfließenden Druckluft wurde bestimmt. Die detaillierte und vereinfachte Berechnungsmethode der Energieverluste infolge der Undichtheit der Druckluftleitung wurde vorgestellt. Die beispielweise Berechnungsergebnisse wurde angegeben.

1. WSTĘP

Powietrze sprężane jest powszechnie stosowanym czynnikiem energetycznym. Używane jest do napędu urządzeń pneumatycznych (młotów i pras, wiertarek, szlifierek itp.), w spawalnictwie, przy metalizacji natryskowej, do przetłaczania cieczy i rozdrobnionych ciał stałych, do rozruchu silników spalinowych, służy do przedmuchiwania i czyszczenia rurociągów i zbiorników itp. Powietrze sprężone jest szeroko stosowane w przemyśle wydobywczym (zwła-

szcza w tzw. pokładach metanowych), w hutnictwie, przemyśle maszynowym i chemicznym.

Źródłem powietrza sprężonego są sprężarki, w których następuje podwyższenie ciśnienia od parametrów otoczenia do parametrów zapewniających efektywne wykorzystanie tego czynnika u odbiorcy. Użytkownicy powietrza sprężonego są nieraz znacznie oddaleni od miejsca jego pozyskania. Rurociągi służące do transportu powietrza są w takich przypadkach długie. Na skutek mechanicznych lub chemicznych (np. korozyjnych) uszkodzeń rurociągów lub niestarannego ich wykonania (brak uszczelek, niedostatecznego dokręcenia śrub w kołnierzach łączących poszczególne odcinki rurociągów) powstają nieszczelności. Znaczne długości rurociągów, a w szczególności ich nieszczelności są przyczyną określonych strat energetycznych i związanych z nimi strat ekonomicznych.

2. STRUMIEŃ POWIETRZA ODPLYWAJĄCEGO DO OTOCZENIA [1]

Strumień powietrza traconego do otoczenia można wyznaczyć traktując nieszczelność jak dyszę Bendemanna. Sposób wyznaczania strumienia czynnika zależy od stosunku ciśnienia powietrza otoczenia p_{ot} oraz w rurociągach p_r . Dla stosunku p_{ot}/p_r mniejszego od charakterystycznej wartości:

$$\beta = \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} = 0,53 \quad (1)$$

gdzie: κ – wykładnik adiabaty (dla powietrza $\kappa = 1,4$),
występuje maksymalny strumień czynnika:

$$\delta \dot{G}_{\max} = F_n \alpha_n \sqrt{\kappa \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa + 1}{\kappa - 1}} \frac{p_r}{\sqrt{RT_r}}} = 0,04 F_n \alpha_n \frac{p_r}{\sqrt{T_r}} \quad (2)$$

gdzie:

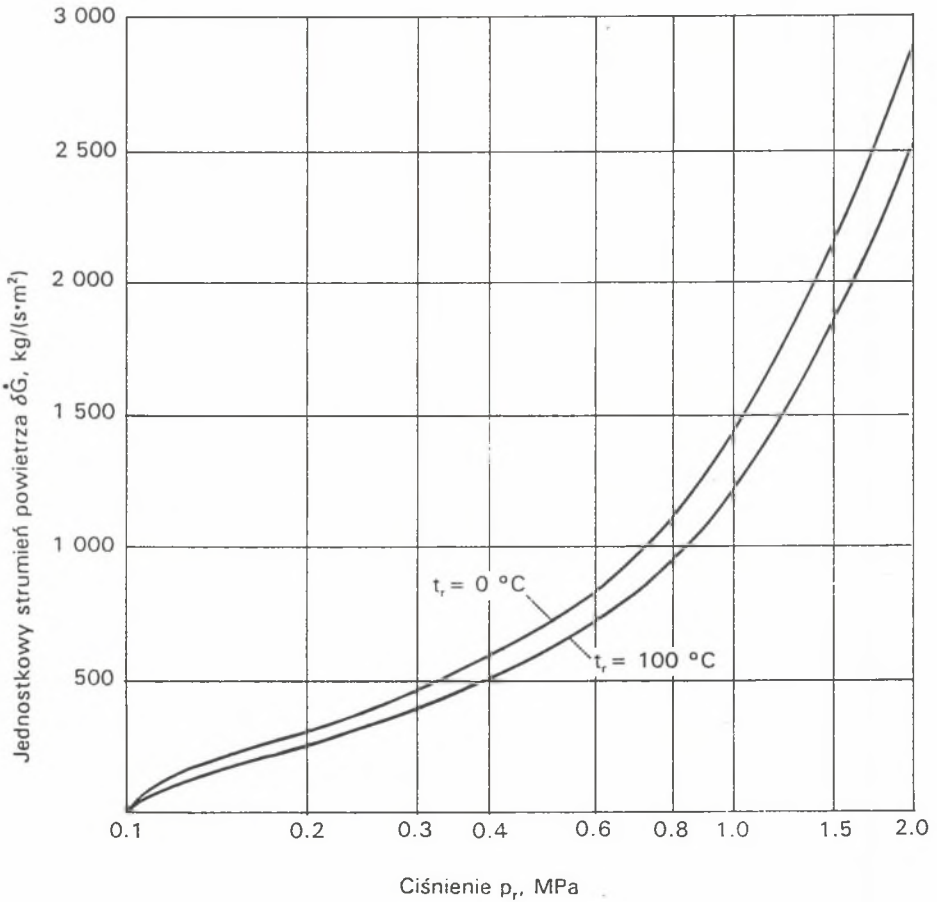
- F_n – powierzchnia przepływu powietrza w nieszczelności, m^2 ,
- α_n – współczynnik korekcyjny ($\alpha_n = 0,5 - 0,7$, średnio $\alpha_n = 0,6$),
- T_r – bezwzględna temperatura sprężonego powietrza w miejscu wystąpienia nieszczelności, K,
- R – indywidualna stała gazowa (dla powietrza $R = 287 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$).

W równaniu (2) należy p_r podstawić w Pa, obliczony zaś strumień $\delta \dot{G}_{\max}$ jest wyrażony w kg/s.

Dla stosunków $p_{ot}/p_r \geq \beta = 0,53$ strumień powietrza oblicza się ze wzoru

$$\delta\dot{G} = \delta\dot{G}_{\max} \sqrt{1 - \left(\frac{\frac{P_{\text{ot}}}{P_r} - \beta}{1 - \beta}\right)^2} = \delta\dot{G}_{\max} \sqrt{1 - 4,5 \left(\frac{P_{\text{ot}}}{P_r} - 0,53\right)^2} \quad (3)$$

Wartości $\delta\dot{G}$ wyznaczone ze wzorów (2), (3) mogą mieć jedynie orientacyjne znaczenie ze względu na trudności w dokładnym określeniu powierzchni F_n oraz współczynnika α_n .



Rys. 1. Strumień traconego powietrza odniesiony do jednostki powierzchni nieszczelności

Fig. 1. The flow rate of the loosing air with respect to the unit of the untightness surface

Na rys. 1 przedstawiono orientacyjne wartości strumieni sprężonego powietrza odniesione do jednostki powierzchni nieszczelności. Z rysunku wynika, że w zakresie prawdopodobnych zmian parametrów fizycznych o stratach powietrza decyduje jego ciśnienie.

3. WPLYW NIESZCZELNOŚCI NA STRATY ENERGETYCZNE

Ocenę strat energetycznych należy przeprowadzić analizując możliwość ich kompensacji. W celu dostarczenia odbiorcom wymaganych ilości sprężonego powietrza należy w stacji sprężarek sprężyć większą ilość powietrza. Zwiększony strumień czynnika przepływa do miejsca wystąpienia nieszczelności z prędkością większą niż w szczelnym rurociągu. Powoduje to równoczesne zwiększenie oporów przepływu powietrza w rurociągu. Przy wyznaczaniu wpływu nieszczelności rurociągów powietrza sprężonego na efekty energetyczne przyjęto następujące założenia:

- ze względu na stosunkowo duże długości rurociągów opory miejscowe można pominąć,
- ze względu na małe wartości stosunku $\delta\dot{G}/\dot{G}$ – strumienia powietrza $\delta\dot{G}$ traconego do otoczenia przez nieszczelności oraz strumienia powietrza \dot{G} dostarczanego odbiorcom, nieszczelności nie mają wpływu na średnią temperaturę czynnika w rurociągu,
- pomija się wpływ oporów przepływu rurociągu na tzw. liczbę tarcia.

Moc napędowa sprężarek zasilających szczelny rurociąg można określić ze wzoru [1]:

$$N_N = \frac{1}{\eta_{iT} \eta_{em}} \dot{G} R T_{ot} \ln \frac{p_{re} + \delta p_r}{p_{ot}} \quad (4)$$

gdzie:

η_{iT} – sprawność wewnętrzna, izotermiczna sprężarki,

η_{em} – sprawność elektromechaniczna zespołu sprężarki i silnika napędowego,

p_{re} – efektywne ciśnienie wymagane u odbiorcy,

δp_r – strata ciśnienia wynikająca z oporów przepływu.

Opory wywołane przepływem powietrza w tzw. rurociągach długich¹⁾ można obliczyć wykorzystując zależności przedstawione w [2]:

¹⁾ W rurociągach długich, w odróżnieniu od rurociągów krótkich, uwzględnia się wpływ zmiany gęstości czynnika na opory przepływu czynnika.

$$\delta p_r = p_{re} \left[\sqrt{1 + \frac{\lambda_f}{p_{re}^2 d} \left(\frac{\dot{G}}{F_r} \right)^2 R T_m L} - 1 \right], \quad (5)$$

gdzie:

λ_f – liczba tarcia,

F_r – przekrój poprzeczny rurociągu, m^2 ,

T_m – średnia temperatura powietrza, K,

L – długość rurociągu, m,

d – średnica wewnętrzna rurociągu, m.

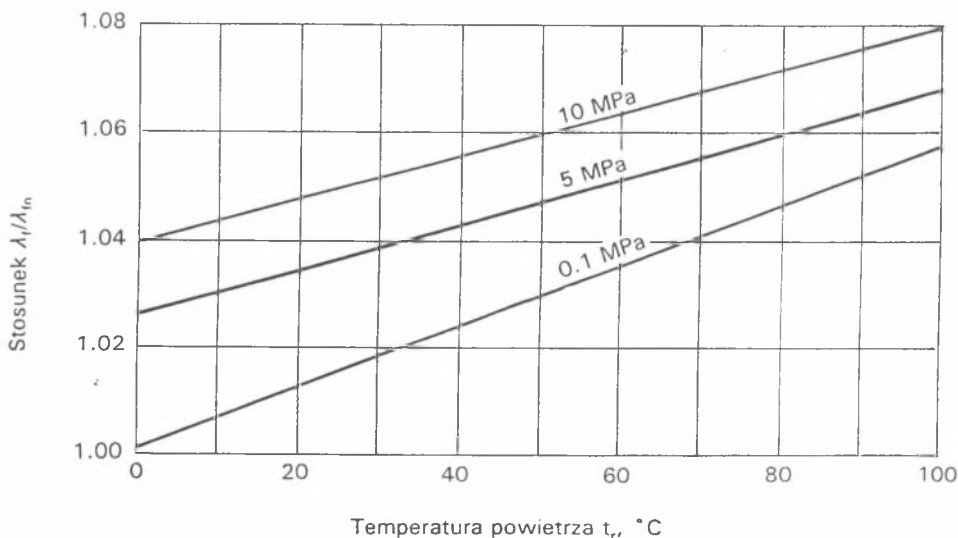
Dla tzw. rurociągów hydraulicznie gładkich przy przepływie burzliwym ($4 \cdot 10^3 < Re < 8 \cdot 10^6$) liczbę tarcia określa się ze wzoru Blasiusa

$$\lambda_f = 0,3164 (Re)^{-0,25} = 0,3164 \left(\frac{F_r \eta}{\dot{G} d} \right)^{0,25} \quad (6)$$

gdzie: η – dynamiczny współczynnik lepkości.

W celu określenia wpływu ciśnienia i temperatury na liczbę tarcia określono wartość stosunku λ_f/λ_{fn} (gdzie λ_{fn} – liczba tarcia odpowiadająca warunkom normalnym przepływającego czynnika: $p = 0,1 \text{ MPa}$, $t = 0^\circ\text{C}$).

Z obliczonych wartości stosunku λ_f/λ_{fn} (rys. 2) wynika, że w zakresie najczęściej spotykanych parametrów powietrza sprężonego wpływ temperatury,



Rys. 2. Wpływ ciśnienia i temperatury przepływającego powietrza na liczbę tarcia

Fig. 2. The influence of the air pressure and temperature on the friction number

a zwłaszcza ciśnienia, na liczbę tarcia jest niewielki. Wcześniej przyjęte założenie „c” można więc uznać za uzasadnione.

Wstawiając (6) do (5) uzyskuje się

$$\delta p_r = p_{re} \left[\sqrt{1 + \frac{C}{p_{re}^2} \dot{G}^{1,75} L} - 1 \right], \quad (7)$$

gdzie

$$C = 438,4 \frac{\eta^{0,25} T_m}{d^{4,75}}, \quad \frac{\text{kg}^{0,25}}{\text{m}^3 \text{s}^{2,25}}.$$

Dla rurociągu, w którym w odległości $z \cdot L$ ($z < 1$) od stacji sprężarek występuje nieszczelność, przez którą odpływa do otoczenia strumień $\delta \dot{G}$ powietrza, obowiązuje zależność:

$$(1 + \zeta) N_N = \frac{1}{\eta_{iT} \eta_{em}} \dot{G} (1 + x) RT_{ot} \ln \frac{p_{re} + \delta p_{rn}}{p_{ot}}, \quad (8)$$

gdzie:

ζ – wskaźnik strat energii napędowej,

$x = \frac{\delta \dot{G}}{\dot{G}}$ – stopień nieszczelności rurociągu,

δp_{rn} – opory przepływu powietrza przez nieszczelny rurociąg.

Określenie wartości wskaźnika ζ jest głównym celem niniejszego opracowania.

Wartość oporów δp_{rn} przepływu można wyznaczyć z zależności analogicznych do równania (7). Uzyskuje się wtedy:

$$\delta p_{rn} = \delta p_{rn1} + \delta p_{rn2}, \quad (9)$$

gdzie:

$$\delta p_{rn1} = p_{re} \left[\sqrt{1 + \frac{C}{p_{re}^2} \dot{G}^{1,75} L(1 - z)} - 1 \right], \quad (10)$$

$$\delta p_{rn2} = (p_{re} + \delta p_{rn1}) \left[\sqrt{1 + \frac{C}{(p_{re} + \delta p_{rn1})^2} \dot{G}^{1,75} (1 + x)^{1,75} Lz} - 1 \right]. \quad (11)$$

Analizując równania (7), (10) i (11) można zauważyć, że występujące w wyrażeniach podpierwiastkowych człony zależne od \dot{G} są znacznie mniejsze od jedności. W związku z tym można, z wystarczającą w obliczeniach szacunkowych dokładnością, opory przepływu δp_r i δp_{rn} wyznaczyć z zależności upro-

szczonych. Uzyskuje się je przez zastąpienie funkcji pierwiastkowych pierwszymi wyrazami ich rozwinięcia w szereg. Otrzymuje się wtedy:

$$\delta p_r = \frac{1}{2p_{re}} C \dot{G}^{1,75} L, \quad (12)$$

$$\delta p_{rn} = \delta p_r [(1 - z) + z(1 + x)^{1,75}]. \quad (13)$$

Identyczne wzory uzyskuje się pomijając przy określaniu oporów przepływu zmiany gęstości czynnika przy jego przepływie przez rurociąg. Przy wykorzystaniu zależności uproszczonych (12) i (13) wzór (8) przyjmuje postać [1]:

$$1 + \zeta_u = (1 + x) \frac{\ln \frac{p_{re}}{p_{ot}} \{1 + \gamma[(1 - z) + z(1 + x)^{1,75}]\}}{\ln \frac{p_{re}}{p_{ot}} (1 + \gamma)}, \quad (14)$$

gdzie:

$$\gamma = \frac{\delta p_r}{p_{re}}.$$

4. WYNIKI PRZYKŁADOWYCH OBLICZEŃ

Na podstawie wyżej przedstawionych zależności przeprowadzono wielowariantowe obliczenia. W obliczeniach przyjęto, że długość rurociągu wynosi $L = 1000$ m, a jego średnica $d = 0,3$ m. Ponadto przyjęto: temperaturę powietrza zmieniającą się w zakresie $20 - 60^\circ\text{C}$, efektywne ciśnienie wymagane u odbiorcy $p_{re} \in [0,2; 0,6; 1,0]$ MPa. Strumień powietrza $[5, 10, 15]$ kg/s, stopień nieszczelności rurociągu $x \leq 0,15$, wskaźnik lokalizacji nieszczelności $z \in [0,25; 0,5; 0,75]$. Przykładowe wyniki obliczeń przedstawiono na rys. 3, 4 i 5.

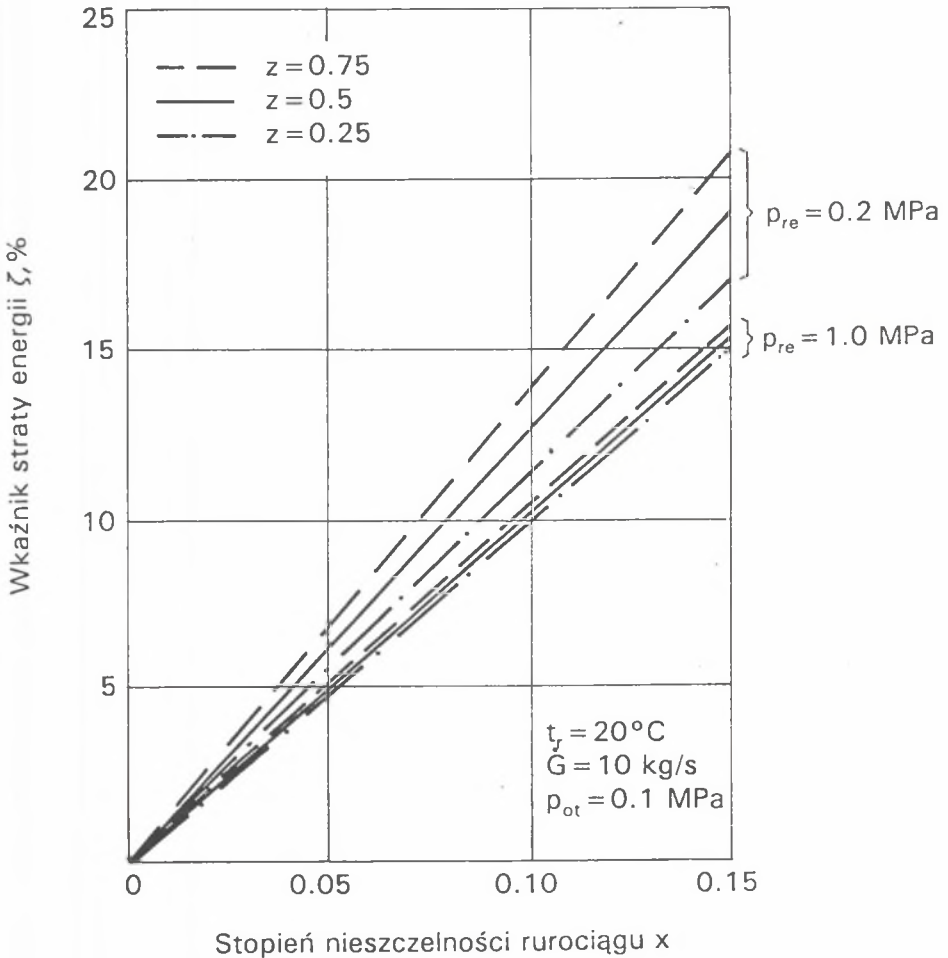
Przeanalizowano wpływ stopnia nieszczelności (rys. 3), efektywnego ciśnienia (rys. 4) oraz strumienia przepływającego powietrza (rys. 5) na wskaźnik straty energii napędowej. Istotny wpływ na wskaźnik straty energii napędowej ma stopień nieszczelności, ciśnienie powietrza oraz miejsce lokalizacji nieszczelności. Strata energii jest tym większa, im większy jest stopień nieszczelności, mniejsze jest ciśnienie powietrza oraz im nieszczelność jest zlokalizowana bliżej odbiorcy. Strumień i temperatura przepływającego czynnika w małym stopniu wpływają na wskaźnik straty energii napędowej.

Na rys. 6 porównano wyniki uproszczonych i szczegółowych obliczeń wskaźnika straty. Za miarę niezgodności przyjęto uważać stosunek:

$$\Phi = \frac{\zeta}{\zeta_u},$$

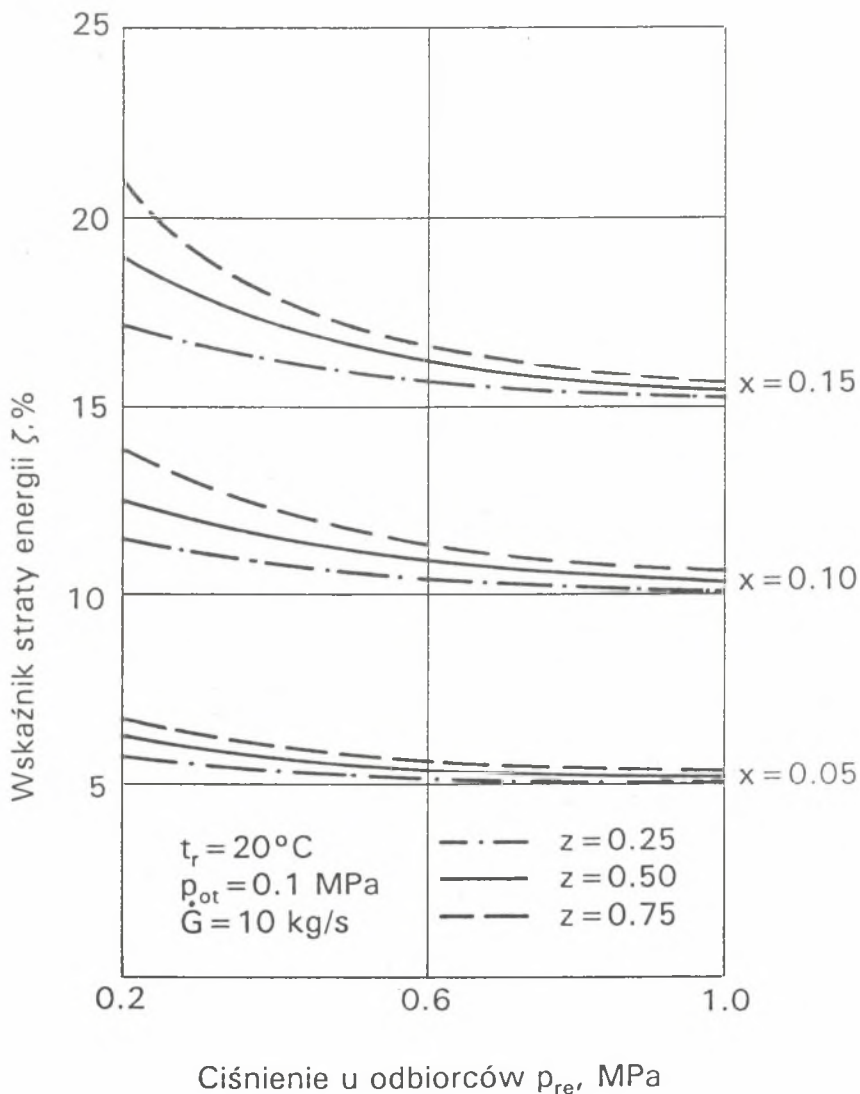
gdzie: ζ , ζ_u – wartości wskaźnika wyznaczone odpowiednio z równań (8) i (14).

Z uzyskanych rezultatów wynika, że stosowanie zależności uproszczonych prowadzi do większych niedokładności, gdy ciśnienie powietrza jest niższe, nieszczelność jest zlokalizowana bliżej odbiorcy, strumień powietrza jest



Rys. 3. Wpływ nieszczelności rurociągów na stratę energii napędowej

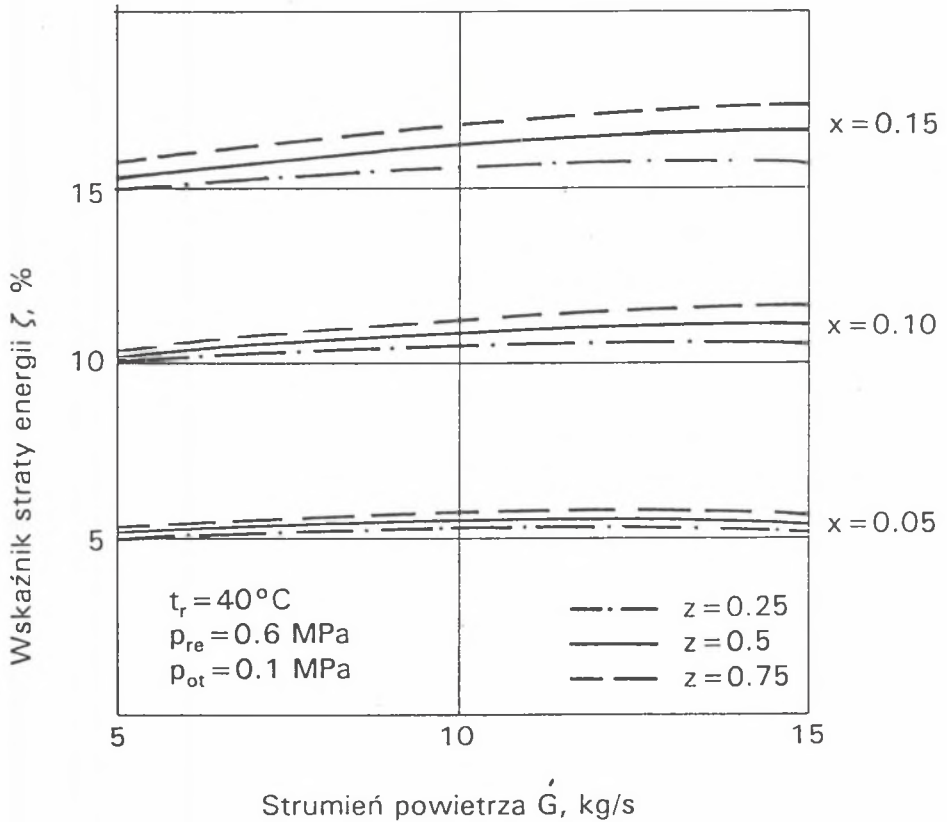
Fig. 3. The influence of the pipeline untightness on the waste of driving energy



Rys. 4. Wpływ ciśnienia powietrza na stratę energii napędowej spowodowaną przez nieszczelności rurociągów

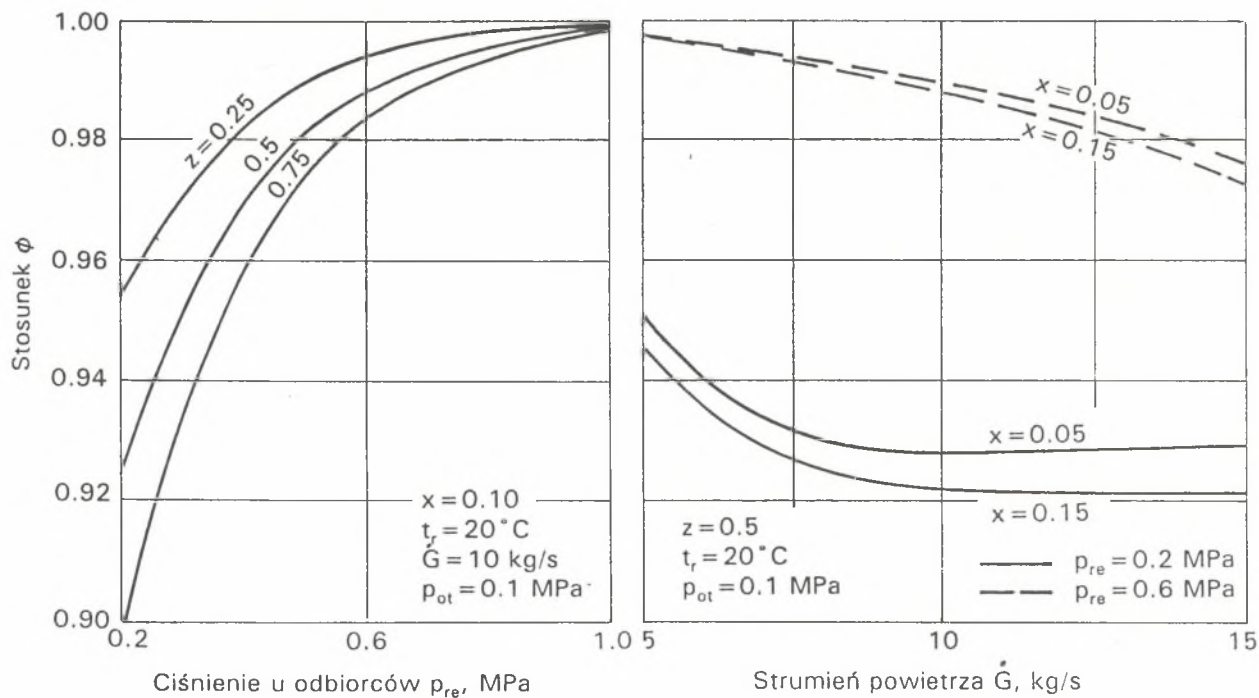
Fig. 4. The influence of the air pressure on the waste of driving energy caused by pipeline untightness

mniejszy, a nieszczelność większa. W przeanalizowanym zakresie zmian parametrów stosowanie formuły uproszczonej wiąże się z niedokładnością nie przekraczającą 12%. Zależności uproszczone prowadzą do zawyżonych wartości strat energii.



Rys. 5. Wpływ strumienia przepływającego powietrza na stratę energii napędowej spowodowaną przez nieszczelności rurociągów

Fig. 5. The influence of the air flow rate on the waste of driving energy caused by pipeline untightness



Rys. 6. Porównanie wyników uproszczonych i szczegółowych obliczeń wskaźnika straty energii napędowej: a) wpływ ciśnienia, b) wpływ strumienia powietrza

Fig. 6. The comparison of results of the simplified and accurate calculations of the waste driving energy coefficient: a) influence of the pressure, b) influence of the air flow rate

LITERATURA

- [1] Szargut J., Ziębik A., Koziół J., i inni: Racjonalizacja użytkowania i energii w zakładach przemysłowych. Poradnik audytora energetycznego. Fundacja Poszanowania Energii, Warszawa 1994.
- [2] Szargut J.: Termodynamika techniczna. Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 1991.

Recenzent Dr hab. inż. Jan Składzień

Wpłynęło do Redakcji 6. 03. 1995 r.

Abstract

The compressed air pipeline untightness causes an extended demand of driving energy in compressors. The demand is a result of greater air flow (amount) and greater pressure losses while air flowing in the pipeline.

The formulas (2) and (3) let define the flow (amount) lost to the surroundings according to pressure and temperature in the pipeline. The air pressure losses (flow resistances) in the pipeline can be calculated using the formulas (7), (11). The energy relative losses are defined using ratio of driving power compressor supplying air to a pipeline with defined untightness and with known location of it to driving power of compressor supplying air to right pipeline. The energy relative losses can be calculated using formula (8). The simplifield formulas for estimating pressure and energy relative losses are given besides the precise ones.

The multivariant numerical calculations of energy losses were carried out. It was found that the greater pipeline untightness, the lower air pressure and the farther from the compressor the untightness is located the higher energy relative losses are. The temperature and transported air flow hare insignificant influence on the driving energy relative losses. The precise and simplified calculations of energy relative losses coefficient were compared. The losses estimation inaccurancy for the practical circumstances can reach 12%. The lower pressure in the pipeline, the higher untightness degree and the farther from the compressor the untightness is located, the higher inaccuracies are.