Turboekspandery w układach redukcji ciśnienia gazu

Politechnika Warszawska

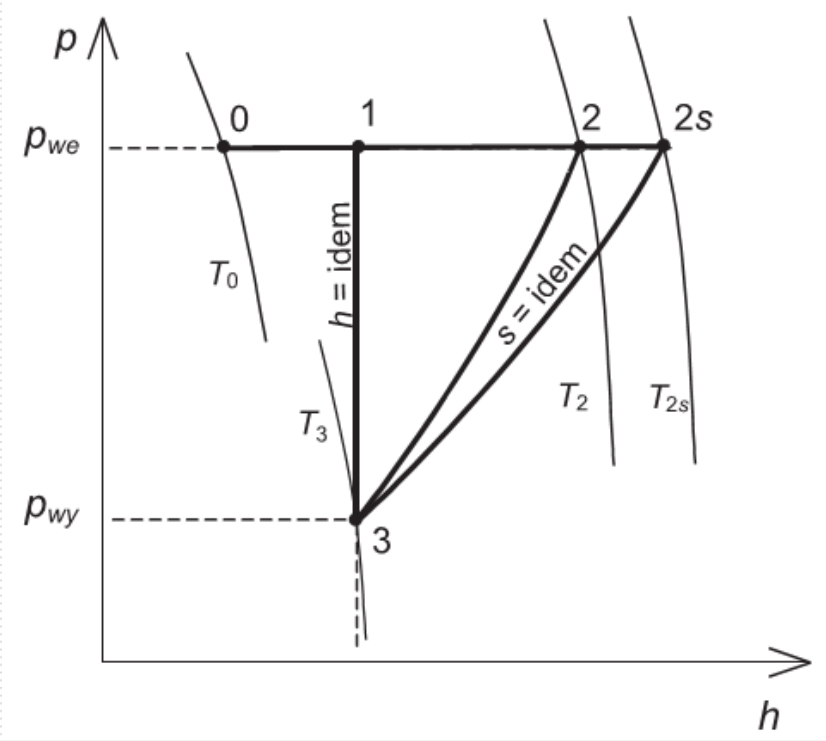
Zakład Systemów Ciepłowniczych i Gazowniczych

Dr hab. inż. Maciej Chaczykowski

Prof. dr hab. inż. Andrzej J. Osiadacz

Warszawa, listopad 2012 r.

Przemiany termodynamiczne w układzie do rozprężania gazu



0-warunki na wejściu stacji,

0-1-podgrzewanie gazu przed dławieniem,

0-2-podgrzewanie gazu przed rozprężaniem,

1-3-dławienie,

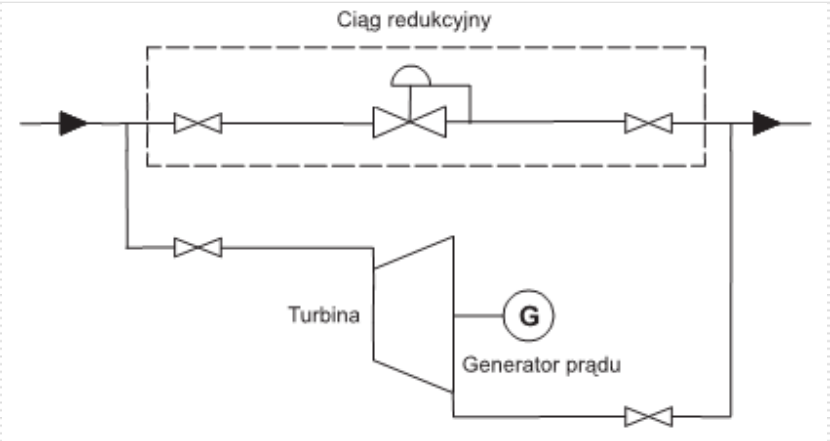
2-3-rzeczywisty przebieg procesu rozprężania,

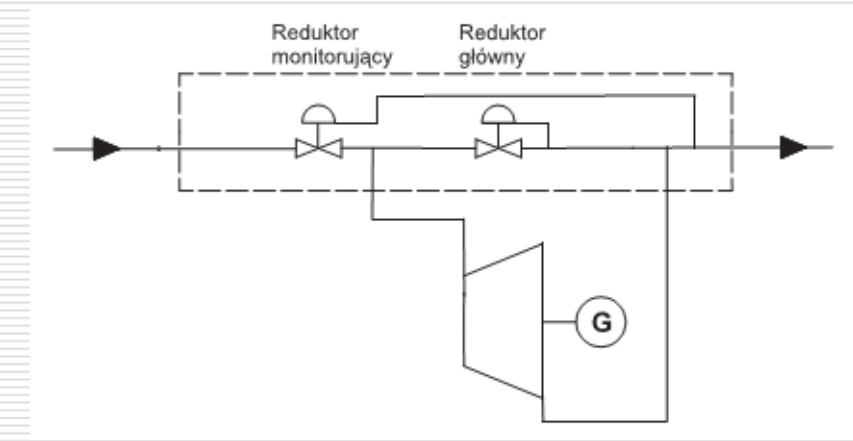
2s–3-rozprężanie przy przemianie izentropowej

Porównanie procesu rozprężania gazu w reduktorze i rozprężarce

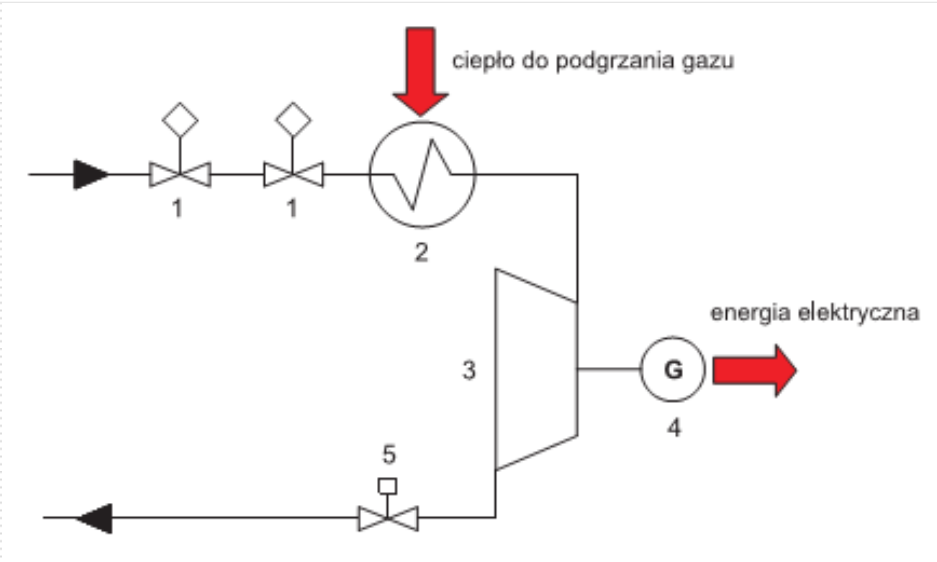
	Reduktor	Rozprężarka
Siły powodujące obniżenie ciśnienia gazu	Opory przepływu	Opór łopatek turbiny oraz opory przepływu (opory przepływu znacznie mniejsze niż w reduktorze).
Praca wykonana przez przepływający gaz	$L_{zt} = L_t - L_f = 0$ W całości wykorzystana na pokonanie oporów przepływu wewnątrz układu	$L_{zt} = L_t - L_f > 0$ Częściowo wykorzystana jako praca zewnętrzna, pozostała część pracy wykorzystana na pokonanie oporów przepływu (w mniejszym stopniu niż w reduktorze)
Spadek temperatury	Wynika z występowania efektu Joule'a–Thomsona, wynosi ok. 5 K/MPa	Wynika ze spadku entalpii podczas rozprężania gazu, oraz wpływu ciśnienia na entalpię gazu rzeczywistego (efekt Joule'a–Thomsona), wynosi ok. 15–20 K/MPa
Bilans energii	Rozprężanie (ekspansja) przy przemianie izentalpowej $h_1 = h_3$	Moc prądu wytwarzanego przez generator równa zewnętrznej pracy technicznej wykonanej w jednostce czasu kosztem spadku entalpii $N = Q_m (h_2 - h_3)$
Bilans entropii i egzergii	Izoentalpowa przemiana nieodwracalna. Entropia gazu rośnie i następują straty dużej części egzergii	Adiabatyczna przemiana nieodwracalna. Przyrost entropii spowodowany dyssypacją energii na oporach przepływu. Część egzergii zostaje odzyskana w postaci egzergii energii elektrycznej.

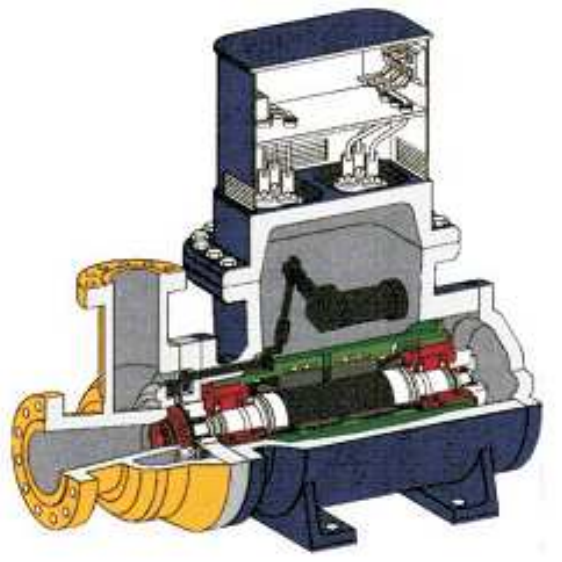
Charakterystyka układów: sposób podłączenia



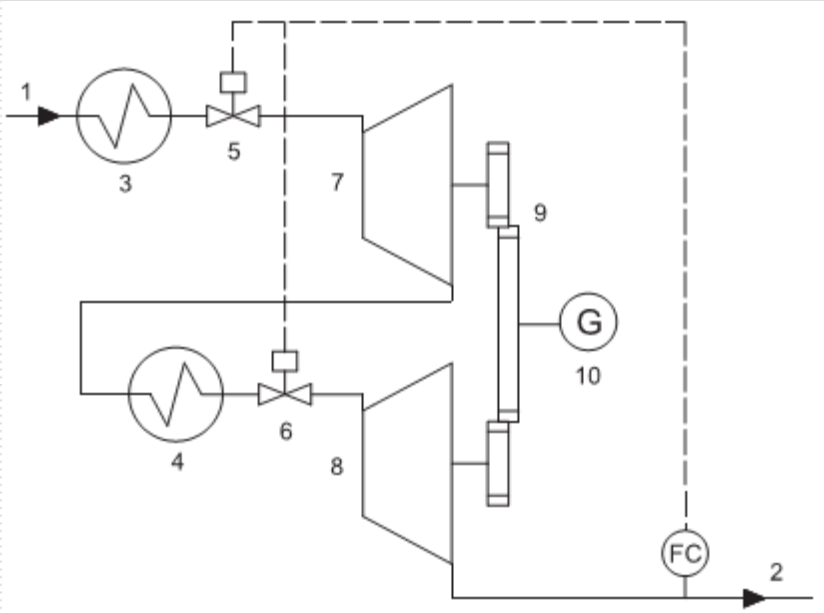


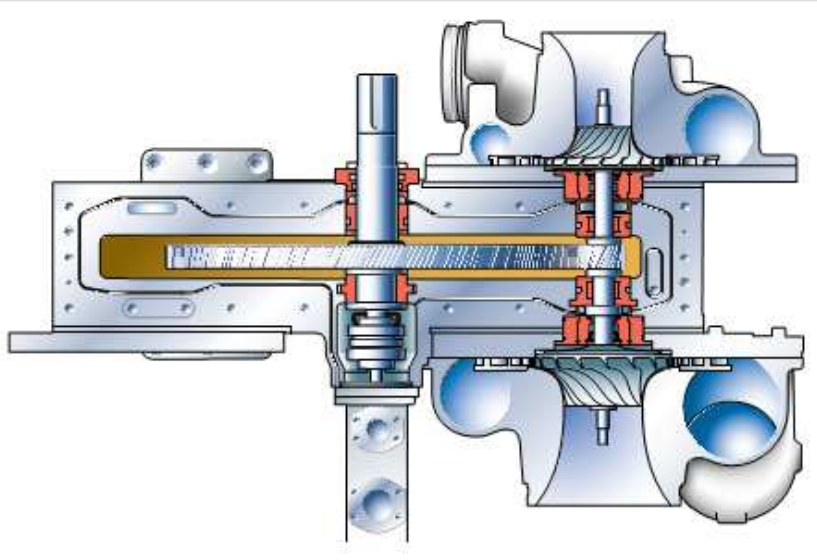
Charakterystyka układów: jednostopniowe turboekspandery



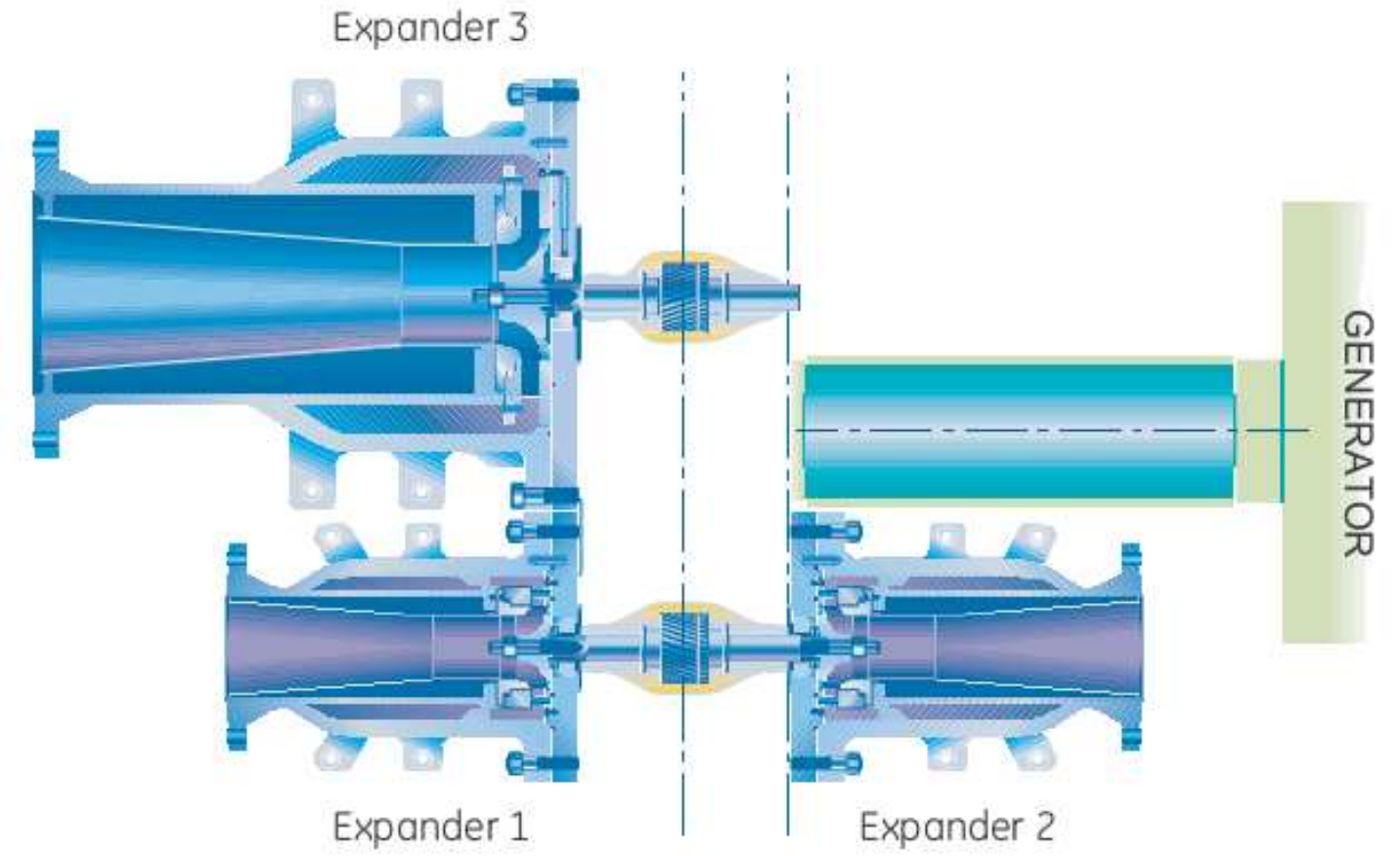


Charakterystyka układów: dwustopniowe turboekspandery

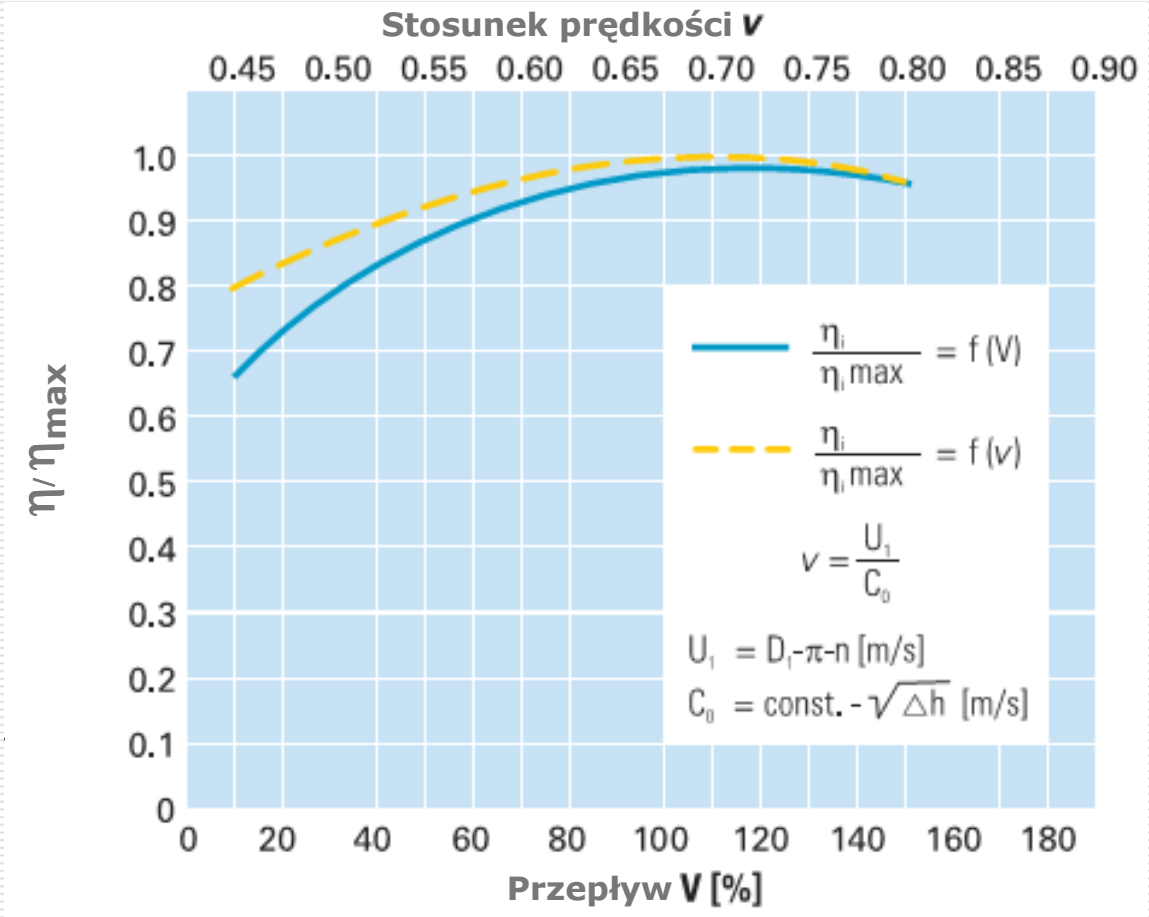




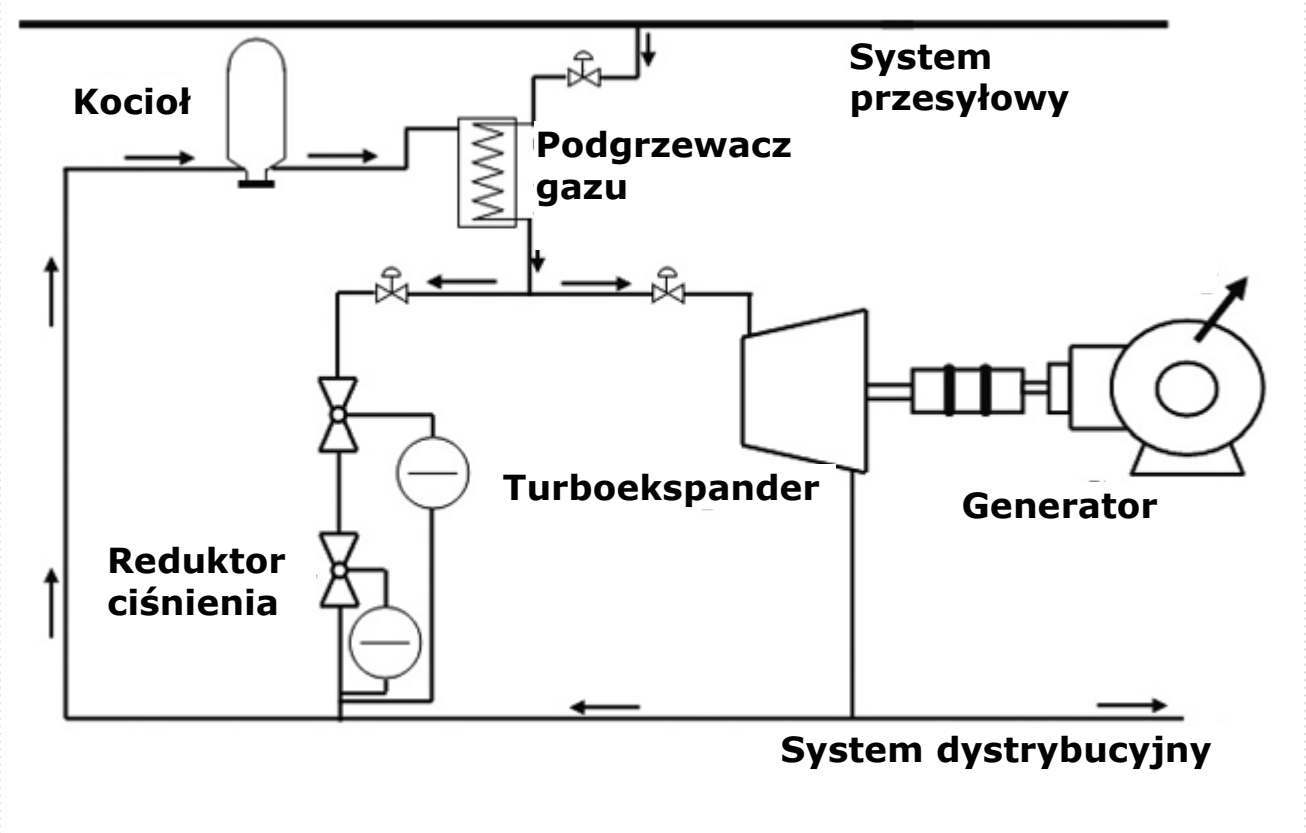
Charakterystyka układów: trzystopniowe turboekspandery



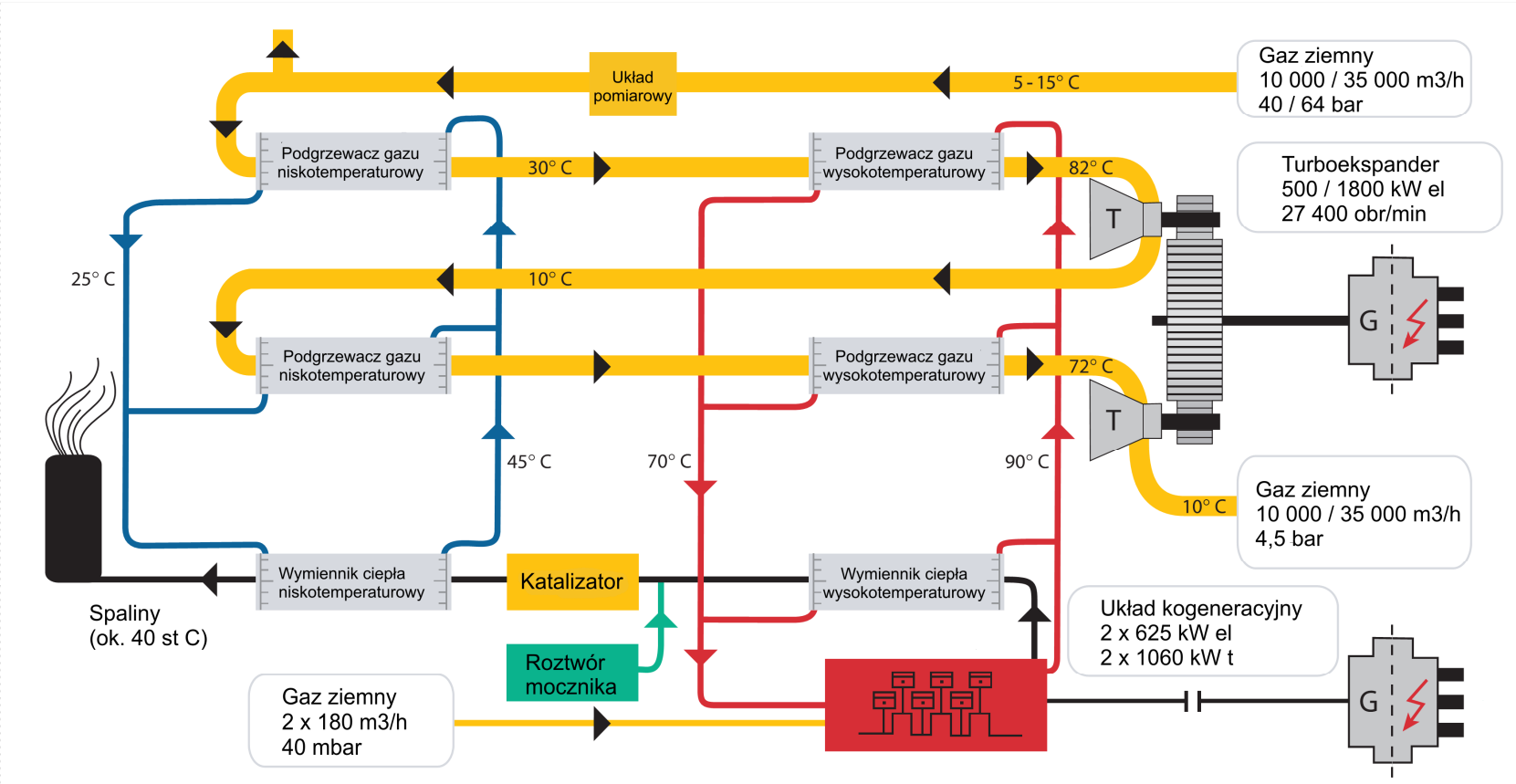
Charakterystyka sprawności



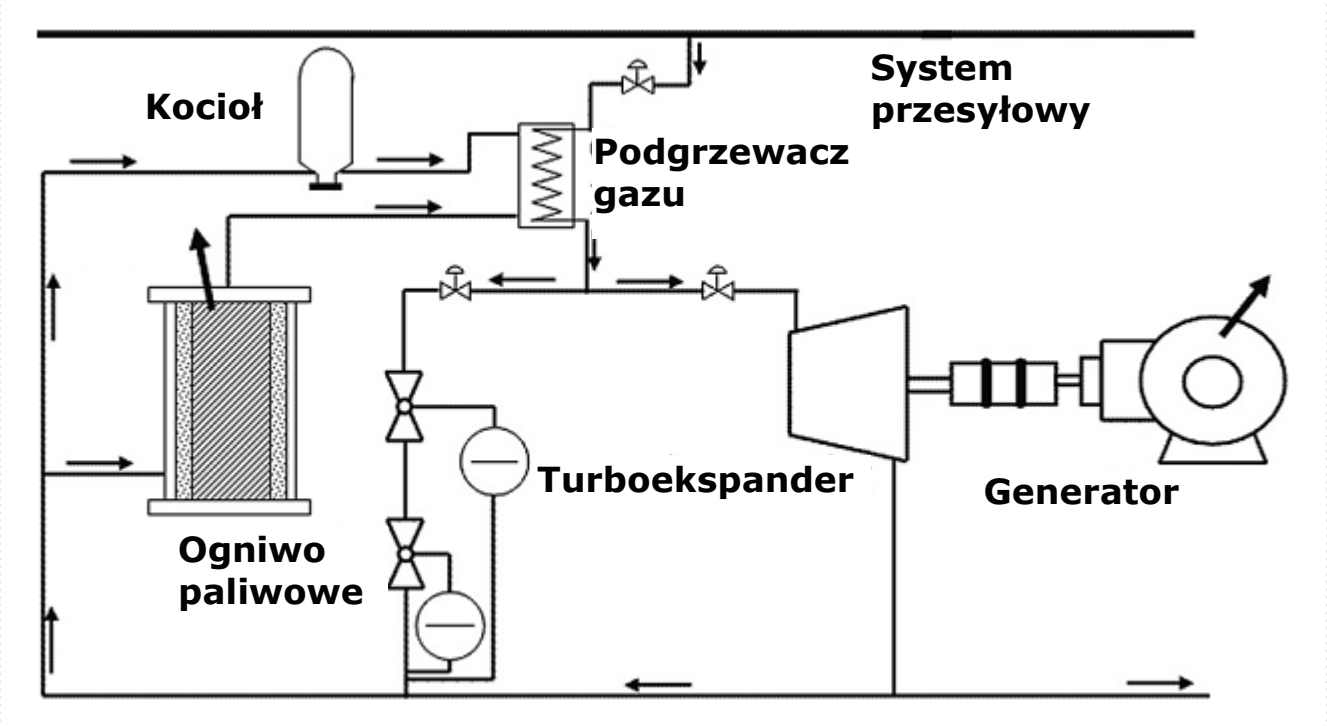
Rozwiązania układu podgrzewania gazu: kocioł gazowy



Rozwiązania układu podgrzewania gazu: gazowy silnik spalinowy



Rozwiązania układu podgrzewania gazu: ogniwo paliwowe



Przykład 1. Obliczenia mocy elektrycznej

$$N = \eta_0 \eta_m \eta_g Q_m \Delta h$$

gdzie: N – moc wytworzona na zaciskach generatora, W,
η_0 – współczynnik sprawności adiabatycznej turbiny,
η_m – współczynnik sprawności mechanicznej turbiny,
η_g – współczynnik sprawności generatora prądu,
Q_m – strumień masy gazu, kg/s,
Δh – spadek entalpii gazu w turbinie, J/kg.

Przykład 1. (c.d.) Spadek entalpii w turboekspanderze

$$\Delta h = c_p \left(T_1 - T_2 \right)$$

gdzie: c_p – średnia wartość ciepła właściwego przy stałym ciśnieniu, J/(kg K),
T_1 – temperatura gazu na wejściu turbiny, K,
T_2 – temperatura gazu na wyjściu turbiny, K.

Przykład 1. (c.d.) Temperatura gazu na wyjściu

$$T_2 = T_1 - \eta_0 \left(T_1 - T_{2,ad} \right)$$

$$\frac{T_{2,ad}}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}}$$

gdzie p_1 – ciśnienie gazu na wejściu turbiny, Pa,

p_2 – ciśnienie gazu na wyjściu turbiny, Pa,

κ – wykładnik adiabaty mieszaniny składników gazu ziemnego, w przybliżeniu obliczany stosując regułę addytywności

Przykład 1. (c.d.) Dane do obliczeń

- współczynnik sprawności adiabatycznej turbiny $\eta_0 = 0{,}80\%$,
- współczynnik sprawności mechanicznej turbiny $\eta_m = 0{,}98\%$,
- współczynnik sprawności generatora prądu $\eta_g = 0{,}95\%$.
- przepustowość stacji $Q_n = 20\ 000\ \mathrm{m^3/h}$,
- nadciśnienie gazu na wejściu $p_{we} = 4{,}0\ \mathrm{MPa}$,
- nadciśnienie gazu na wyjściu $p_{wy} = 1{,}6\ \mathrm{MPa}$,
- temperatura gazu na wejściu rozprężarki $T = 55{,}0°\mathrm{C}$,

Gaz ziemny wysokometanowy o następujących parametrach:

- gęstość w warunkach normalnych $\rho_n = 0{,}753\ \mathrm{kg/m^3}$,
- średnia wartość ciepła właściwego $c_p = 2{,}6\ \mathrm{kJ/(kg\ K)}$,
- średnia wartość współczynnika adiabaty gazu $\kappa = 1{,}325$.

Przykład 1. (c.d.) Wyniki obliczeń

$$T_{2,ad} = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = (273{,}15+55) \cdot \left(\frac{1{,}6+0{,}1013}{4+0{,}1013} \right)^{\frac{1{,}325-1}{1{,}325}} = 264{,}45 \text{ K}$$

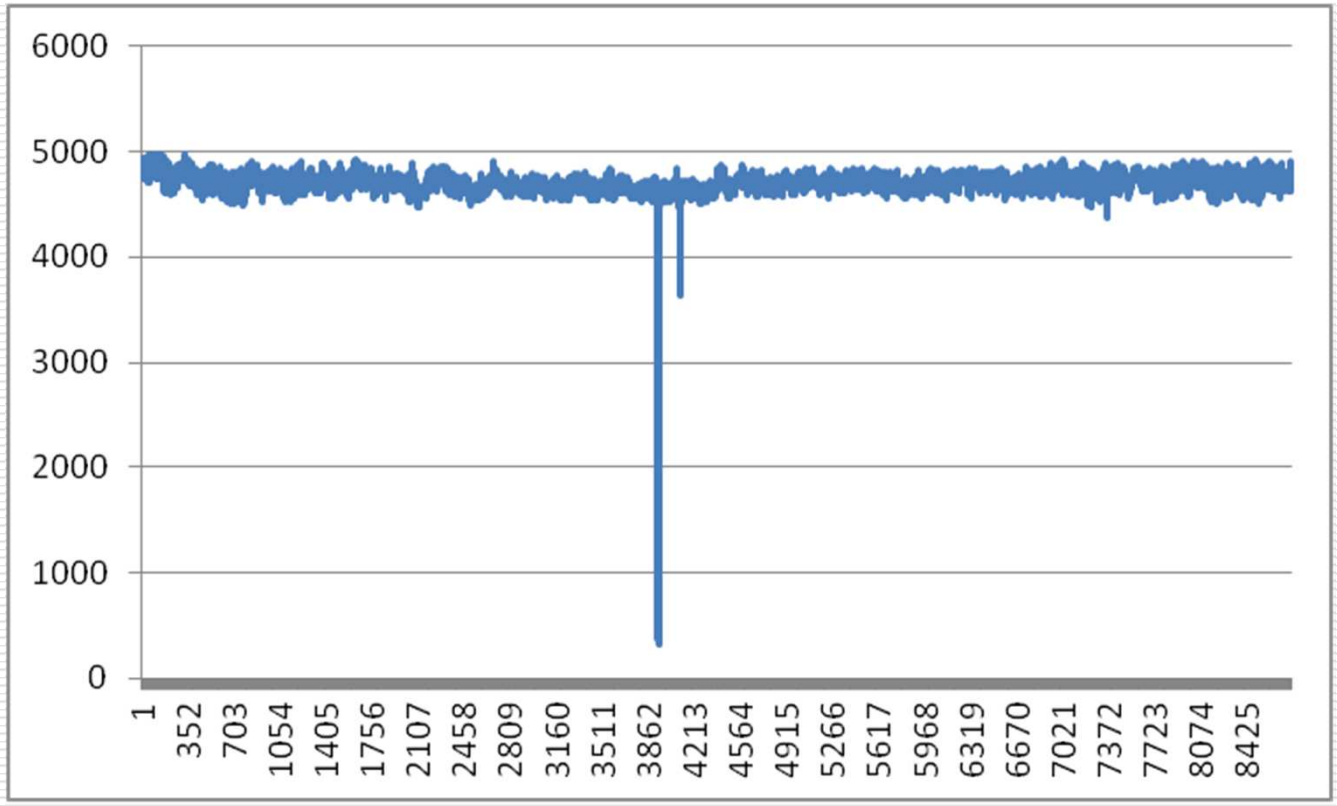
$$T_2 = T_1 - \eta_0 \left(T_1 - T_{2,ad} \right) = 328{,}15 - 0{,}8 \cdot (328{,}15 - 264{,}45) = 277{,}19 \text{ K}$$

$$\Delta h = c_p \left(T_1 - T_2 \right) = 2{,}6 \cdot (328{,}15 - 277{,}19) = 132{,}50 \text{ kJ/kg}$$

$$N = \eta_0 \eta_m \eta_g Q_m \Delta h = 0.8 \cdot 0.98 \cdot 0.95 \cdot \frac{0.753 \cdot 20\ 000}{3600} \cdot 132{,}50 = 413 \text{ kW}$$

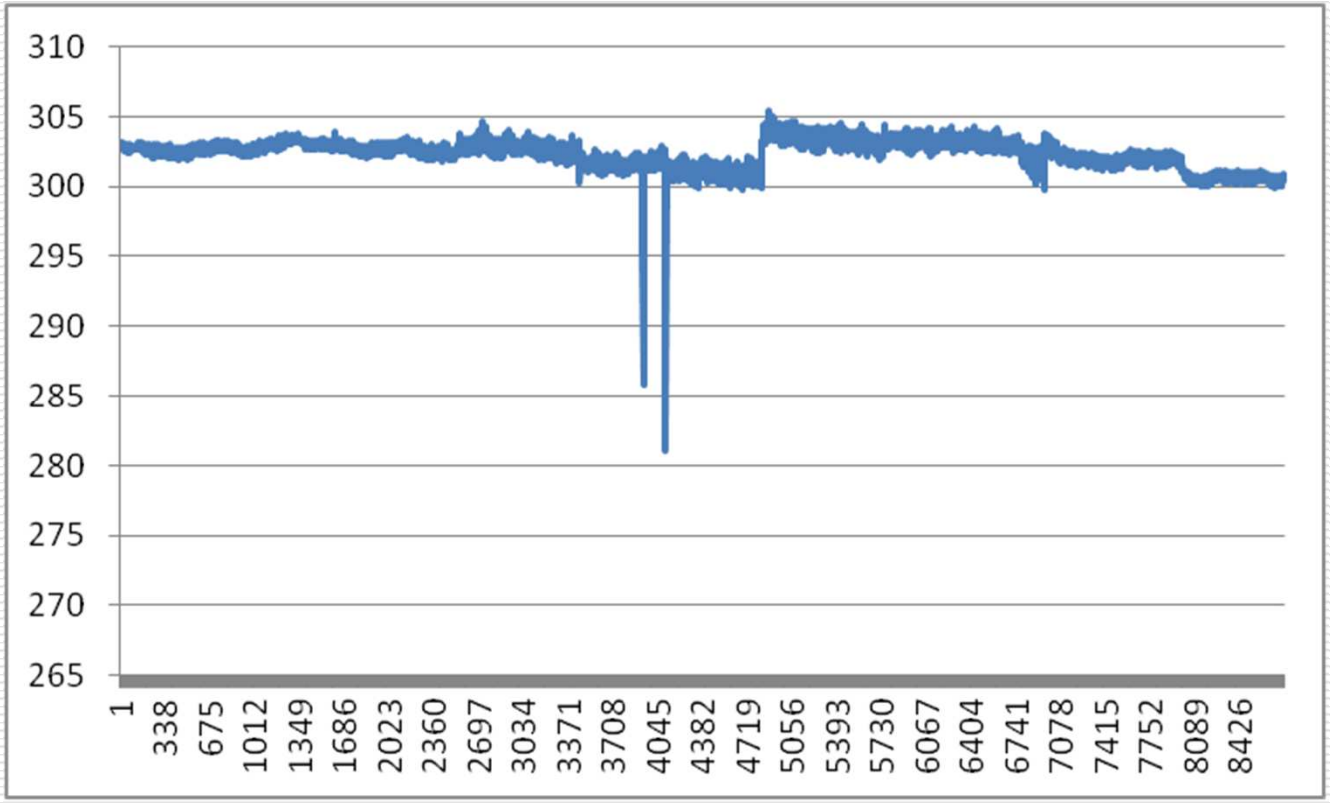
Przykład 2. Dobór turboekspandera

- Ciśnienie wejściowe (kPa)



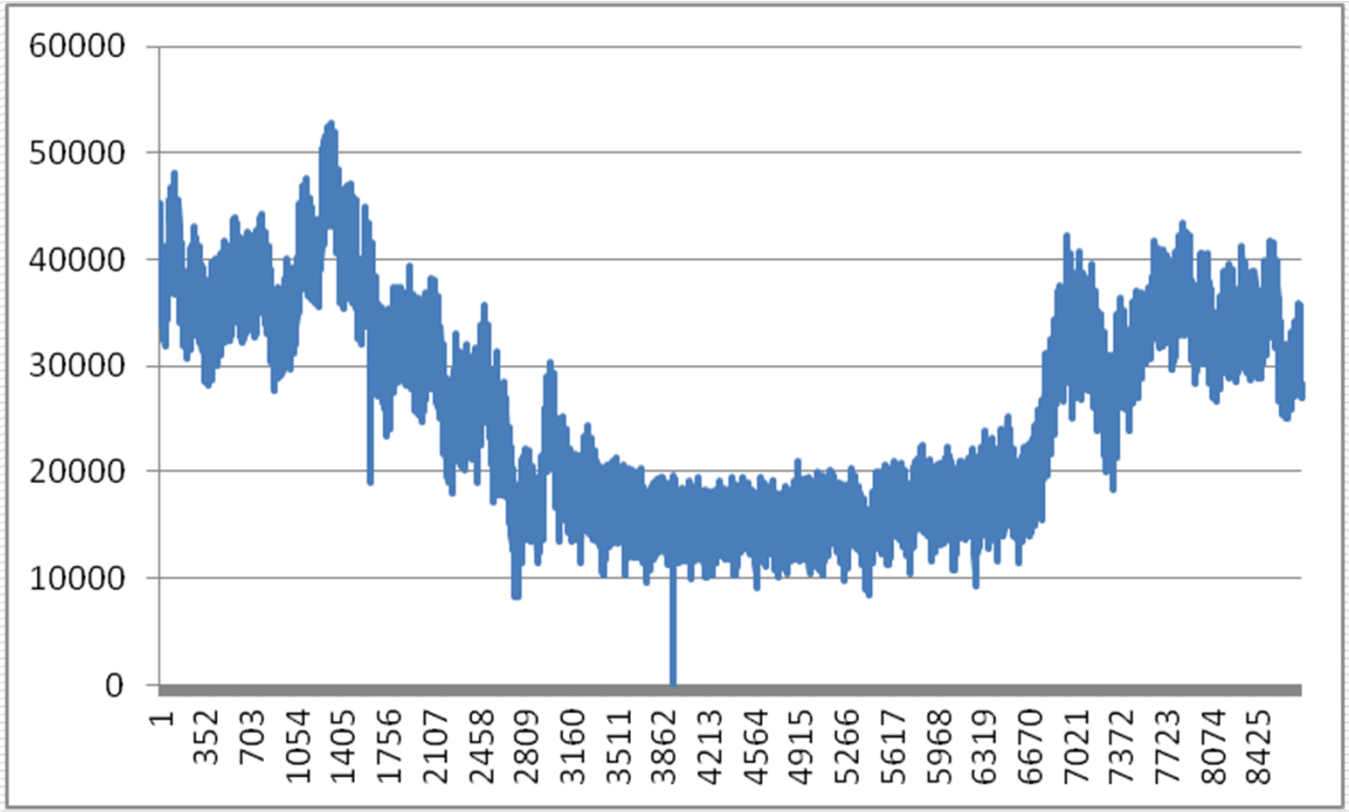
Przykład 2. (c.d.) Dobór turboekspandera

- Ciśnienie wyjściowe (kPa)



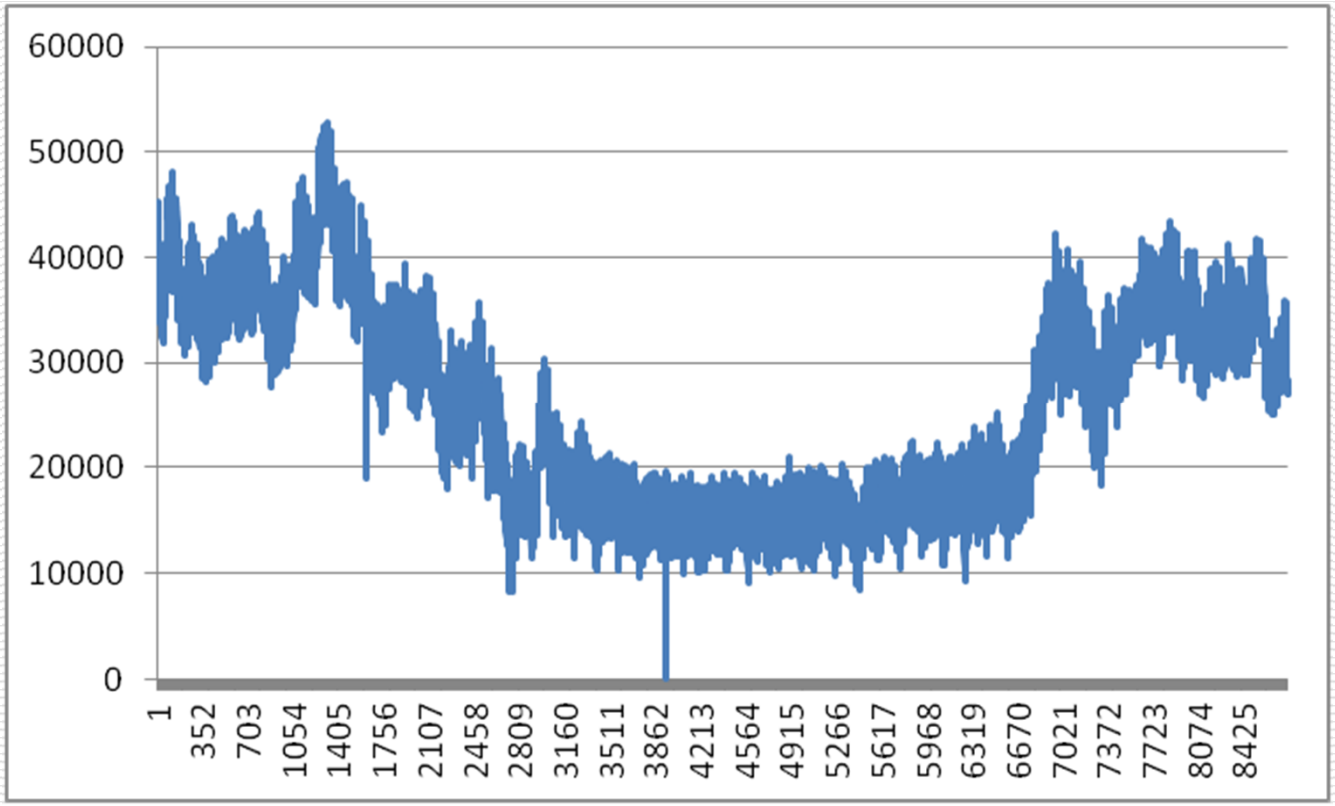
Przykład 2. (c.d.) Dobór turboekspandera

- Ciśnienie wyjściowe (kPa)



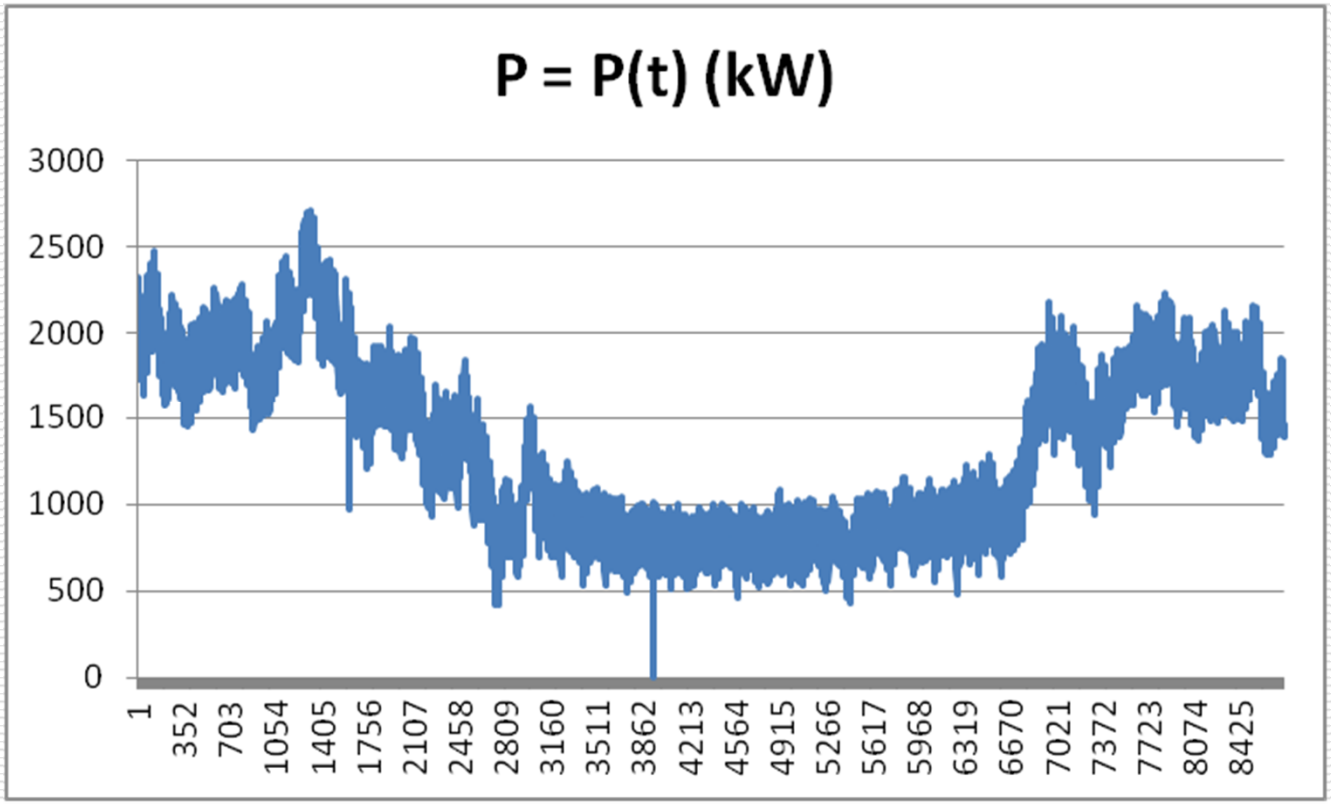
Przykład 2. (c.d.) Dobór turboekspandera

- Ciśnienie wyjściowe (m3/h)



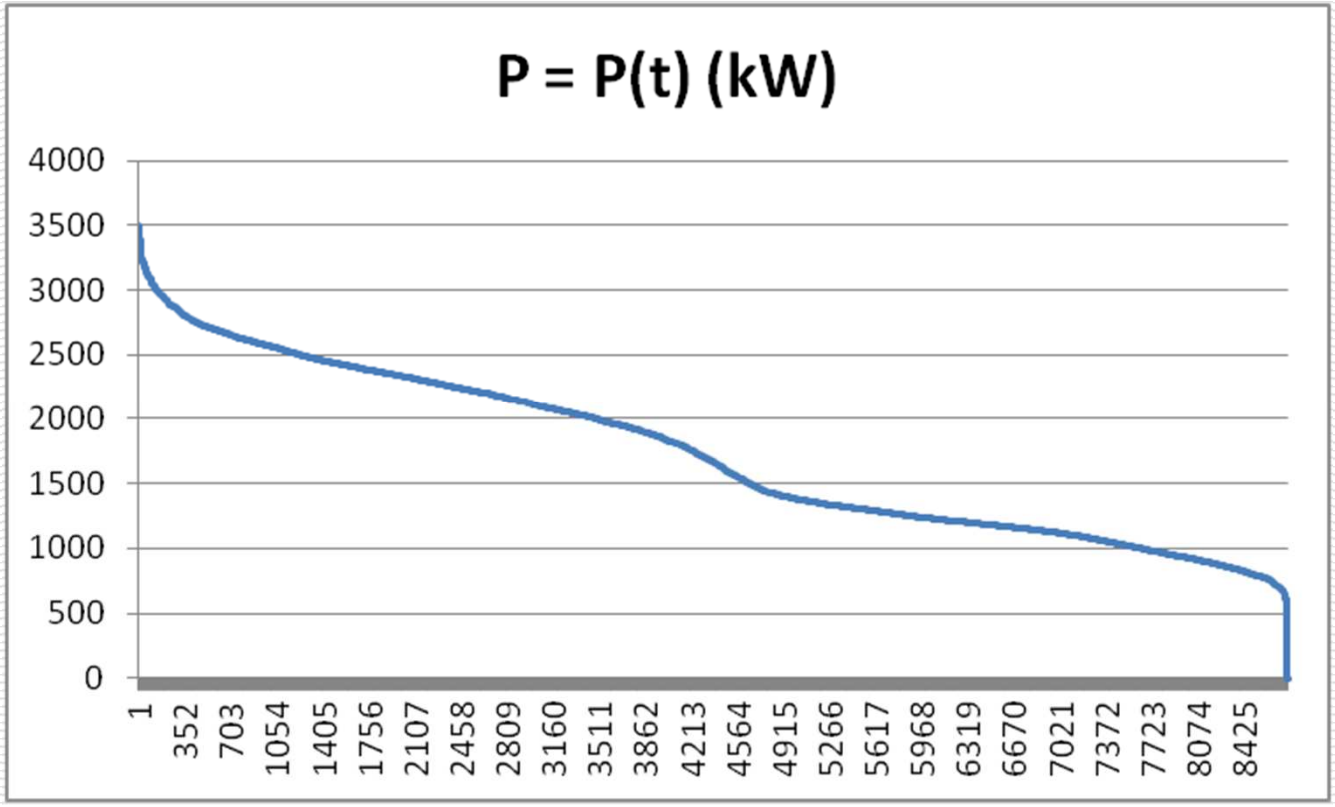
Przykład 2. (c.d.) Dobór turboekspandera

- Moc (kW)



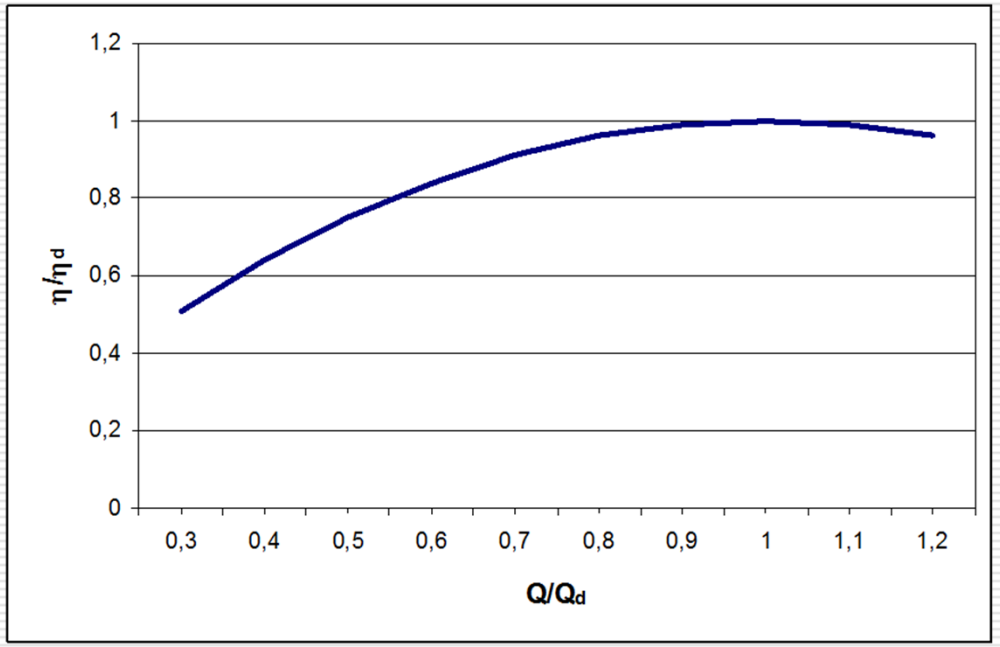
Przykład 2. (c.d.) Dobór turboekspandera

- Moc (kW)



Przykład 2. (c.d.) Dobór turboekspandera

- Założono wstępną redukcję ciśnienia gazu na reduktorze do poziomu 3,3 MPa na wejściu do turbiny I stopnia oraz ciśnienie pośrednie 1,2 MPa.
- W obliczeniach uwzględniono sprawność turboekspanderów przy częściowym obciążeniu



Przykład 2. (c.d.) Dobór turboekspandera

- Do obliczeń mocy cieplnej przyjęto stałe wartości sprawności podgrzewaczy oraz kotłów, wynoszące odpowiednio 85% oraz 95%.
- W wariancie z silnikami spalinowymi przyjęto cenę energii elektrycznej, uwzględniającą możliwość posiadania certyfikatu czerwonego, przyznającego 29,84 PLN za wyprodukowanie 1 MWh energii w instalacji kogen. o mocy powyżej 1 MWe
- Z danych literaturowych wynika, że koszt eksploatacji turboekspanderów można przyjąć na poziomie 2% nakładów inwestycyjnych na zakup turboekspandera.
- Wysokość kosztów eksploatacji i serwisu (O&M) silników spalinowych jest na poziomie 10 EUR/MWh.

Wnioski

- **Zastosowanie turboekspandera do redukcji ciśnienia gazu w stacjach redukcyjnych umożliwia wykorzystanie energii, która przy tradycyjnym rozwiązaniu polegającym na dławieniu przepływu w reduktorze jest bezpowrotnie rozpraszana.**
- **Rozprężanie gazu z wykonaniem pracy w rozprężarce wiąże się z większym spadkiem temperatury gazu w porównaniu ze spadkiem temperatury podczas dławienia (dodatkowe koszty podgrzewania gazu).**
- **Szczegółowe obliczenia mocy elektrycznej powinny uwzględniać sprawności turboekspandera w warunkach innych niż projektowe (przy częściowym obciążeniu układu).**

Wnioski

- **Uzyskane wyniki obliczeń optymalizacyjnych doboru turboekspandera świadczą o możliwości zrealizowania projektu jedynie w przypadku bezzwrotnej dotacji**
- **Barierę wysokich kosztów inwestycyjnych można pokonać w oparciu o krajowy produkt na bazie dostępnego prototypu turboekspandera**

Literatura

[1] Osiadacz A., Chaczykowski M. (2010), Stacje gazowe. Teoria, projektowanie, eksploatacja, Fluid Systems, Warszawa

[2] Howard C., Oostuizen P., Peppley B., An investigation of the performance of a hybrid turboexpander-fuell cell system for power recovery at natural gas pressure reduction stations, Applied Thermal Engineerieng 31 (2011) 2165-2170

[3] Kostowski W., Żydek T., Górny K. (2010), Turboekspander jako perspektywiczna technologia dla systemu gazowego, Rynek energii, Nr 3.

[4] Erdgas-Entspannungsanlage Arlesheim, Gasverbund Mittelland AG, Arlesheim, Switzerland

[5] Materiały informacyjne firmy RMG Regel + Messtechnik GmbH.

[6] Materiały informacyjne firmy Atlas Copco Energas GmbH

[7] Materiały informacyjne firmy GE Oil & Gas, Nuovo Pignone S.p.A.