

Tłocznia - główny element gazowego systemu przesyłowego

Compressor station - main element of the gas transmission system

Maciej Chaczykowski, Andrzej J. Osiadacz^{*)}

Słowa kluczowe: *tłocznia, sprężarki odśrodkowe, turbiny gazowe, modele matematyczne elementów tłoczni.*

Streszczenie

W artykule omówiono stacje przetłoczenia i stosowane w nich rozwiązania technologiczne, jako elementy systemu przesyłu gazu. Przedstawiono metodę modelowania maszyn przepływowych, którą można wykorzystać do obliczeń symulacyjnych i optymalizacyjnych systemu przesyłowego. Metoda zawiera model sprężarki odśrodkowej, umożliwiający wyznaczenie sprawności procesu sprężania w różnych warunkach pracy systemu, model matematyczny turbiny gazowej, umożliwiający określenie sprawności turbozespołu oraz zużycia paliwa przy nominalnym i częściowym obciążeniu maszyn, oraz model matematyczny chłodnicy wentylatorowej gazu, umożliwiający wyznaczenie wydajności chłodnicy i zapotrzebowania na energię elektryczną w różnych warunkach pracy systemu.

Keywords: *Compressor station, centrifugal compressors, gas turbines, mathematical models of compressor station components.*

Abstract

The article discusses pumping stations and the technological solutions used in them as elements of the gas transmission system. A method for modelling flow machines that can be used for simulation and optimisation calculations of the transmission system is presented. The method includes a model of a centrifugal compressor enabling the efficiency of the compression process to be determined under different operating conditions of the system, a mathematical model of a gas turbine enabling the efficiency of the turbine unit and fuel consumption to be determined at nominal and part load of the machinery, and a mathematical model of a gas fan cooler enabling the efficiency of the cooler and electricity demand to be determined under different operating conditions of the system.

WSTĘP

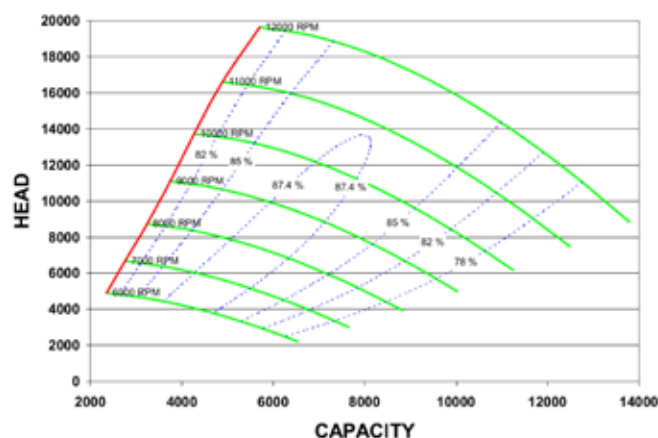
Głównymi elementami stacji przetłoczenia są sprężarki gazu i ich napędy, chłodnice gazu, filtry oraz armatura zaporowa. W stacjach przetłoczenia gazu ziemnego zazwyczaj stosowane są dwa typy sprężarek: tłokowe i odśrodkowe. Sprężarki tłokowe zwykle są napędzane silnikami elektrycznymi lub silnikami tłokowymi, natomiast sprężarki odśrodkowe są napędzane turbinami gazowymi lub silnikami elektrycznymi. Przy dużych przepustowościach systemów przesyłowych najczęściej stosowane są sprężarki odśrodkowe. Analiza dotyczy procesu sprężania gazu w sprężarkach odśrodkowych napędzanych turbinami gazowymi.

2. Sprężarka odśrodkowa

Model matematyczny sprężarki można sformułować w oparciu o równania zachowania lub przy użyciu metod heurystycznych, np. sieci neuronowych. Można wskazać przykłady prac w których zaprezentowano rezultaty tego typu badań, odpowiednio dla sprężarki odśrodkowej [10] [24]. Jednak ze względu na złożoność modeli oraz liczbę wymaganych danych wejściowych, w algorytmach symulacji i optymalizacji sieci gazowych powszechnie stosowane są modele wykorzystujące eksperymentalnie wyznaczone charakterystyki maszyn.

Charakterystyki sprężarek są zazwyczaj podawane we współrzędnych stopień sprężania oraz strumień objętości w warunkach rzeczywistych, bądź strumień zredukowany, z wykresami sprawności oraz prędkości obrotowej jako parametrami. Wygodnym sposobem

jest również posłużenie się wielkością pracy właściwej (ang. *head*) w funkcji strumienia objętości w warunkach rzeczywistych z prędkością obrotową jako parametrem (rys. 1).



Rys. 1. Charakterystyka sprężarki odśrodkowej
Fig. 1. Characteristics of a centrifugal compressor

Praktyczne aspekty różnych technik modelowania sprężarek na potrzeby algorytmów symulacji sieci gazowych zostały omówione w artykule Kurza i Ohaniana [14]. Wymagana moc sprężarki może

* Maciej Chaczykowski, Andrzej J. Osiadacz, Zakład Systemów Ciepłowniczych i Gazowniczych, Politechnika Warszawska

być bezpośrednio wyznaczona w oparciu o dane projektowe stacji przetłoczonej, tj. skład gazu, parametry na ssaniu (ciśnienie i temperatura) oraz ciśnienie tłoczenia. Oznaczając indeksem 1 parametry na ssaniu oraz indeksem 2 parametry na tłoczeniu, sprawność izentropową sprężarki możemy zapisać formułą

$$\eta_{is} = \frac{h(p_2, T_{2, is}) - h(p_1, T_1)}{h_2 - h_1} \quad (1)$$

gdzie: h – entalpia gazu, J/(kg K),
 p_2 – ciśnienie tłoczenia, Pa,
 p_1 – ciśnienie ssania, Pa,
 T_1 – temperatura ssania, K.

Wyrażenie w liczniku jest pracą właściwą gazu przy przemianie izentropowej (indeks $2, is$ oznacza stan termodynamiczny gazu na tłoczeniu, przy założeniu przemiany izentropowej podczas sprężania), natomiast wyrażenie w mianowniku jest rzeczywistą pracą właściwą. W równaniu (1) pominięte zostały zmiany energii kinetycznej i potencjalnej pomiędzy strumieniem gazu na ssaniu i tłoczeniu. Pobór mocy przez sprężarkę wynosi

$$P = \frac{1}{\eta_m \eta_{is}} \rho_N \dot{V}_N [h(p_2, T_{2, is}) - h(p_1, T_1)] \quad (2)$$

gdzie: P – moc sprężarki, W,
 η_M – sprawność mechaniczna sprężarki, –,
 ρ_N – gęstość gazu warunkach normalnych, kg/m³,
 \dot{V}_N – strumień objętości gazu przez tłocznice odniesiony do warunków normalnych, m³/s,

Wymagana moc sprężarki określana jest na podstawie sprawności i pracy właściwej w procesie izentropowym. Temperaturę gazu na wyjściu sprężarki przy przemianie izentropowej wyznacza się z równania stanu. W przypadku zmian entropii mamy następującą zależność termodynamiczną

$$ds = \frac{c_p}{T} dT - \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p dp = c_p \frac{dT}{T} - R \left[z + T \left(\frac{\partial z}{\partial T} \right)_p \right] \frac{dp}{p} \quad (3)$$

gdzie: s – entropia gazu, J/(kg K),
 c_p – ciepło właściwe przy stałym ciśnieniu, J/(kg K),
 R – indywidualna stała gazowa, J/(kg K),
 z – współczynnik ściśliwości, –.

Dla określonego równania stanu, dysponując parametrami gazu na ssaniu i przyjmując dla procesu izentropowego $ds = 0$, po scałkowaniu równania (3) otrzymujemy równanie umożliwiające określenie temperatury na tłoczeniu przy przemianie izentropowej $T_{2, is}$.

W Polsce, powszechnie stosowanym równaniem stanu w przemyśle gazowniczym jest wirialne równanie stanu w rozwinięciu względem gęstości molowej (SGERG-88)

$$z = \frac{pv}{RT} = 1 + B\rho_m + C\rho_m^2 \quad (4)$$

gdzie: B – drugi współczynnik wirialny, m³/mol,
 C – trzeci współczynnik wirialny, m⁶/mol²

Równanie (4) możemy zapisać jako rozwinięcie w szereg wirialny względem ciśnienia zamiast molowej gęstości, które jest nieco lepszą formą z punktu widzenia obliczania pochodnej współczynnika ściśliwości w równaniu (3), w którym ciśnienie i temperatura zostały przyjęte jako zmienne niezależne

$$z = 1 + B'p + C'p^2 \quad (5)$$

Współczynniki wirialne w równaniu. (5) obliczane są na podstawie oryginalnych współczynników, porównując odpowiednie człony równań (4) i (5). Rozwiązaniem jest szereg wirialny w rozwinięciu względem p postaci

$$z = 1 + \frac{B}{RT} p + \frac{C - B^2}{(RT)^2} p^2 \quad (6)$$

Równanie (3) po scałkowaniu jest postaci

$$s_2 - s_1 = \int_{T_1}^{T_2} \frac{c_p^0}{T} dT - \int_{p_1}^{p_2} \frac{R}{p} \left[z + T \left(\frac{\partial z}{\partial T} \right)_p \right] dp = a_1 \ln \frac{T_2}{T_1} + a_2 (T_2 - T_1) + \frac{a_3}{2} (T_2^2 - T_1^2) + \frac{a_4}{3} (T_2^3 - T_1^3) + \frac{a_5}{4} (T_2^4 - T_1^4) - R \ln \frac{p_2}{p_1} - \frac{dB}{dT} (p_2 - p_1) + \frac{p_2^2 - p_1^2}{2RT_2^2} \left(-B^2 + C + \frac{2B}{T_2} \frac{dB}{dT} - \frac{1}{T_2} \frac{dC}{dT} \right) \quad (7)$$

Zakładając proces izentropowy, $s_2 - s_1 = 0$, równanie (7) pozwala na iteracyjne wyznaczanie temperatury $T_{2, is}$.

Przyrost entalpii gazu w sprężarce jest wyznaczany z ogólnej zależności termodynamicznej

$$dh = c_p dT + \left[v - T \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p \right] dp = c_p dT - \frac{RT^2}{p} \left(\frac{\partial z}{\partial T} \right)_p dp \quad (8)$$

gdzie: h – entalpia gazu, J/kg,

Całkując równanie (8) dla stanu początkowego i końcowego układu odpowiadającego parametrom ssania i tłoczenia, otrzymujemy

$$h(p_2, T_2) - h(p_1, T_1) = \int_{T_1}^{T_2} c_p^0 dT - \int_{p_1}^{p_2} \frac{RT^2}{p} \left(\frac{\partial z}{\partial T} \right)_p dp = a_1 (T_2 - T_1) + \frac{a_2}{2} (T_2^2 - T_1^2) + \frac{a_3}{3} (T_2^3 - T_1^3) + \frac{a_4}{4} (T_2^4 - T_1^4) + \frac{a_5}{5} (T_2^5 - T_1^5) - \left(-B + T_2 \frac{dB}{dT} \right) (p_2 - p_1) + \frac{p_2^2 - p_1^2}{2RT_2^2} \left(2B^2 - 2C - 2T_2 B \frac{dB}{dT} + T_2 \frac{dC}{dT} \right) \quad (9)$$

Następnie, podstawiając pracę właściwą $h_2 - h_1$, wyznaczoną z równania (1), otrzymujemy równanie umożliwiające iteracyjne wyznaczenie rzeczywistej temperatury gazu na tłoczeniu.

W praktyce często przyjmuje się model gazu doskonałego do określenia parametrów gazu po sprężeniu i przedstawiona wyżej procedura znacznie się upraszcza. Temperatura gazu na tłoczeniu wyznaczana jest z zależności

$$T_2 = T_1 + \frac{T_1}{\eta_{is}} \cdot (\mathcal{E}^{(\kappa-1)/\kappa} - 1) \quad (10)$$

gdzie: \mathcal{E} – stopień sprężania, $\mathcal{E} = p_2 / p_1$, –,
 p_2 – ciśnienie tłoczenia, Pa,
 p_1 – ciśnienie ssania, Pa.

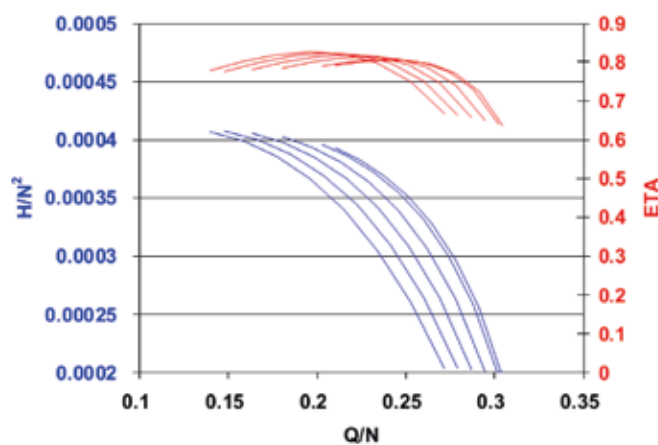
Pobór mocy przez sprężarkę wynosi

$$P = \frac{1}{\eta_M \eta_{is}} \cdot \frac{\kappa}{(\kappa-1)} \cdot \frac{p_N \cdot \dot{V}_N}{T_N} \cdot Z \cdot T_1 (\mathcal{E}^{(\kappa-1)/\kappa} - 1) \quad (11)$$

gdzie: P – moc sprężarki, W,
 η_M – sprawność mechaniczna sprężarki, –,
 κ – wykładnik izentropy sprężania, –,
 $p_N = 101325$ Pa (ciśnienie gazu w warunkach normalnych)
 \dot{V}_N – strumień objętości gazu przez tłocznice odniesiony do warunków normalnych, m³/h,
 $T_N = 273,15$ K (temperatura gazu w warunkach normalnych)
 Z – średni współczynnik ściśliwości gazu, –.

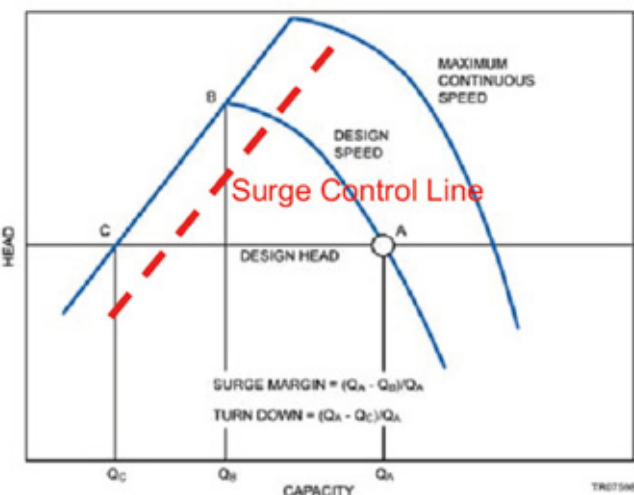
Systemy przesyłu gazu eksploatowane przy ciśnieniu roboczym gazu w zakresie od 6.2 do 8.4 MPa, wymagają stosowania równań stanu opisujących model gazu rzeczywistego. W pracy [17] przeprowadzono analizę wrażliwości modelu sprężarki na wybór równania stanu gazu. Badano wpływ modelu gazu na obliczoną moc sprężarki, przy czym porównywano model gazu doskonałego oraz modele gazu rzeczywistego: Redlich-Kwong-Soave, Peng-Robinson, Lee-Kesler-Plöcker oraz Benedict-Webb-Rubin-Starling. Autorzy wykazali, że przyjęcie modelu gazu doskonałego może prowadzić do znaczących błędów w obliczonych wartościach mocy, rzędu nawet kilkudziesięciu procent. Natomiast błędy w wartościach mocy uzyskanych przy zastosowaniu ww. równań stanu gazu rzeczywistego (mierzone wartością odchylenia standardowego) nie przekraczały 2%, co może być znaczącą wartością, z uwagi na to, że deklarowana przez producentów maszyn sprawność powinna być określana z niepewnością $\pm 1\%$ [3]. Stan gazu oraz funkcje termodynamiczne entalpii i entropii są wyznaczone w niniejszej pracy na podstawie wiralnego równania stanu zgodnie z procedurą GERG-88 (ISO 12213-3:1997).

Równania (1) oraz (2) należy uzupełnić rodziną charakterystyk, opisujących sprawność sprężarki w funkcji prędkości obrotowej (rys.2), oraz równaniami określającymi dopuszczalny zakres pracy sprężarki (rys. 3).



Rys. 2. Krzywe pracy właściwej i sprawności dla różnych prędkości obrotowych sprężarki odśrodkowej

Fig.2. Specific work and efficiency curves for different speeds of a centrifugal compressor



Rys. 3. Parametry do określania dopuszczalnego obszaru pracy sprężarki

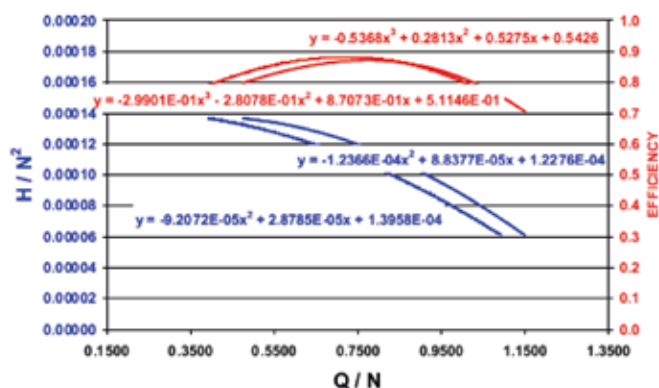
Fig.3. Parameters for determining the permissible operating area of the compressor

Wygodnym sposobem na uwzględnienie charakterystyk w modelu sprężarki jest ich aproksymacja wielomianami. Podstawowymi wielkościami opisującymi pracę sprężarki jest prędkość obrotowa N , strumień objętości gazu na wejściu sprężarki Q_1 , praca właściwa w procesie izentropowym $\Delta h_{is} = h(p_2, T_{2,is}) - h(p_1, T_1)$ oraz izentropowa sprawność sprężarki η_{is} . Aproksymację wielomianami przeprowadza się dla następujących wielkości, wynikających z równań podobieństwa dynamicznego: H_{is}/N^2 , \dot{V}_1/N oraz η_{is} [8]. Z reguły charakterystyki przybliżane są wielomianami drugiego stopnia bądź trzeciego stopnia [23], [18], [24], [17]

$$\frac{\Delta h_{is}}{N^2} = a_1 + a_2 \left(\frac{\dot{V}_1}{N} \right) + a_3 \left(\frac{\dot{V}_1}{N} \right)^2 + a_4 \left(\frac{\dot{V}_1}{N} \right)^3 \quad (12)$$

$$\eta_{is} = a_5 + a_6 \left(\frac{\dot{V}_1}{N} \right) + a_7 \left(\frac{\dot{V}_1}{N} \right)^2 + a_8 \left(\frac{\dot{V}_1}{N} \right)^3 \quad (13)$$

Ze względu na czytelność wykresów, aproksymację krzywych charakterystycznych można przeprowadzić dla maksymalnej i minimalnej prędkości obrotowej maszyny, natomiast wielkości pośrednie uzyskuje się za pomocą interpolacji (rys. 4).



Rys. 4. Aproksymacja krzywych charakterystycznych (pracy jednostkowej i sprawności) przy minimalnej i maksymalnej prędkości obrotowej

Fig.4. Approximation of characteristic curves (unit work and efficiency) at minimum and maximum speed

Strumień objętości gazu na wejściu sprężarki wyznacza się z równania ciągłości

$$\dot{V}_1 = \frac{\rho_N}{\rho_1} \dot{V}_N = \frac{\rho_N}{\rho_1} zRT_1 \dot{V}_N \quad (14)$$

Dopuszczalny zakres pracy sprężarki wynika z ograniczeń na maksymalną i minimalną prędkość obrotową sprężarki, granicy niestabilnej pracy sprężarki spowodowanej pompazem oraz ograniczenia na maksymalną wydajność sprężarki

$$N_{\min} < N < N_{\max} \quad (15)$$

$$\left(\frac{\dot{V}_1}{N} \right)_{\min} < \frac{\dot{V}_1}{N} < \left(\frac{\dot{V}_1}{N} \right)_{\max} \quad (16)$$

Stałe a_1 - a_8 wyznacza się dla danej maszyny w oparciu o zbiór danych rzeczywistych udostępnionych przez producenta maszyny.

3. Turbina gazowa

Wiele prac badawczych poświęcono modelowaniu turbin gazowych, w tym stosunkowo dokładnym modelom matematycznym

w stanach nieustalonych. [12],[4],[27],[22],[20]. Dostępnych jest również kilka komercyjnych pakietów oprogramowania, pozwalających na modelowanie turbin gazowych w zastosowaniach praktycznych, np. [2],[7],[21].

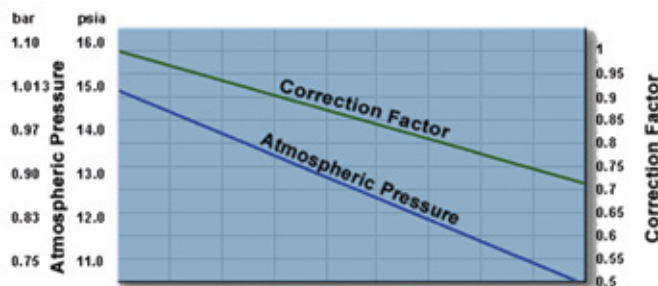
Generalnie, w zastosowaniach do napędu sprężarek w stacjach przetłocznych, stosowane są dwuwałowe turbiny, w których występują dwa moduły turbinowe połączone przepływowo. Dzięki takiemu rozwiązaniu, turbina mocy, czyli moduł napędzający maszynę roboczą (sprężarkę gazu), może mieć różną prędkość obrotową od modułu napędzającego sprężarkę turbiny, nazywanego generatorem gazu. Dzięki temu zwiększa się elastyczność silnika, przy zmiennym obciążeniu i zmiennej prędkości obrotowej sprężarki gazu.

Zużycie paliwa przez turbinę gazową oblicza się w następujący sposób:

$$\dot{V}_{N,GP} = \frac{P}{\eta \rho_N W_d} \quad (17)$$

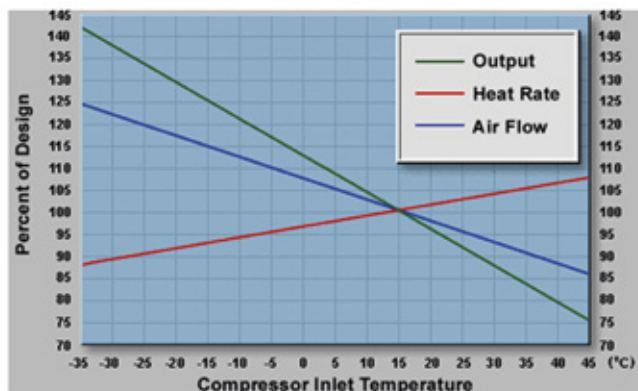
Gdzie $\dot{V}_{N,GP}$ jest strumieniem objętości gazu paliwowego w warunkach normalnych (m^3/s), η jest sprawnością turbiny gazowej.

Sprawność turbiny wyznacza się dla danych wartości mocy i prędkości obrotowej, wynikających z punktu pracy sprężarki gazu. Ogólnie, specyfikacja techniczna turbiny w zastosowaniach do napędu mechanicznego obejmuje: nominalną moc i sprawność w warunkach ISO (ciśnienie i temperatura otoczenia odpowiednio 101,325 kPa oraz 15°C), prędkość obrotową, rodzaj paliwa, spręż, temperaturę i strumień masy spalin, emisję NO_x . Istnieje konieczność uwzględnienia poprawek na sprawność turbiny w rzeczywistych warunkach pracy (warunki projektowe), ze względu na wartości wysokości bezwzględnej (ciśnienia atmosferycznego) (rys. 5) i temperatury (rys. 6) w miejscu instalacji turbiny innych niż warunki ISO (1.013 bar, 15°C). Ponadto, wprowadza się poprawki ze względu na pracę turbiny przy częściowym obciążeniu oraz pracę z prędkością obrotową różną od prędkości projektowej.



Rys. 5. Współczynnik korekcyjny mocy turbiny ze względu na ciśnienie atmosferyczne/wysokość zainstalowania

Fig.5. Correction factor for turbine output due to atmospheric pressure/altitude



Rys. 6. Współczynnik korekcyjny mocy turbiny (output) oraz jednostkowego zapotrzebowania na energię

Fig.6. Correction factor for turbine power (output) and specific energy demand (heat rate) as a function of air temperature

Zmiany temperatury otoczenia powodują zmianę mocy, prędkości obrotowej, oraz sprawności turbiny. Poprawki ze względu na temperaturę otoczenia mogą mieć następującą postać:

$$\bar{P} = a_1 \bar{T} + a_2 \bar{T}^2 + a_3 \bar{T}^3 \quad (18)$$

$$\bar{N} = a_4 \bar{T} + a_5 \bar{T}^2 + a_6 \bar{T}^3 \quad (19)$$

$$\bar{\eta} = a_7 \bar{T} + a_8 \bar{T}^2 + a_9 \bar{T}^3 \quad (20)$$

gdzie:

$$\bar{P} = P_p / P_n,$$

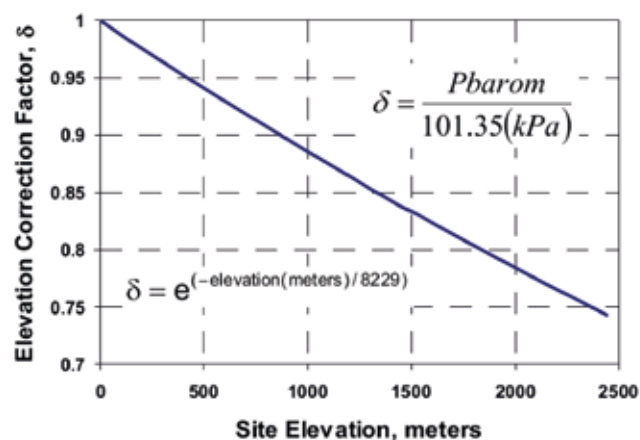
$$\bar{N} = N_p / N_n,$$

$$\bar{\eta} = \eta_p / \eta_n,$$

$$\bar{T} = T_0 / T_{0,ISO},$$

$$P_n = P(T_{0,ISO}), N_n = N(T_{0,ISO}), \eta_n = \eta(T_{0,ISO})$$

Według [27],[22] zależność $\eta_p = \eta(T_0)$ jest liniowa. Odom i Muster [17] podają zależność współczynnika korekcyjnego od wysokości położenia przedstawioną na rys.7.



Rys. 7. Współczynnik korekcyjny ze względu na wysokość zainstalowania turbiny

Fig.7. Correction factor due to turbine installation height

Sprawność turbiny gazowej znacząco zmniejsza się przy częściowym obciążeniu maszyny (rys. 8).

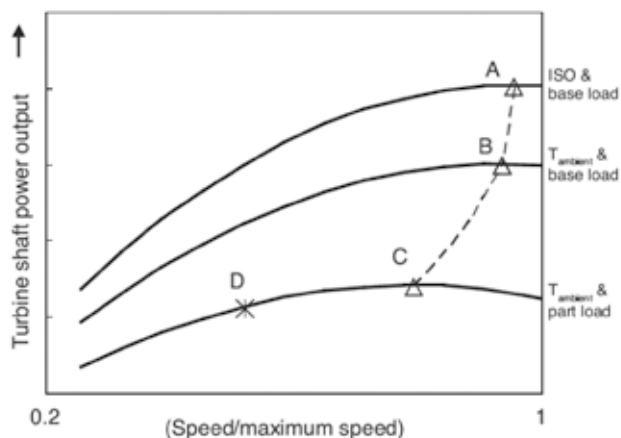
Wynika to z faktu, że efektywna moc turbiny jest różnicą pomiędzy mocą turbiny a mocą sprężarki powietrza, przy czym powszechnie wiadomo, że sprawność maszyn przepływowych przy częściowym obciążeniu silnie maleje. Poprawki ze względu na częściowe obciążenie turbiny mogą mieć następującą postać:

$$\bar{N} = a_{10} \bar{P} + a_{11} \bar{P}^2 + a_{12} \bar{P}^3 + a_{13} \bar{P}^4 \quad (21)$$

$$\bar{\eta} = a_{14} \bar{P} + a_{15} \bar{P}^2 + a_{16} \bar{P}^3 + a_{17} \bar{P}^4 \quad (22)$$

gdzie: $\bar{N} = N_{opt} / N_p$, $\bar{P} = P_{maks} / P_p$, $\bar{\eta} = \eta_{maks} / \eta_p$.

Wartości N_{opt} , P_{maks} i η_{maks} oznaczają odpowiednio optymalną prędkość obrotową oraz maksymalną moc i sprawność przy częściowym obciążeniu turbiny. W przypadku turbiny napędzającej sprężarkę gazu (turbiny mocy), wartość prędkości obrotowej turbiny jest często różna od wartości optymalnej N_{opt} i wynika z aktualnego punktu pracy sprężarki gazu. Moc P i sprawność turbiny η ulegają zmniejszeniu w jednakowych proporcjach, przy czym równanie opisujące tę zależność jest następującej postaci [14] (rys. 9)



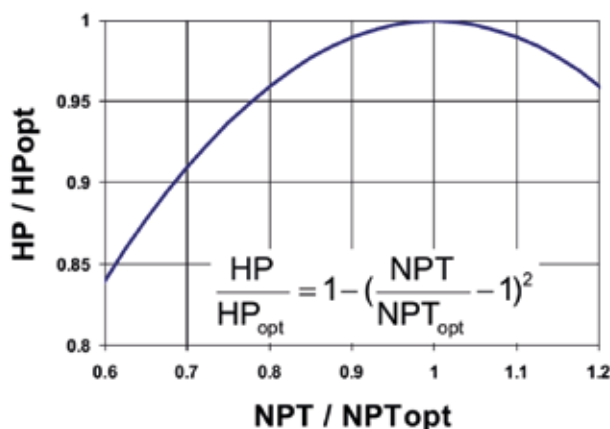
Rys.8. Charakterystyka turbiny przy częściowym obciążeniu maszyny, A-pełne obciążenie w warunkach ISO przy nominalnej prędkości obrotowej, B-pełne obciążenie przy rzeczywistej temperaturze powietrza i nominalnej prędkości obrotowej, C-częściowe obciążenie przy rzeczywistej temperaturze powietrza i nominalnej prędkości obrotowej, D-częściowe obciążenie przy rzeczywistej temperaturze powietrza i zredukowanej prędkości obrotowej

Fig.8. Turbine characteristics at partial machine load, A-full load under ISO conditions at nominal speed, B-full load at actual air temperature and nominal speed, C-partial load at actual air temperature and nominal speed, D-partial load at actual air temperature and reduced speed

$$\bar{P} = \bar{\eta} = 2\bar{N} - \bar{N}^2 \quad (23)$$

gdzie: $\bar{P} = P / P_{maks}$, $\bar{\eta} = \eta / \eta_{maks}$, $\bar{N} = N / N_{opt}$.

Wartości P i N oznaczają odpowiednio moc oraz prędkość obrotową turbiny (wynikają z punktu pracy sprężarki), natomiast wartość η jest sprawnością turbiny gazowej.



Rys. 9. Charakterystyka turbiny przy zmiennej prędkości obrotowej

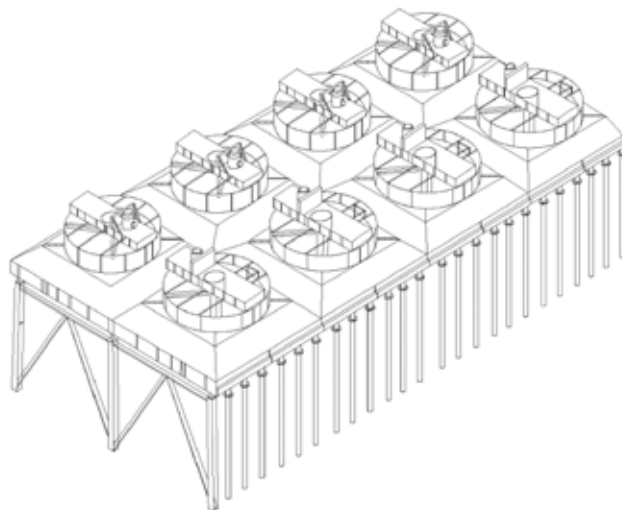
Fig. 9. Turbine characteristics at variable speed

4. Chłodnica gazu

Model chłodnicy gazu pozwala określić temperaturę gazu na wyjściu stacji przetłoczonej. Efektem ubocznym sprężania gazu ziemnego jest wzrost jego temperatury, co zwiększa spadek ciśnienia wzdłuż gazociągu. W wyniku wyższej temperatury gazu, średnia objętość gazu w gazociągu zwiększa się, powodując wzrost prędkości przepływu i dodatkowy spadek ciśnienia w gazociągu. W celu ograniczenia niepożądanych skutków wzrostu temperatury gazu, na wyjściu stacji umieszcza się chłodnice gazu, zwykle z wykorzystaniem powietrza jako czynnika chłodzącego. Chłodzenie gazu na wyjściu stacji może być również niezbędne dla ochrony powłok izolacji przeciwwilgociowej rurociągów.

Chłodnice gazu są zwykle umieszczone za sprężarkami i stosuje się w nich kompaktowe, poziome wymienniki ciepła, o krzyżowym przepływie gazu i powietrza.

W chłodnicach tych, przepływ powietrza chłodzącego odbywa się na zewnątrz wiązki ożebrowanych rur z przepływającym w środku gazem (rys. 10).



Rys. 10. Typowa chłodnica wentylatorowa na wyjściu tłoczni gazu

Fig.10. Typical fan cooler at the outlet of a gas compressor station

Istnieją dwie znane metody projektowania wymienników ciepła: metoda oparta na średniej logarytmicznej różnicy temperatury i równaniu Pécleta, oraz metoda oparta na tzw. efektywności wymiennika ϵ -NTU. Na potrzeby analizy systemu przesyłu gazu w tej pracy, metoda ϵ -NTU [13], wydaje się bardziej odpowiednia, ponieważ w prowadzonych rozważaniach głównym celem jest określenie strumienia ciepła i temperatury gazu na wyjściu chłodnicy.

W stanie ustalonym, równanie bilansu ciepła jest następujące

$$\dot{Q} = \epsilon \dot{Q}_{maks} = \rho_N \dot{V}_N (h_2 - h_3) \quad (24)$$

gdzie: \dot{Q} jest mocą cieplną wymiennika, określającą rzeczywisty strumień ciepła przekazanego między gazem a powietrzem chłodzącym (W), ϵ jest współczynnikiem efektywności (sprawności) wymiennika, \dot{Q}_{maks} jest mocą cieplną nieskończenie wielkiego wymiennika, odpowiadającą maksymalnemu strumieniowi ciepła przekazywanego między gazem a powietrzem chłodzącym (W).

Maksymalny strumień ciepła może być wyznaczony w oparciu o znane wartości temperatury początkowej płynów wymieniających ciepło i ich strumienie masy.

$$\dot{Q}_{maks} = C_{min} (T_{gaz,we} - T_{powietrze,we}) \quad (25)$$

gdzie C_{min} jest mniejszą z wartości strumienia pojemności cieplnej płynów (W/K), tzn. $C_{min} = \min(\dot{m}_{powietrze} c_{p,powietrze}, \rho_N \dot{V}_N c_p)$.

Efektywność chłodzenia zależy od wymiarów geometrycznych wymiennika ciepła, w tym m.in. od konfiguracji przepływu. Chłodnice powietrza są wymiennikami krzyżowymi, w których strugi powietrza opływają okrągłe żebra i nie są prowadzone oddzielnie, tak jak w przypadku żeber płytowych. Formuły do określenia współczynnika efektywności dla tego typu wymiennika, podane w pracy Kaysa i Londona [13], są następujące:

- przy strugach płynu o C_{maks} nie prowadzonych oddzielnie i strugach płynu o C_{min} prowadzonych oddzielnie

$$\epsilon = c^{-1} \left(1 - \exp \left\{ -c \left[1 - \exp(-NTU) \right] \right\} \right) \quad (26)$$

- przy strugach płynu o C_{min} nie prowadzonych oddzielnie i strugach płynu o C_{maks} prowadzonych oddzielnie

$$\varepsilon = 1 - \exp\left\{-c^{-1}\left[1 - \exp(-cNTU)\right]\right\} \quad (27)$$

gdzie c jest stosunkiem strumieni pojemności cieplnej, natomiast NTU jest tzw. liczbą przenikania ciepła, równą przyrostowi temperatury czynnika o mniejszym strumieniu pojemności cieplnej, przypadającemu na każdy stopień średniej różnicy temperatury między płynami [11].

W równaniach (25)-(27) przyjęto założenie upraszczające stałych strumieni pojemności cieplnej płynów. Liczba przenikania ciepła i stosunek strumieni pojemności cieplnej są równe odpowiednio $NTU = UA / C_{min}$ i $c = C_{min} / C_{maks}$, gdzie U jest współczynnikiem przenikania ciepła odniesionym do powierzchni po stronie powietrza (W/m^2K), A jest całkowitą powierzchnią wymiany ciepła po stronie powietrza (powierzchnia żeber i nie zakryte żebrami elementy powierzchni rur, w których żebra te są osadzone) (m^2), C_{maks} jest większą z wartości strumienia pojemności cieplnej płynów (W/K), tzn. $C_{maks} = \max(\dot{m}_{powietrze}c_{p,powietrze}, \rho_N \dot{V}_N c_p)$

Współczynnik przenikania ciepła odniesiony do powierzchni po stronie powietrza jest wyznaczany z zależności [9].

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{\alpha_{gaz} (A_{gaz} / A)} + AR + \frac{1}{\eta_o \alpha_{powietrze}} \quad (28)$$

gdzie: A_{gaz} jest powierzchnią wymiany ciepła po stronie gazu, (m^2), η_o jest sprawnością powierzchni żebrowanej, α_{gaz} i $\alpha_{powietrze}$ są współczynnikami przejmowania, odpowiednio po stronie gazu i powietrza.

Sprawność powierzchni żebrowanej określa się z zależności

$$\eta_o = 1 - \frac{A_z}{A} (1 - \eta_z) \quad (29)$$

gdzie A_z jest zewnętrzną powierzchnią samych żeber (m^2), η_z jest sprawnością żeber.

Dane dotyczące sprawności żeber, wymiarów geometrycznych chłodnicy, oraz wartości współczynników przenikania dla warunków projektowych dostępne są zazwyczaj w specyfikacji technicznej chłodnicy. Wartości współczynników przenikania dla dowolnych warunków pracy chłodnicy można określić w oparciu o dane literaturowe, np. [1],[9].

Wyznaczenie temperatury gazu na wyjściu chłodnicy odbywa się całkując równanie (3.4) dla stanów początkowego i końcowego układu odpowiadających parametrom na wejściu i wyjściu chłodnicy, przyjmując różnicę entalpii $h_2 - h_3$, wyznaczoną z równania (3.17).

W przypadku zmian obciążenia chłodnicy i związanych z tym zmian prędkości obrotowej wentylatora, podstawowe wielkości opisujące pracę wentylatora można wyznaczyć z równań podobieństwa dynamicznego. Zakładając, że chłodnice posiadają stały kąt nachylenia łopatek wentylatora, co jest typowym rozwiązaniem w przypadku powietrznych chłodnic gazu [16], prędkość wentylatora w nowym punkcie pracy otrzymuje się z równania

$$N_{CP} = N_{CP,p} \frac{\dot{m}_{powietrze} T_{powietrze}}{\dot{m}_{powietrze,p} T_{powietrze,p}} \quad (30)$$

Wymagana moc silnika dla nowej prędkości obrotowej wentylatora jest określana na podstawie następującej zależności

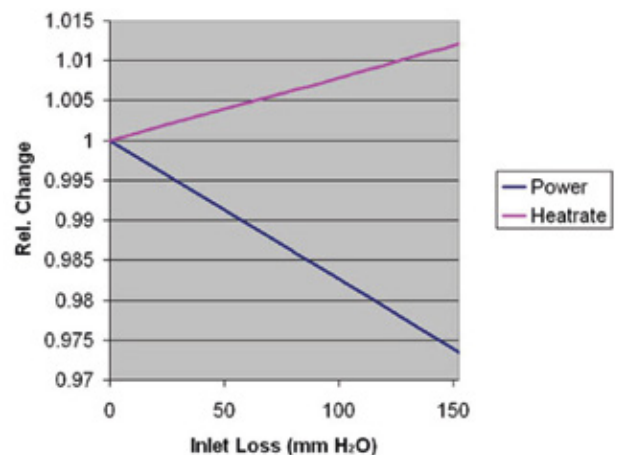
$$P_{CP} = P_{CP,p} \left(\frac{N_{CP}}{N_{CP,p}} \right)^3 \frac{T_{powietrze,p}}{T_{powietrze}} \quad (31)$$

W równaniach (30) i (31) indeks p oznacza wartość w warunkach projektowych, przy założeniu tych samych współczynników sprawności.

Wnioski

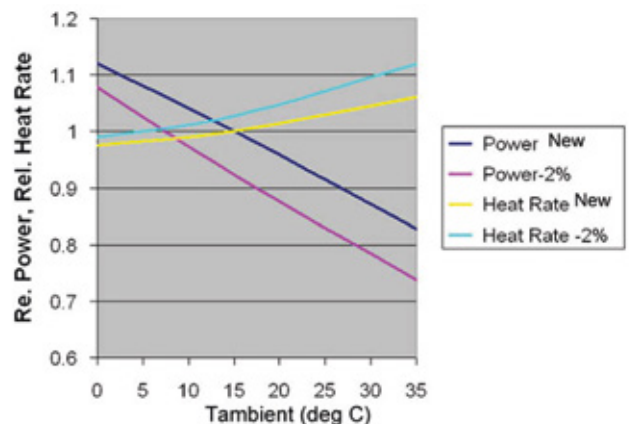
Model sprężarki odśrodkowej zaprezentowany w niniejszym rozdziale jest modelem analitycznym, pozwalającym na precyzyjne wyznaczanie parametrów pracy sprężarki dla dowolnych parametrów przepływowych. Powinien być uzupełniony charakterystyką maszyny przy przemianie izentropowej we współrzędnych moc/sprawność vs. strumień objętości na ssaniu (w warunkach pomiaru), która ma charakter uniwersalny. Ponadto, istotnym elementem, który należy wziąć pod uwagę, przy budowie modelu maszyn przepływowych na potrzeby symulacji i optymalizacji systemu przesyłu gazu, jest postępująca degradacja osiągnięć maszyny w czasie eksploatacji.

W pracy [15] szczegółowo omówiono problem degradacji charakterystyk dwuwałowych turbin gazowych w zastosowaniach do napędu mechanicznego w stacjach przetłoczeniowych. Przyczyną spadku sprawności turbin są: zanieczyszczenia, korozja, erozja, abrazja (przetarcie elementów znajdujących się w ruchu obrotowym), uszkodzenia mechaniczne spowodowane zanieczyszczeniami. Na rys. 11 przedstawiono przykładowy wykres wpływu zanieczyszczeń (osadów) w kanałach dolotowych sprężarki powietrza w turbinie gazowej, wyrażonych spadkiem ciśnienia, na moc silnika i jednostkowe zapotrzebowanie na energię. Rys. 12 i 13 przedstawiają zmiany osiągnięć turbiny odpowiednio przy obniżonej sprawności i zmniejszonym przepływie spalin w generatorze gazu.



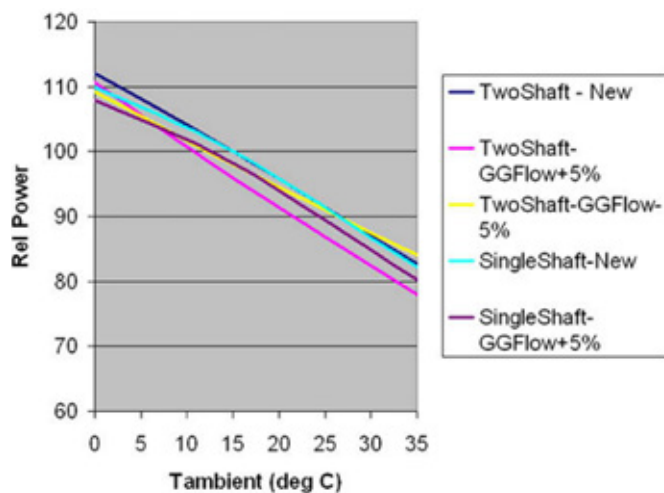
Rys. 11. Zmiana osiągnięć turbiny gazowej w funkcji spadku ciśnienia spowodowanego zanieczyszczeniami w kanałach dolotowych sprężarki powietrza

Fig.11. Variation in gas turbine performance as a function of pressure drop due to debris in the air compressor inlet ducts



Rys. 12. Zmiany osiągnięć turbiny gazowej przy obniżonej sprawności turbiny niskiego ciśnienia (generatora gazu)

Fig.12. Changes in gas turbine performance with reduced efficiency of the low pressure turbine (gas generator)



Rys. 13. Zmiany osiągu turbiny gazowej przy obniżonej przepustowości (natężeniu przepływu) turbiny niskiego ciśnienia (generatora gazu)

Fig.13. Changes in gas turbine performance with reduced throughput (flow rate) of the low pressure turbine (gas generator)

Przedstawione wykresy, uzyskane w oparciu o wyniki obliczeń symulacyjnych, świadczą o znaczącym problemie odstępstw rzeczywistych charakterystyk w czasie użytkowania turbiny, od deklarowanych przez producenta charakterystyk nowego silnika, uzyskanych podczas pomiarów na hamowni.

Powyższy problem dotyczy wszystkich maszyn przepływowych. W pracy Odoma i Mustera [17] podano zakresy wartości mnożników poprawkowych uwzględniające zmiany osiągu sprężarek odśrodkowych i turbin gazowych w czasie. Dokładna identyfikacja problemu degradacji osiągu maszyny powinna wynikać z diagnostyki rzeczywistych parametrów pracy na obiekcie.

Znajomość charakterystyk sprężarki i turbiny jest niezbędna z punktu widzenia prowadzenia ruchu. Algorytmy optymalizacji, których celem jest ekstremalizacja określonego wskaźnika jakości, wymagają znajomości aktualnych zależności, wiążących określone wielkości ruchowe z wielkościami opisującymi efektywność eksploatacji maszyn. Należy pamiętać o tym, że systemy techniczne, w miarę upływu czasu eksploatacji, zużywają się – następuje ich stopniowa degradacja, która wpływa na zmianę parametrów roboczych systemu/maszyny.

Przez degradację w systemach mechanicznych rozumiemy stopniową utratę właściwości konstrukcyjnych i/lub funkcjonalnych elementów systemów mechanicznych, lub nawet w efekcie całego systemu. Precyzując dalej, utrata ta będzie się objawiać jako zmiana (przyrost, ubytek) właściwości mechanicznych i/lub geometrycznych elementów systemu, wykraczająca poza założone im przez konstruktora tolerancje. Zmiany te pojawiają się jako skutek funkcjonowania obiektu/systemu w swym środowisku i interakcji energetycznych zewnętrznych a w szczególności wewnętrznych.

Diagnostyka techniczna to zorganizowany zbiór metod i środków do oceny stanu technicznego (jego przyczyn, ewolucji i konsekwencji) obiektów technicznych (maszyn). Stan techniczny obiektu jest definiowany w kategoriach "jakości" i bezpieczeństwa jego działania.

Miary bezpośrednie stanu technicznego obiektów mechanicznych to np.: wymiary geometryczne ich elementów, geometria współpracy par kinematycznych, trajektorie organów roboczych, charakterystyki wyczerpania materiału, itp, które określa się jako **cechy stanu obiektu**.

Miary pośrednie stanu technicznego, odzwierciedlające zaawansowanie procesów zużycia i jakość funkcjonowania obiektu, noszą nazwę **symptomów**, czyli wielkości mierzalnych współzmiennych z cechami stanu technicznego. Symptomy, jako miary sygnałów (procesów) diagnostycznych są zorientowane uszkodzeniowo i wyznaczane są w oparciu o badanie procesów wyjściowych z funkcjonujących obiektów.

Poznanie stanu technicznego obiektu wymaga jednoznacznego skojarzenia cech stanu obiektu ze zbiorem miar i ocen generowanych procesów wyjściowych - czyli symptomów. Algorytmy przyporządkowujące sobie oba zbiory cech - konstrukcji i symptomów - są podstawą tworzenia **modeli diagnostycznych obiektów**.

Wszystko co wiemy o rzeczywistości technicznej wynika z analizy modeli, które ją opisują. Proces, którego celem jest zbudowanie modelu operacyjnego (matematycznego lub empirycznego) nazywany jest procesem identyfikacji. W skład jego wchodzi zagadnienia modelowania, eksperymentu, estymacji i weryfikacji modelu.

Istota związku pomiędzy parametrami struktury a parametrami procesów wyjściowych jest podstawą budowanych modeli i relacji diagnostycznych, umożliwiających ocenę stanu technicznego maszyny.

LITERATURA

- [1] Annaratone D. 2010. Engineering Heat Transfer, Springer-Verlag, Berlin.
- [2] AspenTech. 2011). Aspen HYSYS™: <http://www.aspentech.com/products/aspen-hysys.aspx> (dostęp luty 2011).
- [3] Brun K., Nored M.B. 2006. Guideline for field testing of gas turbine and centrifugal compressor performance - Release 2.0, Southwest Research Institute, San Antonio, TX.
- [4] Camporeale SM, Fortunato B, Mastrovito M. 2006." A modular code for real time dynamic simulation of gas turbines in Simulink" *J Eng Gas Turbines Power-Trans ASME* 128:506-17.
- [5] Chacartegui R., Sánchez D., Muñoz A., Sánchez T. 2011)."Real time simulation of medium size gas turbines". *Energy Convers Manage* (52):713-24.
- [6] Chaczykowski M. 2012."Procesy cieplne w stacji przetłocznej zwiększające efektywność transportu gazu". Prace naukowe Politechniki Warszawskiej, Inżynieria Środowiska, z. 60, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 2012.
- [7] GE Energy. 2011. Gate Cycle™ Software - http://www.gepower.com/prod_serv/products/oc/en/opt_diagsw/gatecycle.htm (dostęp luty 2011).
- [8] Gresh M.T. 2001. Compressor Performance Aerodynamics for the User, second ed., Butterworth Heinemann, Boston.
- [9] Incropera F.P., DeWitt D.P. 2001). Fundamentals of Heat and Mass Transfer. 5th ed., John Wiley & Sons, New York.
- [10] Jiang W., Khan J., Dougal R.A. 2006." Dynamic centrifugal compressor model for system simulation". *J Power Sources* (158):1333-43.
- [11] Kalinowski E. 1995. Przekazywanie ciepła i wymienniki, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław.
- [12] Kim J.H., Song T.W., Kim T.S., Ro S.T. 2001." Model development and simulation of transient behaviour of heavy duty gas turbines". *J Eng Gas Turbines Power Trans ASME* (123):589-94.
- [13] Kays, W.M., and London A. L. 1984. Compact heat Exchangers, 3d ed., McGraw-Hill, New York.
- [14] Kurz R., Ohanian S., 2003. Modeling turbomachinery in pipeline simulations, w materiałach: PSIG The 35th Annual Meeting, Bern.
- [15] Kurz R., Brun, K. 2009." Degradation of gas turbine performance in natural gas service". *Journal of Natural Gas Science and Engineering* 1(3):95-102.
- [16] Mohitpour, M., Golshan, H., Murray, A. 2003. Pipeline Design & Construction - A Practical Approach, second ed., ASME Press, New York.
- [17] Odom F.M., Muster G.L. 2009. Tutorial on Modeling of Gas Turbine Driven Centrifugal Compressors, w materiałach: PSIG The 40th Annual Meeting, Galveston, TX.
- [18] Percell P.B., Ryan M.J. 1987. Steady state optimization of gas pipeline network operation, w materiałach: PSIG The 19th Annual Meeting, Tulsa.
- [19] Ransom D., Brun K., Kurz R. 2007. Enthalpy determination methods for compressor performance calculations, w materiałach: ASME Turbo Expo, GT2007-27038, Montreal, 1407-13.
- [20] RTO. 2007. Performance prediction and simulation of gas turbine engine operation for aircraft, marine, vehicular and power generation, research and technology organization report RTO-TR-AVT-036, RTO/NATO, Neuilly-sur-Seine.
- [21] TU Delft. 2011. Cycle-Tempo™: www.cycle-tempo.nl (dostęp luty 2011).
- [22] Varbanov P.S., Doyle S., Smith R. 2004." Modelling and optimization of utility systems". *Chem Eng Res Des* (82):561-78.
- [23] Walton T.A. 1986. " PC program helps monitor efficiency by describing pump, compressor impeller curves". *Oil Gas J* (84):55-8.
- [24] Wu S., Rios-Mercado R.Z., Boyd E.A., Scott L.R. 2000." Model relaxation for the fuel cost minimization of steady state gas pipeline networks". *Math Comput Model* (31):197-220.
- [25] Yoshikai, H. 1997, Representation of air cooled heat exchanger in modeling pipeline simulation program. Proceedings of the PSIG - the 29th Annual Meeting, Tucson.
- [26] Yu Y., Chen L., Sun F., Wu C. 2007." Neural-network based analysis and prediction of a compressor's characteristic performance map". *Appl Energy* (84):48-55.
- [27] Zhang N., Cai R. 2002." Analytical solutions and typical characteristics of part-load performances of single shaft gas turbine and its cogeneration". *Energy Convers Manag* (43):1323-37.