

Arkadij E. ZARJANKIN
Katedra Turbin Parowych i Gazowych
Moskiewski Instytut Energetyczny, MEI

Krzysztof J. JESIONEK
Zakład Turbin Ciepłych i Sprężarek
Politechnika Wrocławska, I-20

MODELOWANIE PRZEPLYWU PARY W ZAWORACH REGULACYJNYCH TURBIN PAROWYCH

Streszczenie. Praca opisuje warunki modelowania przepływu w zaworach regulacyjnych turbin parowych. Zwrócono uwagę na podstawowe problemy związane z badaniami modelowymi takich zaworów. Omówiono otrzymane w wyniku eksperymentu bezwymiarowe charakterystyki: przepływowe, siłowe i wibracyjne. Dla wartości liczb Reynoldsa większych od $Re = 3 \cdot 10^5$ charakterystyki te są automodelowe. Stwierdzono, że podstawowym kryterium podobieństwa jest bezwymiarowa prędkość λ na wylocie zaworu, a pośrednio stosunek ciśnień ϵ przed i za zaworem.

STEAM FLOW MODELLING IN THE CONTROL VALVES OF THE STEAM TURBINES

Summary. The present paper shows the conditions of a flow modelling in the control valves of steam turbines. The attention was payed to problems connected with a model scale testing of those valves. The flow, forces and vibrations nondimensional characteristics, obtained by means of experimental tests, are discussed. For the Reynold's numbers higher then $Re = 3 \cdot 10^5$ the characteristics have automodelling property. It was found out that the nondimensional velocity λ at the control-valve exit cross-section is the basic similarity number.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕЧЕНИЯ ПАРА В РЕГУЛИРУЮЩИХ КЛАПАХ ПАРОВЫХ ТУРБИН

Резюме. В работе разработано условия моделирования течения пара в регулирующих клапанах паровых турбин. Описано безразмерные расходные, силовые и вибрационные характеристики. Из работы вытекает что основным критерием подобия является безразмерная скорость λ на выходе из клапана.

1. WPROWADZENIE

Zawory regulacyjne turbin parowych zaliczają się do tych elementów turbozespołu, od niezawodności których zależy praca całego układu cieplnego. Spotykane w praktyce zawodowej konstrukcje w większości nie zapewniają wymaganej niezawodności i charakteryzują się dużym oporem aerodynamicznym. Szczególnie ta ostatnia okoliczność wyjaśnia zwiększone zainteresowanie zarówno zakładów produkujących turbiny, jak i elektrowni ciepłych, nowymi konstrukcjami zaworów regulacyjnych charakteryzujących się podwyższoną niezawodnością pracy i obniżoną trwałą stratą ciśnienia.

Opracowanie nowych rozwiązań konstrukcyjnych, jak np. [1] i [2], oraz ich wdrożenie przemysłowe możliwe jest tylko na podstawie wyniki dostatecznie szczegółowych modelowych badań eksperymentalnych przeprowadzanych na specjalnie wykonanych stanowiskach.

Najczęściej badane są modele w zmniejszonej skali i przy parametrach pary różniących się istotnie od panujących w warunkach naturalnych. Stąd też wynika konieczność znalezienia takich charakterystyk bezwymiarowych, które mogłyby w pełni oceniać jakość badanych zaworów oraz być automodelowymi w stosunku do początkowych parametrów pary i wymiarów geometrycznych.

Dla zaworów regulacyjnych turbin parowych najważniejszymi okazują się charakterystyki przepływowe, siłowe i wibracyjne. Posiłkując się teorią analizy wymiarowej, wyjaśnić można odpowiednie funkcjonalne zależności bezwymiarowe przydatne i stosowane w takich badaniach.

2. CHARAKTERYSTYKI PRZEPŁYWOWE

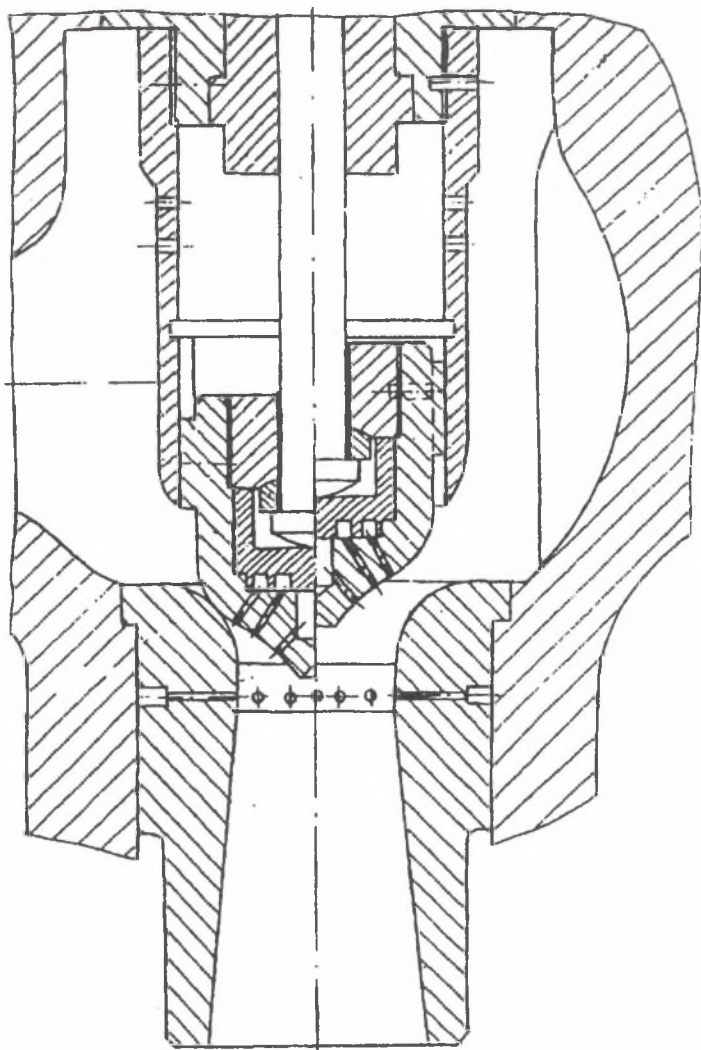
Strumień masy pary przemieszczającej się poprzez zawór regulacyjny, rys. 1, określany jest za pomocą stosunkowo prostej funkcjonalnej zależności

$$\dot{m} = f(p_0, T_0, p_2, \rho, R, \nu, d_1, h, \kappa), \quad (1)$$

- gdzie:
- \dot{m} - strumień masy pary,
 - p_0 - ciśnienie pary w komorze zaworowej,
 - T_0 - temperatura pary,
 - p_2 - ciśnienie za dyfuzorem wylotowym zaworu,
 - ρ - gęstość pary za dyfuzorem,
 - R - stała gazowa,
 - ν - kinematyczny współczynnik lepkości,
 - d_1 - średnica najmniejszego przekroju na wlocie dyfuzora,
 - h - wznios zaworu,
 - κ - wykładnik izentropy.

Z dziewięciu argumentów przytoczonych w zależności (1) cztery są wymiarowo niezależne, a mianowicie:

$$\begin{aligned} [p_0] &= [\text{kg/s}^2\text{m}], \\ [T_0] &= [\text{K}], \\ [R] &= [\text{m}^2/\text{s}^2\text{K}], \\ [d_1] &= [\text{m}]. \end{aligned}$$



Rys. 1. Zawór regulacyjny turbiny parowej K-300-240 LMZ
Fig. 1. A control valve of the steam turbine K-300-240 LMZ

Wymiary pozostałych wielkości mogą być wyrażone za pomocą czterech wyżej wymienionych opierając się na następujących zależnościach:

$$\begin{aligned} [p_2] &= [p_0], \\ [\rho_2] &= [p_0/RT_0], \\ [v] &= [d_1] [(RT_0)^{0,5}], \\ [h] &= [d_1], \\ [m] &= \{[p_0]/[(RT_0)^{0,5}]\}[d_1]^2 \end{aligned}$$

Dla przejścia od wymiarowego zapisu zależności (1) do jej formy bezwymiarowej wystarczające jest wprowadzenie oczywistych parametrów

$$e_2 = \frac{p_2}{p_0},$$

$$\bar{h} = \frac{h}{d_1},$$

$$\frac{\rho_2}{p_0} = \frac{\rho_2}{\rho_0},$$

$$\frac{v}{RT_0}$$

$$Re = \frac{d_1 \sqrt{RT_0}}{v}$$

W dalszych rozważaniach należy uwzględnić, że pierwiastek $\sqrt{RT_0}$ w zasadzie z dokładnością do stałej, zależnej od wykładnika izentropy, określa prędkość krytyczną strumienia

$$c_{kr} = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa+1} RT_0},$$

a kompleks

$$\frac{p_0}{\sqrt{RT_0}} d_1^2$$

także z dokładnością do stałego mnożnika daje wartość przepływu krytycznego m_{kr} poprzez największy przekrój dyfuzora. Oprócz tego ciśnienie bezwymiarowe ε_2 i bezwymiarowa gęstość ρ_2 nie są argumentami niezależnymi wymiarowo, ponieważ związane są ze sobą równaniem izentropii

$$\varepsilon_2 = \bar{\rho}_2^{-\kappa}$$

W rezultacie przedstawionego wyżej normowania, opartego na wykorzystaniu teorematu Π (Buckinghama), funkcjonalna zależność wymiarowa (1), może być przedstawiona w postaci następującego wyrażenia bezwymiarowego

$$q = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{kr}} = f(\varepsilon_2, \bar{h}, Re, \kappa). \quad (2)$$

Specjalne badania zaworów dyfuzorowych, przeprowadzone przez autorów dla wyjaśnienia wpływu wykładnika izentropii κ na bezwymiarowy strumień masy q , wykazały praktycznie takie same rezultaty przy wykorzystaniu jako czynnika roboczego zarówno powietrza, jak i pary przegrzanej. Nieistotną okazał się także wpływ liczby Reynoldsa na charakterystyki przepływowe, jeżeli badania zaworów prowadzone były przy dużych jej wartościach liczbowych, przekraczających $3 \cdot 10^5$, a więc w obszarze automodelowym.

W ten sposób, przedstawiając dane doświadczalne w postaci zależności bezwymiarowego strumienia masy q od spadku ciśnienia na zaworze ε_2 i jego otwarcia względnego \bar{h} , można ze stosunkowo wysoką dokładnością określać przepływy pary przez rzeczywiste zawory regulacyjne wykorzystując formułę

$$\dot{m} = 0,0311 \frac{p_0}{\sqrt{A_0}} \frac{\pi d_1^2}{2} q(\varepsilon_2, \bar{h}). \quad (3)$$

W celu wykazania uniwersalności bezwymiarowej zależności (2) w stosunku do początkowych parametrów pary i wymiarów geometrycznych na rys. 2 przedstawiono wyniki badań modelowych zestawione z rezultatami badań rzeczywistych zaworów turbiny K-300-240. Pomijając fakt, że początkowe ciśnienie pary przyjęte w badaniach modelowych różniło się od tego w warunkach naturalnych prawie sto razy, a wymiary badanych modeli były o 1,8 razy mniejsze od rzeczywistych zaworów, zauważyć można praktycznie pełną zgodność bezwymiarowego strumienia masy q , otrzymanego dla wspomnianej turbiny przy pełnym otwarciu zaworów, z charakterystyką przepływową otrzymaną dla modelu. Niewielkie rozbieżności porównywanych wielkości wyjaśnić można bardzo dużymi różnicami liczb Reynoldsa. Jeżeli dla rzeczywistych zaworów wielkość tego parametru była rzędu 10^7 , to charakterystyka przepływowa, przedstawiona na rys. 2, otrzymana została dla badań przy liczbach Re leżących w przedziale od $3 \cdot 10^5$ do $7 \cdot 10^5$.

3. SIŁOWE CHARAKTERYSTYKI ZAWORÓW REGULACYJNYCH

Siły statyczne działające na wrzeciono zaworu określają nie tylko pole jego przekroju poprzecznego, ale i moc serwomotorów turbiny. Wartość tych sił zależna jest od typu i wymiarów zastosowanego zaworu, charakteru opływu dolnej części jego grzybka tworzącej wraz z wlotowym odcinkiem siodła kanał zaworowy, stopniem otwarcia zaworu i spadkiem ciśnienia

$$\Delta p = p_0 - p_2,$$

(rys. 1), działającym na układ zaworowy. Przy pełnym podobieństwie geometrycznym siły powinny zmieniać się proporcjonalnie do kwadratu wymiarów liniowych i ciśnienia początkowego pary. Ponieważ wymiary przekroju poprzecznego wrzecion, także i dla zaworów jednego typu, mogą istotnie różnić się między sobą, więc z tej przyczyny przy tworzeniu bezwymiarowych kompleksów określających siły statyczne korzystne jest wykluczenie wymiarów wrzeciona ze zbioru czynników określających wartość bezwymiarowej siły.

W takim przypadku siła F_0 , działająca na wrzeciono o zerowej grubości (średnicy), będzie określana przez następujące wyrażenie

$$F_0 = F + (p_0 - B) \frac{\pi d_w^2}{4},$$

gdzie: F - siła zmierzona na wrzeciono zaworu modelowego,
 B - ciśnienie barometryczne,
 d_w - średnica wrzeciona zaworu modelowego.

W celu przedstawienia siły F_0 w postaci bezwymiarowej wykorzystać można jako wielkość odniesienia (normująca) wartość siły niezbędnej do oderwania grzybka od siodła przy zerowej średnicy wrzeciona

$$\bar{F}_0 = \frac{F_0}{p_0 \frac{\pi D_n^2}{4}} = \frac{4}{\pi} \frac{F}{p_0 D_n^2} + \left(1 - \frac{B}{p_0}\right) \frac{d_w^2}{D_n^2}, \quad (4)$$

gdzie D_n - średnica posadowienia grzybka zaworowego na siodło.

Bezwymiarowa siła \bar{F}_0 okazała się niezależna od początkowego ciśnienia pary i od wymiarów zaworu. Szczególnie ta okoliczność pozwala wykorzystywać wyrażenie (4) do opracowywania prostych danych doświadczalnych i dalszego ich zastosowania przy obliczeniach naturalnych już zaworów regulacyjnych turbin parowych.

Charakter zmian rozpatrywanej siły bezwymiarowej przy różnych spadkach ciśnienia ε_2 w zaworze dla różnych stopni jego otwarcia przedstawiono na rys. 3. Maksymalna wartość wielkości \bar{F}_0 osiągana jest przy średnim położeniu grzybka zaworowego ($\bar{h} = 0,15$), kiedy oddziałują na niego efekt przysysania, uwarunkowany dyfuzorowym efektem dyfuzora zaworowego.

4. CHARAKTERYSTYKI WIBRACYJNE ZAWORÓW

Spośród czynników określających niezawodność zaworów regulacyjnych ich stan wibracyjny ma decydujące znaczenie, ponieważ siły dynamiczne w większości przypadków są przyczyną zniszczenia różnych elementów układu rozrządu turbin parowych.

Dla przeliczenia poziomu dynamicznych sił $\bar{h} \bar{F}_{dyn}$, otrzymanych podczas badań modelowych, na rzeczywiste parametry pary i rzeczywiste wymiary geometryczne, korzystne jest zastosowanie następującej zależności

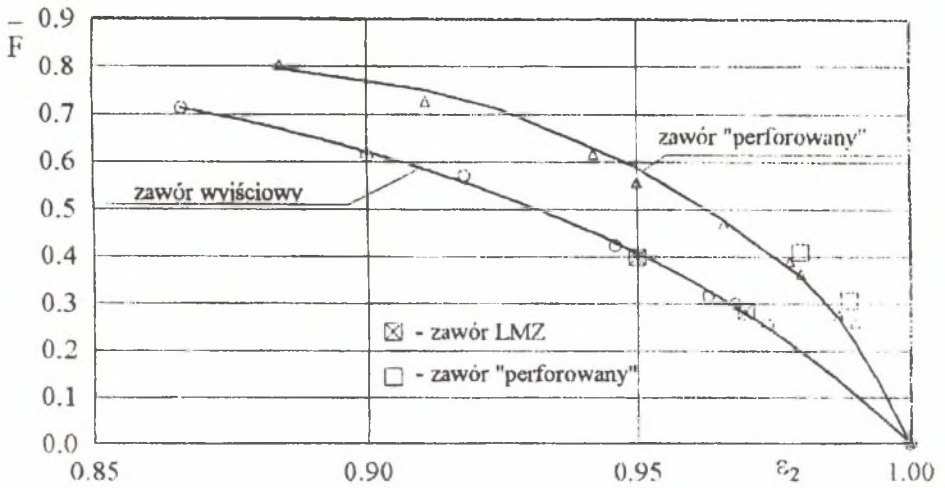
$$\bar{F}_{dyn} = F_{dyn}^M \frac{p_0}{p_{OM}} \frac{1}{l}. \quad (5)$$

W tym przypadku indeks M odnosi się do wielkości modelowych, a współczynnik l jest skalą wymiarów geometrycznych.

5. PODSUMOWANIE

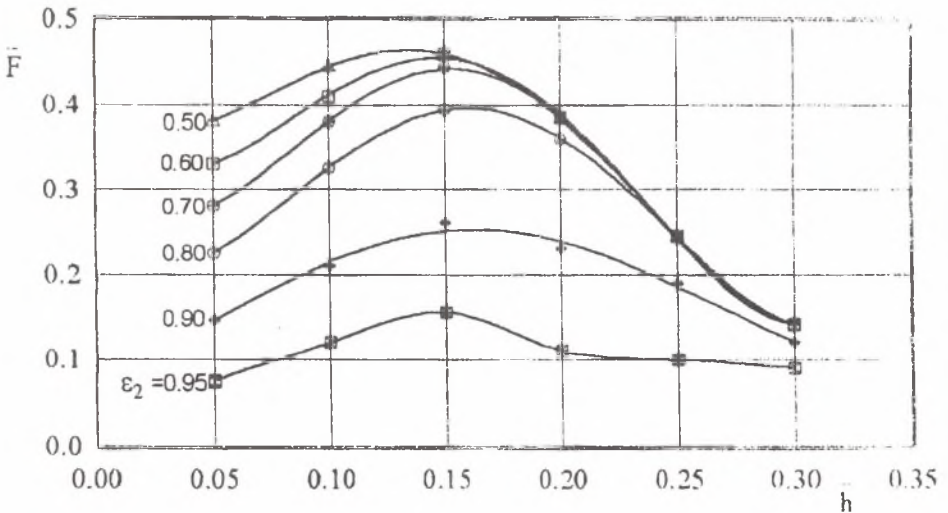
Przeprowadzona analiza wykazała, że przy badaniach modelowych dyfuzorowych zaworów regulacyjnych turbin parowych podstawowym kryterium podobieństwa jest bezwymiarowa prędkość na wylocie λ (a bezpośrednio stosunek ciśnień ε_2).

Porównanie charakterystyk przepływowych zaworów, uzyskanych w badaniach modelowych oraz na obiekcie rzeczywistym, wykazało, że przy liczbach $Re > 3 \cdot 10^5$, charakterystyki te są automodelowe w odniesieniu do wskazanego kryterium podobieństwa.



Rys. 2. Wyniki badań modelowych oraz na obiekcie rzeczywistym zaworów regulacyjnych turbiny K-300-240 LMZ

Fig. 2. The results of both model and the real object investigations of the K-300-240 LMZ turbine control valves



Rys. 3. Zależność siły na wrzecionie w funkcji wzniosu zaworu

Fig. 3. The force on the spindle the valve lift-dependent

LITERATURA

- [1] Zarjankin A. E., Jesionek K. J.: Dodatkowe 4 MW z turbiny 13K215, [w:] Zeszyty Naukowe Wyższej Szkoły Inżynierskiej w Opolu nr 180, Seria: Elektryka z. 34 "Gospodarka remontowa energetyki", Opole 1992, s. 101.
- [2] Zarjankin A. E., Jesionek K. J.: Zawór regulacyjny turbiny z obniżoną stratą ciśnienia pary, [w:] Problemy badawcze energetyki cieplnej, Politechnika Warszawska, Instytut Techniki Ciepłej, Warszawa 1993, s. 300-306.

Recenzent: prof. dr hab. inż. A. Tylikowski

Wpłynęło do Redakcji w grudniu 1994 r.