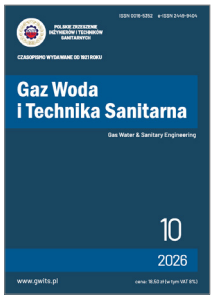
DOI: 10.65545/GWITS.2026.10.03

POLSKIE ZRZESZENIE INŻYNIERÓW I TECHNIKÓW SANITARNYCH

Gaz Woda i Technika Sanitarna
Gas Water & Sanitary Engineering



Artykuł dostępny / Open Access: www.gwits.pl

Analiza doboru sprężarek odśrodkowych w tłoczniach gazu w zmiennych warunkach użytkowania

Analysis of centrifugal compressor selection in gas compressor stations under variable operating conditions

Adrianna Kornacka[1], *Maciej Witek*[1]*

[1] *Wydział Inżynierii Środowiska, Politechnika Warszawska*
* *Kontakt / Correspondence: maciej.witek@pw.edu.pl*

Streszczenie:
W artykule przedstawiono analizę doboru sprężarek wirowych w tłoczniach gazu ziemnego z uwzględnieniem zmiennych warunków eksploatacyjnych. Obliczenia przeprowadzono metodą deterministyczną dla ośmiu punktów pracy odpowiadających warunkom letnim i zimowym. Wyznaczono współczynnik ściśliwości i gęstość gazu, parametry termodynamiczne procesu sprężania oraz zapotrzebowanie na moc mechaniczną sprężarki z wykorzystaniem modeli izentropowego i politropowego. Przy stałym strumieniu objętości gazu przeanalizowano wpływ temperatury gazu na ssaniu, stopnia sprężania oraz sprawności izentropowej na wymaganą moc sprężarki. Dodatkowo przeanalizowano wpływ 20% mol domieszki wodoru do gazu ziemnego na obliczeniową moc izentropową sprężarki wirowe.
Słowa kluczowe: tłocznia gazu, sprężarka wirowa, model politropowy, model izentropowy

Abstract:
This article presents an analysis of the selection of centrifugal compressors, used in natural gas compressor stations, taking into account variable operating conditions. The calculations were performed using a deterministic method for eight operating points corresponding to summer and winter conditions. A gas compressibility factor and density, thermodynamic parameters of the compression process, and the compressor mechanical power demand were determined using isentropic and polytropic models, and the obtained results were compared. At a constant volumetric gas flow rate, the effects of suction gas temperature, compression ratio, and isentropic efficiency on the required compressor power were analysed. In addition, the effect of a blended natural gas with 20% mol hydrogen on calculated isentropic power of centrifugal compressor was analysed.
Keywords: gas compressor station, centrifugal compressor, polytropic model, isentropic model

1. Wstęp

Stacje kompresorowe stanowią istotny element systemów przesyłowych gazu ziemnego, umożliwiający utrzymanie wymaganych parametrów transportu, w szczególności ciśnień i przepływu. Jednym z kluczowych zagadnień projektowych i eksploatacyjnych jest właściwy dobór agregatów sprężarkowych do zmiennych warunków funkcjonowania sieci. Parametry tłoczni mogą zmieniać się w zależności od ciśnienia ssania i tłoczenia, strumienia sprężanego gazu, jego składu oraz temperatury gazu i powietrza atmosferycznego [6]. W tłoczniach gazu stosowane są agregaty sprężarkowe tłokowe oraz wirowe. W nowo projektowanych tłoczniach w systemach przesyłowych stosowane są przede wszystkim sprężarki wirowe odśrodkowe, których dobór wymaga uwzględnienia zarówno zapotrzebowania na moc, jak i dopuszczalnego zakresu pracy wynikającego z charakterystyki agregatu sprężarkowego. Praca kompresora wirowego w pobliżu granicy pompażu lub w obszarze obniżonej sprawności może prowadzić do niestabilności działania maszyny, wzrostu obciążeń mechanicznych oraz pogorszenia efektywności agregatu. Z tego względu dobór sprężarki powinien uwzględniać zmienność parametrów użytkowania oraz położenie przewidywanych punktów pracy w polu charakterystyki. Celem przeprowadzonej analizy była ocena doboru sprężarek wirowych do warunków użytkowania tłoczni gazu oraz określenie wpływu wybranych parametrów procesu na zapotrzebowanie na moc. Obliczenia wykonano dla punktów odpowiadających warunkom letnim i zimowym. Uzyskane wartości porównano z wynikami programu

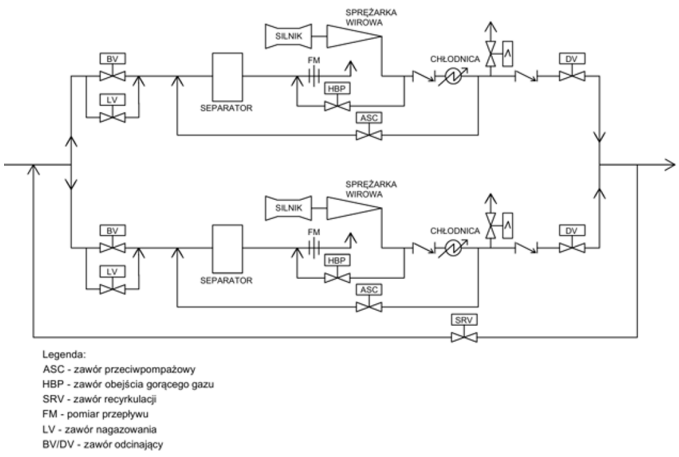
Artykuł / Article: Nadesłany / Received: 22.09.2026; Zrecenzowany / Revised: 29.09.2026; Zaakceptowany / Accepted: 1.10.2026; Opublikowany / Published: 26.10.2026

Prawa autorskie: © 2026 autorów. Licencjobiorca: PZITS. Artykuł w otwartym dostępie na licencji Creative Commons CC BY 4.0. / Copyright: © 2026 by the authors. Licensee PZITS. This article is an open access under the Creative Commons CC BY 4.0 license.

doboru producenta sprężarek, a następnie przeprowadzono analizę z wykorzystaniem modeli izentropowego i politropowego. Oceniono również wpływ temperatury gazu na ssaniu, stopnia sprężania i sprawności izentropowej oraz przeanalizowano przypadek podnoszenia ciśnienia mieszaniny gazu ziemnego zawierającej 20% mol wodoru. Niniejszy artykuł powstał na podstawie pracy dyplomowej zrealizowanej w 2026 r. na Wydziale Inżynierii Środowiska Politechniki Warszawskiej.

2. Elementy tłoczni gazu

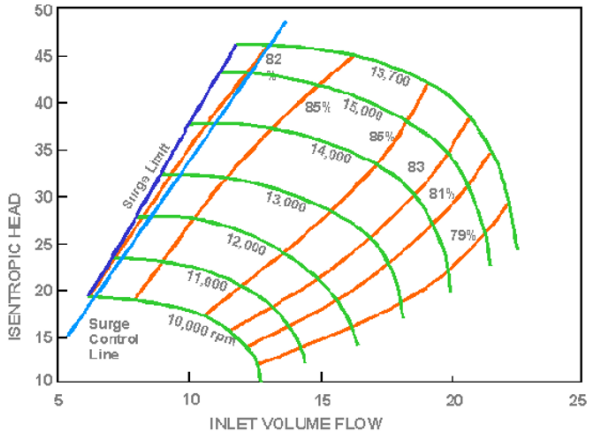
Tłocznia gazu stanowi zespół instalacji technologicznych, których zadaniem jest podwyższenie ciśnienia gazu do poziomu umożliwiającego jego transport w systemie przesyłowym. Do podstawowych elementów tłoczni należą gazociągi technologiczne, agregaty sprężarkowe wraz z napędami, układy recyrkulacyjne, instalacje odcinające i upustowe, systemy sterowania i zabezpieczeń oraz wyposażenie pomocnicze. Istotnym elementem stacji kompresorów są również układy oczyszczania i chłodzenia gazu [8]. Schemat ideowy tłoczni gazu z dwoma agregatami sprężarkowymi odśrodkowymi przedstawiono na rys. 1.



Rys. 1. Schemat ideowy rozpatrywanej tłoczni gazu (opracowanie własne na podstawie [1])
Fig. 1. Schematic diagram of a considered gas compressor station (authors' own study based on [1])

W przedstawionym układzie gaz przed doprowadzeniem do sprężarek przepływa przez separatory, natomiast po procesie sprężania kierowany jest do chłodnic, które umożliwiają obniżenie temperatury gazu do poziomu zapewniającego odpowiednie warunki dalszego transportu i pracy elementów gazociągów po stronie wyjściowej. W tłoczniach gazu ziemnego najczęściej stosowane są chłodnice powietrzne, w których ciepło odbierane jest przez otaczającą atmosferę [2]. Istotnym elementem wyposażenia sprężarek wirowych jest obwód recyrkulacyjny umożliwiający zawrócenie części sprężonego gazu z tłoczenia kompresora na stronę ssawną. Układ ten stabilizuje pracę agregatu sprężarkowego oraz ogranicza ryzyko wystąpienia pompażu. W analizowanym schemacie każdy zespół sprężarkowy wyposażony jest w zawór przeciwpompażowy, umożliwiający skierowanie części gazu z wylotu kompresora przez chłodnicę końcową z powrotem na stronę ssawną [1].

Sprężarki wirowe mogą być napędzane silnikami turbospalinowymi lub wysokoobrotowymi silnikami elektrycznymi. Wymagania ogólne dotyczące sprężarek odśrodkowych stosowanych w przemyśle gazu ziemnego określono m.in. w normie ISO 10439-1 [3]. Zasada ich działania opiera się na przekazywaniu energii mechanicznej przepływającemu gazowi za pośrednictwem wirnika, czego efektem jest wzrost ciśnienia przetłaczanego czynnika. Warunki pracy sprężarki wirowej przedstawiane są za pomocą charakterystyk danej maszyny, określającej zależności pomiędzy przetłaczanym strumieniem, przyrostem energii gazu, prędkością obrotową oraz sprawnością. Zbiór charakterystyk umożliwia określenie dopuszczalnego pola pracy sprężarki oraz ocenę położenia poszczególnych punktów eksploatacyjnych [5].



Rys. 2. Przykładowe pole pracy sprężarki wirowej [5]
Fig. 2. Example operating range of the centrifugal compressor [5]

Jednym z podstawowych ograniczeń operacyjnych sprężarek wirowych jest zjawisko pompażu występujące przy zbyt małym strumieniu przetłaczanego gazu dla danej prędkości obrotowej. Może ono powodować pulsacje ciśnienia, przepływ zwrotny oraz drgania prowadzące do uszkodzeń mechanicznych. Na rys. 2 zaznaczono linię sterowania przeciwpompażowego, ograniczającą dopuszczalny obszar pracy sprężarki od strony małych strumieni przepływu. Z tego względu charakterystyka sprężarki określa dopuszczalne pole pracy ograniczone między innymi linią pompażu oraz minimalną i maksymalną prędkością obrotową [5]. Dobór sprężarki dla określonych warunków użytkowania wymaga wyznaczenia parametrów procesu sprężania i zapotrzebowania na moc, a następnie naniesienia punktów pracy na charakterystykę maszyny. Za poprawnie dobraną można uznać sprężarkę, dla której analizowane punkty znajdują się w dopuszczalnym obszarze pracy, z zachowaniem odpowiedniego marginesu względem granicy pompażu oraz ograniczeń prędkości obrotowej i sprawności.

3. Dane wejściowe i metodyka obliczeń sprężarek wirowych

Dobór agregatów sprężarkowych może być prowadzony z wykorzystaniem modelowania probabilistycznego, uwzględniającego zmienność statystyczną parametrów pracy tłoczni lub deterministycznego, opartego na analizie konkretnych punktów pracy [4]. W niniejszym artykule zastosowano podejście

deterministyczne, umożliwiające ocenę położenia wybranych punktów eksploatacyjnych na charakterystykach sprężarek oraz obliczenie odpowiadającego im zapotrzebowania na moc.

Analizą objęto osiem punktów pracy sprężarki, obejmujących cztery warianty odpowiadające warunkom letnim (S1-S4) oraz cztery odpowiadające warunkom zimowym (W1-W4). Dane wejściowe dla punktów referencyjnych S1 i W1 przyjęto na podstawie raportu obliczeniowego programu producenta sprężarek [9]. Dla pozostałych punktów pracy przyjęto zmienne wartości ciśnienia gazu na ssaniu i tłoczeniu oraz strumienia objętości, zgodnie z założeniami przedstawionymi w pracy dyplomowej. Dla warunków letnich przyjęto temperaturę gazu na ssaniu równą 25°C, natomiast dla warunków zimowych 0°C. Rozpatrywane punkty różniły się wartościami ciśnienia na ssaniu i tłoczeniu, strumienia objętościowego oraz sprawności izentropowej sprężarki. Zestawienie parametrów przyjętych dla wszystkich ośmiu punktów pracy przedstawiono w tabeli 1.

Tabela 1. Podstawowe dane analizowanych punktów pracy (opracowanie własne)
Table 1. Basic data for the analysed operating points (authors' own study)

Punkt	T_1 [°C]	p_1 [kPa]	p_2 [kPa]	Q_1 [m³/h]	ηis [%]
S1	25	3100	7100	7409,11	76,9
S2	25	3400	5800	8245,45	61,1
S3	25	4500	8500	6221,39	76,3
S4	25	3100	7100	4445,46	80,6
W1	0	3100	7100	6636,91	77,9
W2	0	3400	5800	7368,10	63,7
W3	0	4500	8500	5508,13	77,5
W4	0	3100	7100	3982,15	80,3

Na podstawie składu gazu ziemnego wyznaczono masę molową mieszaniny wynoszącą 16,372 kg/kmol. Następnie określono temperaturę i ciśnienie pseudokrytyczne mieszaniny oraz odpowiadające im parametry pseudoredukowane. Współczynnik ściśliwości gazu wyznaczono za pomocą korelacji Papay, stanowiącej analityczne przybliżenie zależności przedstawianych na wykresie Standinga-Katza [11]. Obliczone właściwości gazu wykorzystano następnie do określenia parametrów procesu sprężania dla poszczególnych punktów pracy.

3.1. Metodyka wyznaczania mocy maszyny w modelu izentropowym

Zapotrzebowanie na moc sprężarki wyznaczono przy założeniu izentropowego procesu sprężania, z uwzględnieniem właściwości gazu rzeczywistego. Moc przekazywaną sprężanemu gazowi określono na podstawie strumienia masowego oraz przyrostu entalpii zgodnie z zależnością [7]:

$$P_G = \dot{m} \cdot \Delta h \tag{1}$$

gdzie:
P_G – moc oddana gazowi, kW
$\dot{m}$ – strumień masowy gazu, kg/s
Δh – przyrost entalpii gazu, kJ/kg

Strumień masowy wyznaczono na podstawie gęstości gazu w warunkach ssania i strumienia objętościowego:

$$\dot{m} = \rho_1 \cdot Q_1 \tag{2}$$

gdzie:
ρ_1 – gęstość gazu w warunkach ssania (p_1, T_1), kg/m³
Q_1 – strumień objętości gazu w warunkach ssania (p_1, T_1), m³/s

Gęstość gazu w warunkach ssania wyznaczono ze zmodyfikowanego równania Clapeyrona, z uwzględnieniem współczynnika ściśliwości:

$$\rho_1 = \frac{p_1}{(Z_1 \cdot R \cdot T_1)} \tag{3}$$

gdzie:
T_1 – temperatura gazu na ssaniu, K
p_1 – ciśnienie statyczne gazu na ssaniu, Pa
Z_1 – współczynnik ściśliwości w warunkach ssania (p_1, T_1)
R – indywidualna stała gazowa, J/kgK

Dla izentropowego procesu sprężania temperaturę gazu po sprężaniu wyznaczono z zależności:

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} \tag{4}$$

gdzie:
k – wykładnik izentropy
T_2 – temperatura gazu po sprężaniu izentropowym, K

Przyrost entalpii gazu w procesie izentropowym wyznaczono z zależności:

$$\Delta h = c_p \cdot T_1 \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right] \tag{5}$$

gdzie:
c_p – ciepło właściwe gazu przy stałym ciśnieniu, kJ/kgK

Po wyznaczeniu parametrów procesu określono wymaganą moc mechaniczną na wale sprężarki z uwzględnieniem sprawności całkowitej:

$$P_{wał} = \frac{P_G}{\eta_c} \tag{6}$$

gdzie:
$P_{wał}$ – wymagana moc mechaniczna na wale sprężarki, kW
η_c – sprawność całkowita sprężarki

Sprawność całkowitą określono jako iloczyn sprawności mechanicznej i izentropowej:

$$\eta_c = \eta_m \cdot \eta_{iz} \tag{7}$$

gdzie:
η_c – sprawność całkowita sprężarki
η_m – sprawność mechaniczna sprężarki
η_{iz} – sprawność izentropowa procesu sprężania

Dla każdego z ośmiu analizowanych punktów pracy wyznaczono współczynnik ściśliwości, gęstość gazu, strumień masowy, temperaturę po sprężaniu, przyrost entalpii oraz wymaganą moc sprężarki. Wyznaczone wartości wykorzystano następnie do oceny położenia punktów roboczych na charakterystykach przykładowych sprężarek dostępnych na rynku.

3.2. Metodyka wyznaczania mocy maszyny w modelu politropowym

W celu porównania wyników uzyskanych przy zastosowaniu różnych modeli termodynamicznych przeprowadzono również

DOI: 10.65545/GWITS.2026.10.03

obliczenia z wykorzystaniem modelu politropowego. Obliczenia wykonano dla tych samych ośmiu punktów pracy S1-S4 i W1-W4, które analizowano w modelu izentropowym. Do wyznaczenia parametrów procesu wykorzystano politropową różnicę entalpii (pracę sprężarki) oraz sprawność politropową.

Politropową pracę sprężania wyznaczono zgodnie z zależnością [7]:

$$\Delta h_n = \left(\frac{n}{n-1}\right) Z_1 R_s T_1 \left[\varepsilon^{\frac{n-1}{n}} - 1\right] \quad (8)$$

gdzie:

Δh_n – politropowa praca sprężarki, J/kg
n – wykładnik politropy
Z_1 – współczynnik ściśliwości gazu w warunkach ssania
R_S – indywidualna stała gazowa, J/kgK
T_1 – temperatura gazu na ssaniu, K
$p1$ i p_2 – oznaczają odpowiednio ciśnienie ssania i tłoczenia, Pa
$\varepsilon = p_2/p_1$ – stopień sprężania

Moc sprężarki w modelu politropowym wyznaczono z uwzględnieniem strumienia masowego gazu oraz sprawności politropowej zgodnie z zależnością:

$$P_{poly} = \frac{\dot{m} \cdot \Delta h_n}{\eta_{poly}} \quad (9)$$

gdzie:

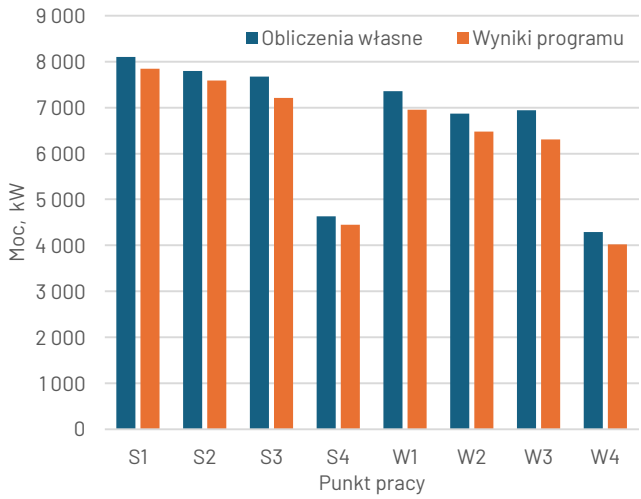
P_{poly} – moc sprężarki wyznaczona metodą politropową, kW
$\dot{m}$ – strumień masowy gazu, kg/s
η_{poly} – sprawność politropowa sprężarki

Obliczenia przeprowadzono dla wszystkich analizowanych punktów pracy. Uzyskane wartości mocy politropowej porównano następnie z mocą wyznaczoną przy zastosowaniu modelu izentropowego, określając różnice bezwzględne i względne pomiędzy wynikami obu metod.

4. Wyniki obliczeń i dobór agregatu sprężarkowego

4.1. Weryfikacja modelu obliczeniowego

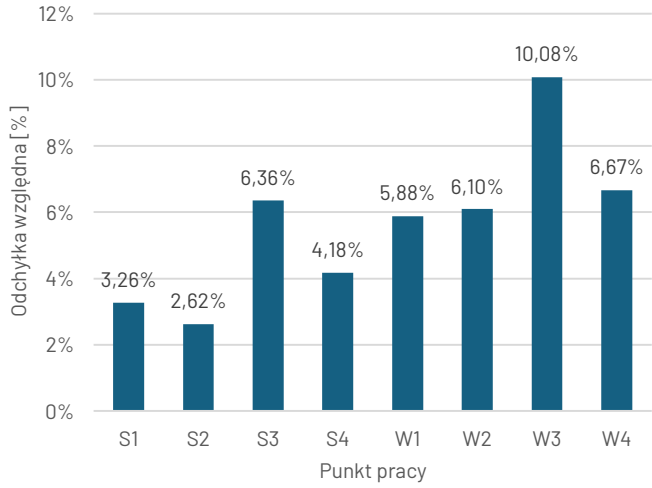
Dla analizowanych punktów pracy wyznaczono zapotrzebowanie na moc sprężarki w warunkach letnich i zimowych z wykorzystaniem modelu izentropowego. Dla punktu S1 obliczona moc na wale wyniosła 8,10 MW, natomiast dla odpowiadającego mu wariantu zimowego W1 7,36 MW. W celu weryfikacji zastosowanej metody wyniki obliczeń własnych porównano z wartościami uzyskanymi z programu doboru producenta sprężarek [9]. Dla punktów odpowiadających warunkom letnim odchyłki względne mieściły się w zakresie 2,6–6,4%, natomiast dla warunków zimowych wynosiły 5,9–10,1%. We wszystkich analizowanych przypadkach wartości mocy wyznaczone metodą analityczną były wyższe od wartości uzyskanych w programie producenta. Porównanie wyników dla poszczególnych punktów pracy przedstawiono na rys. 3.



Rys. 3. Porównanie mocy sprężarki wyznaczonej metodą analityczną z wykorzystaniem modelu izentropowego oraz za pomocą programu doboru producenta sprężarek dla punktów S1-S4 i W1-W4 (opracowanie własne)

Fig. 3. Comparison of compressor power determined analytically using the isentropic model and with the compressor manufacturer's selection software for operating points S1-S4 and W1-W4 (authors' own study)

Najmniejszą odchyłkę względną uzyskano dla punktu S2 i wyniosła ona 2,62%, natomiast największa dla punktu W3 o wartości 10,08%. Odchyłki względne dla poszczególnych punktów pracy przedstawiono na rys. 4.

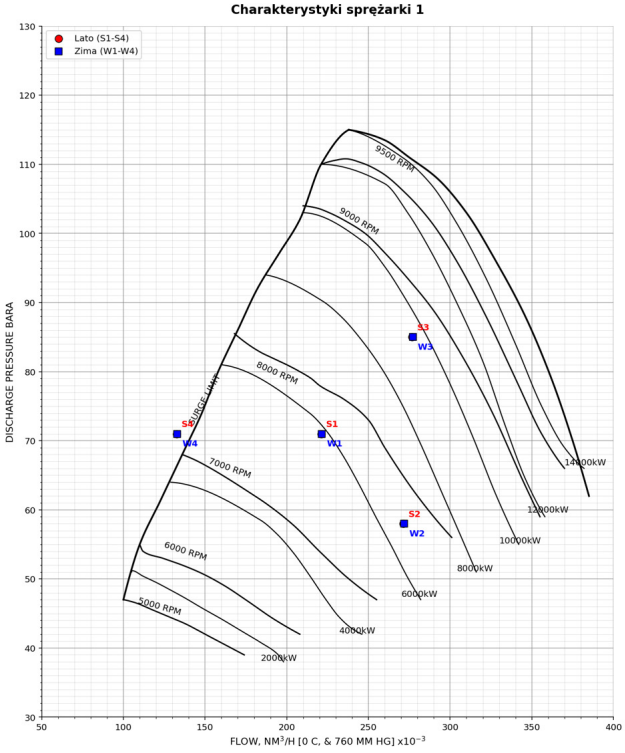


Rys. 4. Odchyłka względna mocy sprężarki wyznaczonej z wykorzystaniem modelu izentropowego względem wartości uzyskanych w programie doboru producenta sprężarek dla analizowanych punktów pracy (opracowanie własne)

Fig. 4. Relative deviation of compressor power determined using the isentropic model from the values obtained with the compressor manufacturer's selection software for the analysed operating points (authors' own study)

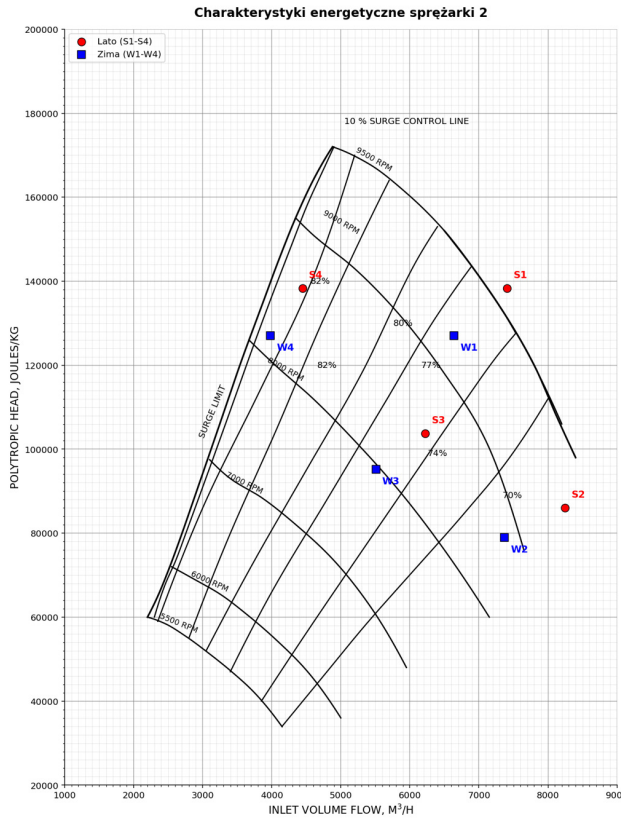
4.2. Dobór sprężarki na podstawie charakterystyk

Wyznaczone punkty pracy naniesiono na charakterystyki przyjętych sprężarek w celu oceny ich położenia względem dopuszczalnego obszaru użytkowania. Charakterystyki sprężarek wirowych odtworzono w środowisku Python na podstawie danych producenta agregatów [10]. Uwzględniały one linie prędkości obrotowej, obszary sprawności oraz ograniczenia dopuszczalnego zakresu pracy. W pierwszym etapie rozważano charakterystykę sprężarki nr 1 przedstawioną na rys. 5. Punkty S4 i W4 znalazły się poza granicą stabilnej pracy, natomiast punkty S3 i W3 znajdowały się w jej bezpośrednim sąsiedztwie. Pozostałe punkty mieściły się w dopuszczalnym obszarze charakterystyki. Oznacza to, że sprężarka nr 1 nie zapewniała prawidłowej pracy w całym analizowanym zakresie warunków eksploatacyjnych tłoczni gazu.



Rys. 5. Pole pracy sprężarki nr 1 z naniesionymi punktami S1-S4 i W1-W4 (opracowanie własne na podstawie [10])
Fig. 5. Operating range of compressor No. 1 with operating points S1-S4 and W1-W4 (authors' own study based on [10])

W kolejnym etapie oceniono charakterystykę sprężarki nr 2 przedstawionej na rys. 6. Wszystkie rozpatrywane punkty znajdowały się w dopuszczalnym obszarze jej pracy, ograniczonym linią sterowania przeciwpompażowego oraz granicą maksymalnej prędkości obrotowej. Punkty W1, W3 i W4 znajdowały się dodatkowo w obszarze najkorzystniejszej sprawności politropowej. Dla punktu S1 przyjęto prędkość obrotową około 5% wyższą od wartości granicznej przedstawionej na charakterystyce bazowej. W ramach przyjętych założeń sprężarkę nr 2 uznano za właściwie dobraną do analizowanego zakresu pracy.

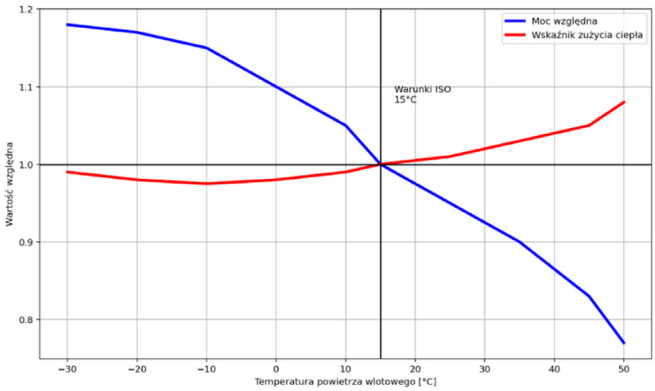


Rys. 6. Pole pracy sprężarki nr 2 z naniesionymi punktami S1-S4 i W1-W4 (opracowanie własne na podstawie [10])
Fig. 6. Operating range of compressor No. 2 with operating points S1-S4 and W1-W4 (authors' own study based on [10])

4.3. Kryteria doboru silnika turbospalinowego

Dobór silnika turbospalinowego stanowiącego napęd sprężarki wymaga uwzględnienia zapotrzebowania na moc mechaniczną na wale oraz warunków otoczenia determinujących dostępną moc turbiny. Do dalszej oceny przyjmuje się największą wartość zapotrzebowania na moc spośród analizowanych punktów pracy. Wstępne kryterium zakłada, że znamionowa moc turbiny gazowej w warunkach odniesienia powinna być nie mniejsza od wymaganej mocy na wale sprężarki. Istotnym czynnikiem jest temperatura powietrza zewnętrznego. Wraz ze wzrostem temperatury zmniejsza się jego gęstość, co prowadzi do ograniczenia strumienia masowego powietrza do spalania i w konsekwencji do spadku mocy turbiny [1]. Na rys. 7 przedstawiono wpływ temperatury powietrza zewnętrznego na względną moc turbiny gazowej oraz wskaźnik zużycia ciepła. Wartości odniesiono do warunków ISO przy temperaturze 15°C.

DOI: 10.65545/GWITS.2026.10.03



Rys. 7. Wpływ temperatury powietrza zewnętrznego na względną moc turbiny gazowej i wskaźnik zużycia ciepła (opracowanie własne)
Fig. 7. Effect of ambient air temperature on the relative gas turbine power and heat rate (authors' own study)

W procedurze doboru uwzględniono również zapas mocy związany ze stratami oraz zmiennością warunków operacyjnych. Przyjęto zapas wynoszący 10%, a warunek końcowy zapisano w postaci:

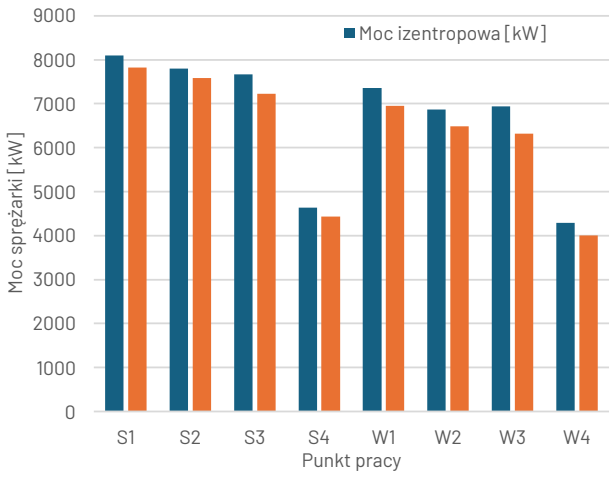
$$P_{turbiny} \geq 1{,}1\ P_{wał} \tag{10}$$

gdzie:

$P_{turbiny}$ – wymagana moc turbiny z uwzględnieniem zapasu, kW
$P_{wał}$ – wymagana moc na wale sprężarki, kW

4.4. Porównanie modelu izentropowego i politropowego

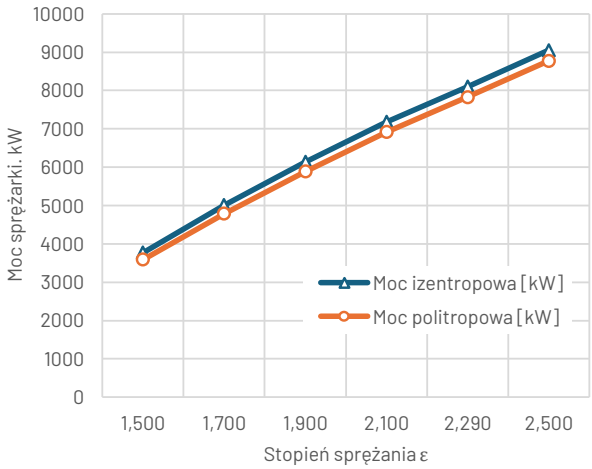
Porównanie wyników wykazało, iż dla wszystkich analizowanych punktów pracy moc wyznaczona przy zastosowaniu modelu politropowego była niższa od wartości uzyskanej z modelu izentropowego. Różnica względna mieściła się w zakresie od około 2,6% dla punktu S2, do 9,0% dla punktu W3. Oznacza to, że oba modele prowadzą do zbliżonych wyników zapotrzebowania na moc, jednak przyjęty sposób opisu procesu sprężania wpływa na końcową wartość obliczonej mocy mechanicznej. Porównanie wartości mocy uzyskanych dla obu modeli w poszczególnych punktach pracy przedstawiono na rys. 8.



Rys. 8. Porównanie mocy sprężarki wyznaczonej metodą izentropową i politropową dla analizowanych punktów pracy (opracowanie własne)
Fig. 8. Comparison of compressor power determined using the isentropic and polytropic methods for the analysed operating points (authors' own study)

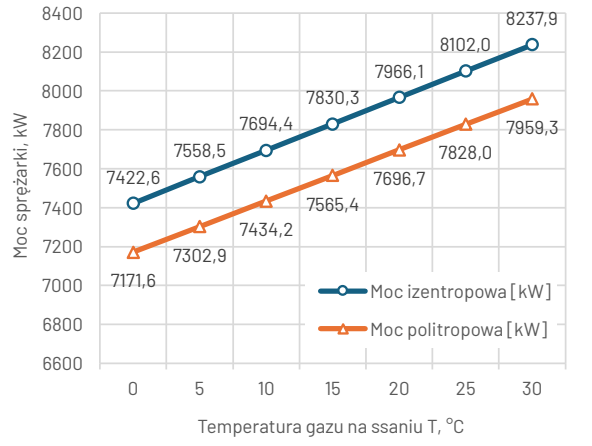
4.5. Analiza wrażliwości dla parametrów użytkowania

Wpływ parametrów eksploatacyjnych na zapotrzebowanie na moc oceniono na podstawie analizy wrażliwości względem temperatury gazu na ssaniu, stopnia sprężania oraz sprawności izentropowej. Obliczenia wykonano przy zmianie jednego parametru, przy zachowaniu pozostałych wielkości na poziomie odpowiadającym punktowi referencyjnemu S1. Wpływ zmian temperatury gazu na ssaniu przedstawiono na rys. 9. Wzrost temperatury gazu na ssaniu w zakresie od 0 do 30°C spowodował zwiększenie mocy izentropowej z około 7,42 do 8,24 MW, natomiast mocy politropowej z około 7,17 do 7,96 MW. Względna różnica pomiędzy wynikami obu modeli pozostawała na poziomie około 3,38%.



Rys. 9. Wpływ temperatury gazu na ssaniu na moc izentropową i politropową sprężarki (opracowanie własne)
Fig. 9. Effect of gas suction temperature on the isentropic and polytropic compressor power (authors' own study)

Znacznie większy wpływ na zapotrzebowanie na moc wykazał stopień sprężania, co przedstawiono na rys. 10. Jego wzrost z 1,5 do 2,5 spowodował zwiększenie mocy izentropowej z 3,77 do 9,05 MW, natomiast mocy politropowej z 3,59 do 8,77 MW.



Rys 10. Wpływ stopnia sprężania na moc izentropową i politropową sprężarki (opracowanie własne)
Fig. 10. Effect of pressure ratio on the isentropic and polytropic compressor power (authors' own study)

Odwrotną zależność uzyskano dla sprawności izentropowej. Jej wzrost z 75% do 90%, przy zachowaniu pozostałych parametrów na stałym poziomie, spowodował zmniejszenie wymaganej mocy sprężarki z 8,31 do 6,92 MW, co odpowiada spadkowi względnemu o 16,7%. Spośród analizowanych parametrów największy wpływ na zapotrzebowanie na moc wykazał stopień sprężania.

4.6. Wpływ 20% mol domieszki wodoru

Oceniono również wpływ 20% mol domieszki wodoru do gazu ziemnego na wybrane właściwości mieszaniny oraz zapotrzebowanie na moc sprężarki. Dla zachowania spójności metodyki współczynnik ściśliwości gazu bazowego oraz mieszaniny zawierającej wodór wyznaczono z wykorzystaniem równania stanu Penga–Robinsona. Domieszka wodoru wpływa na właściwości fizyczne i energetyczne transportowanej mieszaniny gazowej, co ma znaczenie dla warunków przepływu w istniejących gazociągach o określonej średnicy i chropowatości wewnętrznej [12]. Wpływ domieszki wodoru na parametry pracy sprężarek odśrodkowych gazu ziemnego był również przedmiotem analiz przedstawionych w publikacji [13].

Dodatek 20% mol H_2 do paliwa gazowego grupy E spowodował zmniejszenie masy molowej mieszaniny z 16,372 do 13,505 kg/kmol oraz jej gęstości z 21,94 do 17,65 kg/m^3. Jednocześnie współczynnik ściśliwości wzrósł z 0,934 do 0,957, tj. o około 2,5%. Przy zachowaniu stałych wartości ciśnienia na ssaniu i tłoczeniu, temperatury gazu na ssaniu, strumienia objętościowego oraz przyrostu entalpii, zmniejszenie gęstości mieszaniny na skutek domieszki wodoru spowodowało spadek strumienia masowego z 45,15 do 36,33 kg/s. W konsekwencji obliczona moc izentropowa sprężarki zmniejszyła się z 8118,74 do 6533,60 kW, co odpowiada spadkowi o około 19,5%. Zestawienie analizowanych parametrów przedstawiono w tabeli 2.

Tabela 2. Wpływ 20% mol H_2 na parametry mieszaniny i moc sprężarki (opracowanie własne)
Table 2. Table 2. Effect of 20 mol% H_2 addition on mixture parameters and compressor power (authors' own study)

Parametr	Gaz ziemny	Gaz ziemny + 20% mol H_2
Masa molowa [kg/kmol]	16,372	13,505
Współczynnik ściśliwości Z [–]	0,934	0,957
Gęstość [kg/m³]	21,94	17,65
Strumień masowy [kg/s]	45,15	36,33
Moc izentropowa sprężarki [MW]	8,12	6,53

5. Podsumowanie

Analiza położenia punktów na charakterystykach wykazała, iż sprężarka nr 1 nie zapewniała dopuszczalnych warunków pracy w całym rozpatrywanym zakresie użytkowania. Dla sprężarki nr 2 wszystkie analizowane punkty znajdowały się w dopuszczalnym polu pracy, przy czym dla punktu S1 przyjęto prędkość obrotową około 5% większą od wartości granicznej przedstawionej na charakterystyce bazowej, co jest zgodne z zaleceniami producenta.

Przy doborze silnika turbospalinowego stanowiącego napęd sprężarki należy uwzględnić nie tylko maksymalne zapotrzebowanie na moc mechaniczną, lecz również wpływ temperatury powietrza zewnętrznego na dostępną moc silnika turbospalinowego. W przyjętej procedurze doboru napędu uwzględniono dodatkowo 10% zapas mocy związany ze stratami wewnętrznymi oraz zmiennością warunków użytkowania.

Porównanie obliczeń własnych z wynikami programu doboru producenta sprężarek wykazało różnice zależne od punktu pracy. Dla warunków letnich odchyłki względne wynosiły 2,6–6,4%, natomiast dla wariantów zimowych 5,9–10,1%. We wszystkich analizowanych przypadkach wartości mocy wyznaczone metodą analityczną były wyższe od wartości uzyskanych z programu producenta.

Porównanie modeli izentropowego i politropowego wykazało, iż dla wszystkich analizowanych punktów pracy, moc wyznaczona modelem politropowym była niższa od mocy uzyskanej w modelu izentropowym. Różnice względne wynosiły od około 2,6% dla punktu S2 do 9,0% dla punktu W3, co wskazuje, że wybór modelu termodynamicznego wpływa na końcową wartość obliczonego zapotrzebowania na moc.

Analiza wrażliwości wykazała istotny wpływ parametrów eksploatacyjnych na zapotrzebowanie na moc sprężarki. Wzrost temperatury gazu na ssaniu od 0°C do 30°C spowodował wzrost mocy o około 11%, natomiast zwiększenie sprawności izentropowej z 75% do 90% zmniejszyło wymaganą moc o około 16,7%. Największy wpływ w analizowanych zakresach zmian miał stopień sprężania, w którego przypadku wzrost z 1,5 do 2,5 spowodował zwiększenie mocy izentropowej o około 140%.

Analiza wpływu 20% mol domieszki wodoru wykazała wzrost współczynnika ściśliwości mieszaniny o ~2,5% oraz zmniejszenie jej gęstości o około 19,5%. Przy zachowaniu pozostałych parametrów procesu, spowodowało to zmniejszenie strumienia masowego, a w konsekwencji obniżenie obliczeniowej mocy sprężarki o ~19,5%.

6. Literatura

[1] Brun, K., & Kurz, R. (2019). *Introduction to gas turbine theory*. Solar Turbines Incorporated.

[2] Chaczykowski, M., & Osiadacz, A. J. (2024). Tłocznia-główny element gazowego systemu przesyłowego. *Gaz, Woda i Technika Sanitarna*, 98(4). https://doi.org/10.15199/17.2024.4.2

[3] International Organization for Standardization. (2015). ISO 10439-1:2015 *Petroleum, petrochemical and natural gas industries—Centrifugal compressors.*

[4] Kurz, R., Thorp, J. M., Zentmyer, E. G., & Brun, K. (2013). A Novel Methodology for Optimal design of compressor plants using Probabilistic plant design. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 135(11). https://doi.org/10.1115/1.4025069

[5] Kurz, R., & White, R. C. (2007). Centrifugal compressor map. *Proceedings of the Thirty-Sixth Turbomachinery Symposium*. Turbomachinery Laboratory, Texas A&M University.

[6] Kurz, R., White, R. C., & Brun, K. (2014). Transient operation in pipeline compressor stations. *ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition*. ASME. https://doi.org/10.1115/GT2014-25016

[7] Osiadacz, A. J. (2022). Analiza parametrów pracy sprężarek gazowych. *Gaz, Woda i Technika Sanitarna*, 96(6). https://doi.org/10.15199/17.2022.6.3

[8] Polski Komitet Normalizacyjny. (2025). *PN-EN 12583+A1:2025-04. Infrastruktura gazowa – Tłocznie – Wymagania funkcjonalne.*

[9] Solar Turbines Incorporated. (2013). *Gas compressor and engine simulation (GCASE): Calculation report.*

[10] Solar Turbines Incorporated. (2010). *Estimated compressor performance: MARS 100-16000S* (GCASE Rev. 3.7.3: DB162.20, Control No. I-BR09002006 SHT.2)

[11] Standing, M. B., & Katz, D. L. (1942). Density of natural gases. *Transactions of the AIME*, 146(01), 140–149. https://doi.org/10.2118/942140-g

[12] Witek, M., & Uilhoorn, F. (2022). Impact of hydrogen blended natural gas on linepack energy for existing high pressure pipelines. *Archives of Thermodynamics*, 43(3), 111–124. https://doi.org/10.24425/ather.2022.143174

[13] Xiong, Z., Liu, Y., Cai, Y., Chang, W., Wang, Z., Li, Z., & Peng, S. (2025). Research on the effect of green hydrogen blending on natural gas centrifugal compressor performance. *Renewable Energy*, 242, 122378. https://doi.org/10.1016/j.renene.2025.122378

DOI: 10.65545/GWITS.2026.10.03