

ANDRZEJ BŁASZCZYK*

ADAM PAPIERSKI

MARIUSZ SUSIK

Politechnika Łódzka

Instytut Maszyn Przepływowych

Metoda projektowania komór ssawnych pomp o osi pionowej

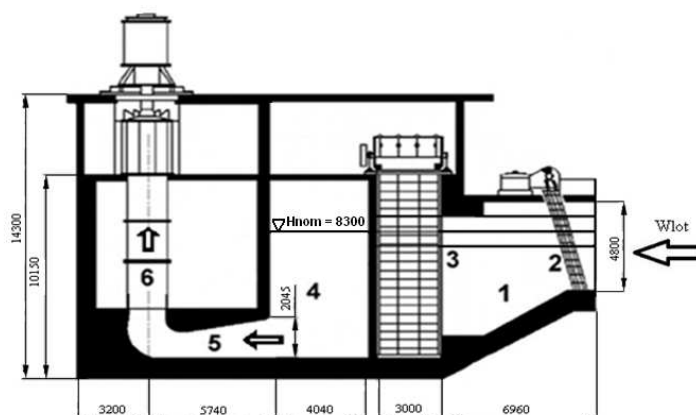
Przedstawiono procedurę projektowania, w której w celu optymalizacji komór ssawnych pomp wykorzystuje się wyniki obliczeń numerycznych przepływu ustalonego w komorze ssawnej oraz aplikacje metod optymalizacji konstrukcji w aspekcie realizacji przyjętych funkcji celu. Zaproponowane przez autorów funkcje celu dotyczą optymalnego napływu czynnika na wirnik.

1 Wstęp

Komora ssawna typu krzywak ssawny jest końcowym elementem kanałów dopływowych do pomp o osi pionowej (rys. 1) w układach wody chłodzącej skraplaczy turbin parowych dużej mocy. Najczęściej są to pompy diagonalne lub osiowe charakteryzujące się dużymi wydajnościami (powyżej 15000 m³/h) i stosunkowo małymi wysokościami podnoszenia. W krzywakach ssawnych następuje zmiana kierunku przepływu wody z poziomego na pionowy. Taka zmiana kierunku przepływu wody generuje niekorzystne zjawiska hydrauliczne w krzywaku ssawnym. Schemat kanałów dopływowych do pompy wody chłodzącej przedstawiono na rys. 1. W skład rzeczywistego obiektu pompowni wchodzi: komora krat (1), w której znajdują się kraty wlotowe (2) służące do zgrubnego oczyszczenia wody dopływającej z wysokowydajnego źródła wody, sito obrotowe (3), które ma za zadanie dokładne oczyszczenie wody z pozostałych zanieczyszczeń, komora wlotowa (4), komora ssawna typu krzywak ssawny (5) oraz pompa wody chłodzącej (6).

Według normy [1] wypływ wody z krzywaka ssawnego powinien spełniać między innymi następujące warunki:

*E-mail: akblaszc@p.lodz.pl



Rysunek 1. Obiekt rzeczywisty – układ kanałów dopływowych [3]

- uśredniony w czasie 10 min kąt wirowania cieczy, Θ , w przekroju wlotowym do pompy powinien spełniać warunek $\Theta \leq 5^\circ$; dopuszcza się krótkotrwałe (do 30 sekund) odchylenie $\Theta \approx 7^\circ$;
- nierównomierność profilu prędkości w stosunku do wartości średniej z pola powierzchni pomiarowej mniejsza od 10% w każdym punkcie pomiaru sondą Prandtl'a.

W dostępnej literaturze brak jest publikacji dotyczących metod projektowania optymalnych komór ssawnych typu krzywak ssawny, które kontrolowałyby na etapie obliczeń przyjęte funkcje celu.

2 Procedura projektowania optymalnych komór ssawnych typu krzywak ssawny

Danymi wejściowymi do projektowania krzywaka ssawnego są, wymagane przez układ wody chłodzącej, parametry przepływowe punktu nominalnego pompy: H_N – nominalna wysokość podnoszenia i Q_N – nominalna wydajność. Obroty dużych pomp osiowych i diagonalnych zawierają się w granicach $n = 300\text{--}500$ obr/min. Z tego zakresu dokonuje się doboru prędkości. Mniejsze obroty powodują, że konstrukcja pompy charakteryzuje się większymi gabarytami wpływając na większą cenę pompy. Ograniczeniem dla większych obrotów jest zjawisko kawitacji. Dla wymaganych parametrów przepływowych H_N , Q_N oraz przyjętych obrotów okre-

śla się wyróżnik szybkobieżność z zależności

$$n_{sq} = \frac{n\sqrt{Q_N}}{(H_N)^{3/4}}. \quad (1)$$

W katalogach pomp poza parametrami przepływowo-energetycznymi: H_N , Q_N , η_N (sprawność nominalna), NPSH (wymagana nadwyżka antykawitacyjna pompy), mocą silnika napędowego, wymiarami gabarytowymi agregatu pompowego, podawana jest również minimalna dynamiczna wysokość napływu wody do pompy h_{min} (rys. 2).

Dla wybranych proporcji wymiarowych komór ssawnych [1,4], wydajności nominalnej pompy (Q_N) oraz minimalnej wysokości napływu h_{min} przeprowadza się obliczenia numeryczne przepływu trójwymiarowego. W opracowanym algorytmie metody proponuje się w obliczeniach numerycznych parametrów przepływu ustalonego cieczy w krzywaku ssawnym korzystać z programu ANSYS. O wyborze programu obliczeń numerycznych prędkości przepływu zdecydowały wyniki weryfikacji ich wartości wynikami pomiarów prędkości badanego wariantu krzywaka ssawnego, wykonanych w Instytucie Maszyn Przepływowych Politechniki Łódzkiej [2]. Wyniki obliczeń numerycznych prędkości przepływu w projektowanych komorach ssawnych wykorzystywane są do określania kolejnych wartości funkcji celu.

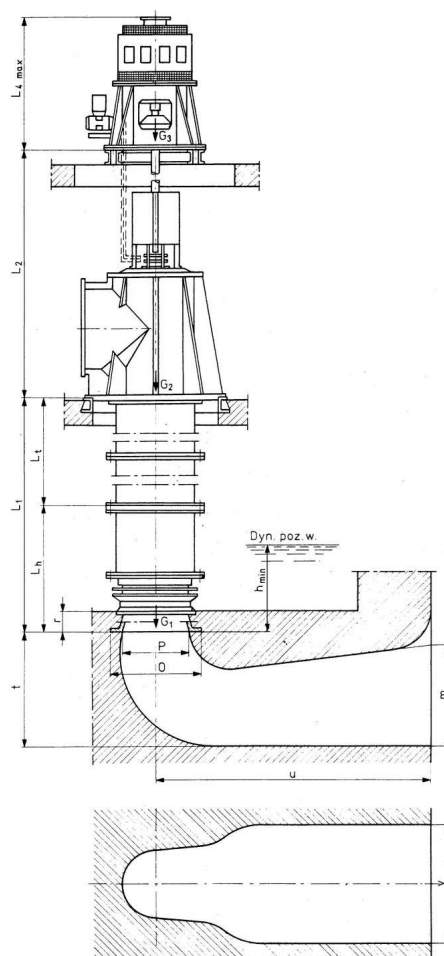
W projektowaniu optymalnych komór wlotowych istotne znaczenie mają parametry wylotowe cieczy z krzywaka decydujące o strukturze jej napływu na wirnik pompy. Wirnik pompy najczęściej projektowany jest przy założeniu napływu bez wstępnego krętu czyli prerotacji, $V_u = 0$. W związku z tym zarówno średnia wartość prędkości obwodowej jak i jej wartość w dowolnym punkcie przekroju wlotowego wirnika powinny być bliskie lub równe zero.

Na podstawie analizy rozkładów składowej obwodowej prędkości V_u dla różnych wersji konstrukcji krzywaka ssawnego i wariantów pomiarowych zaproponowano funkcję celu F_1 poszukującą rozwiązań o możliwie najmniejszej energii związanej z wartością V_u :

$$F_1 = e_u = u_{lok} |V_{u,lok}|, \quad (2)$$

z ograniczeniem wynikającym z dopuszczalnych kątów natarcia $i = 2-6^\circ$ czynnika na krawędź wlotową łopatki.

Jako drugą funkcję celu proponuje się możliwie najmniejszą wartość nierównomierności profilu prędkości na wylocie z krzywaka (przekrój przed wirnikiem). Funkcja ta pozostaje w ścisłym związku z kryterium zalecanym przez normę [1]



Rysunek 2. Schemat zabudowy pompy o osi pionowej [4]

dotyczącą nierównomierności profilu prędkości. Funkcja ta obliczana jest ze wzoru

$$F_2 = \max \left\{ \left| \frac{V_a - (V_a)_{sr}}{(V_a)_{sr}} \right| \right\}. \quad (3)$$

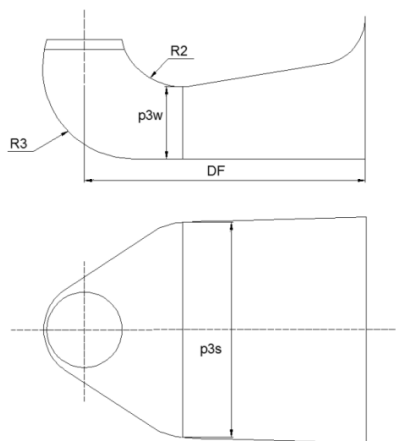
Wartości (V_a) i $(V_a)_{sr}$ liczone są w przekroju wylotowym z krzywaka (przekroju przed wirnikiem) o promieniu pomniejszonym w stosunku do wartości promienia ścianki o grubość warstwy przyściennej.

W przypadku optymalizacji dwukryterialnej do określenia funkcji globalnej

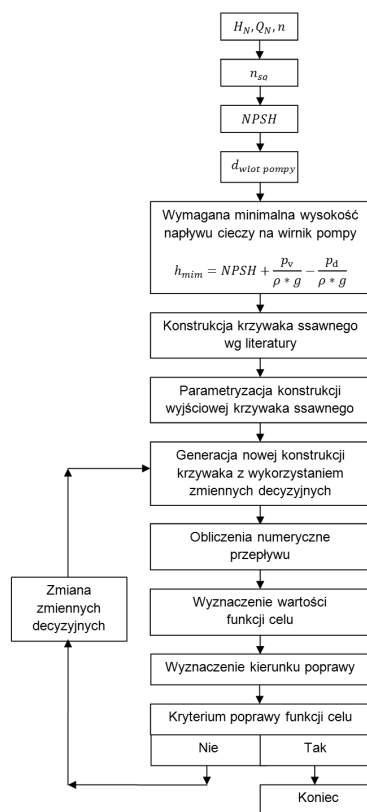
F_p wykorzystuje się dwa współczynniki wagowe w_1 i w_2

$$F_p = w_1 F_1 + w_2 F_2, \quad (4)$$

przy czym $w_1 + w_2 = 1$. Wrażliwość parametrów konstrukcyjnych krzywaka na wartości funkcji celu określono na podstawie wstępnych obliczeń parametrów przepływowych przepływającej przez krzywak ssawny cieczy.



Rysunek 3. Zmienne decyzyjne geometrii krzywaka ssawnego [5]



Rysunek 4. Algorytm metody projektowania optymalnych komór wlotowych [5]

Spośród parametrów opisujących kształt krzywaka ssawnego jako zmienne decyzyjne, na podstawie wyżej wymienionych obliczeń, wybrano pięć parametrów oznaczonych na rys. 3: długość krzywaka DF, p3w – wysokość przekroju, p3s – szerokości przekroju, promień wewnętrzny krzywaka R2, promień zewnętrz-

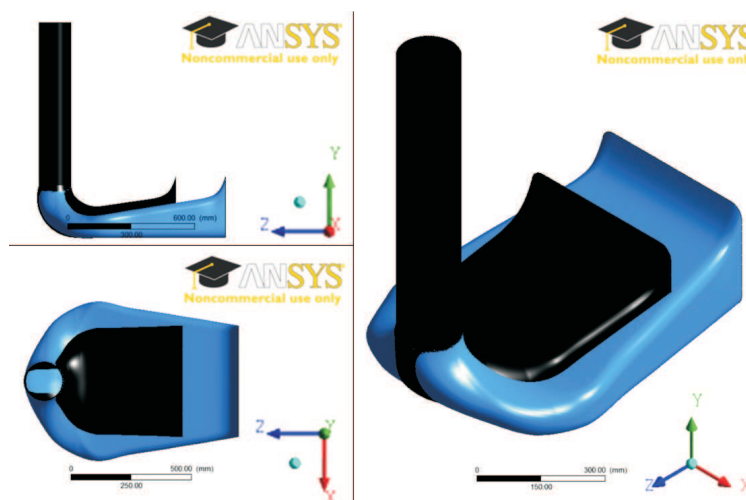
ny krzywaka R3. Graficzną ilustrację zmiennych decyzyjnych przedstawiono na rys. 3.

W trakcie procedury optymalizacji kontrolowane są zmiany wartości funkcji celu. Na podstawie tych zmian wyznacza się kierunek poprawy funkcji celu. Kierunek poprawy wyznacza gradient funkcji celu, który jest przeciwny do kierunku wzrostu wartości funkcji celu. Podane w algorytmie kryterium funkcji celu określa dopuszczalną różnicę wartości jej między kolejnymi iteracjami.

Opracowany [5] algorytm metody projektowania optymalnych komór wlotowych przedstawiono na rys. 4.

3 Optymalna konstrukcja komory wlotowej

W projekcie komory wlotowej wykorzystano algorytm metody projektowania optymalnych komór wlotowych przedstawiony na rys. 5. Przedmiotem optymalizacji był model komory wlotowej eksploatowanej w bloku 460 MW jednej z polskich elektrowni. W procedurze optymalizacji wykorzystana została metoda IFFCO (ang. *implicit filtering for constrained optimization*) [6]. Dla funkcji celu F_1 i F_2 określonych równaniami (2) i (3) oraz dla $w_1 = w_2 = 0,5$ obliczono parametry. Obraz komór wlotowych przed i po optymalizacji przedstawiono na rys. 5.



Rysunek 5. Widok modelu komory wlotowej przed optymalizacją (kolor czarny) i po optymalizacji (kolor niebieski)

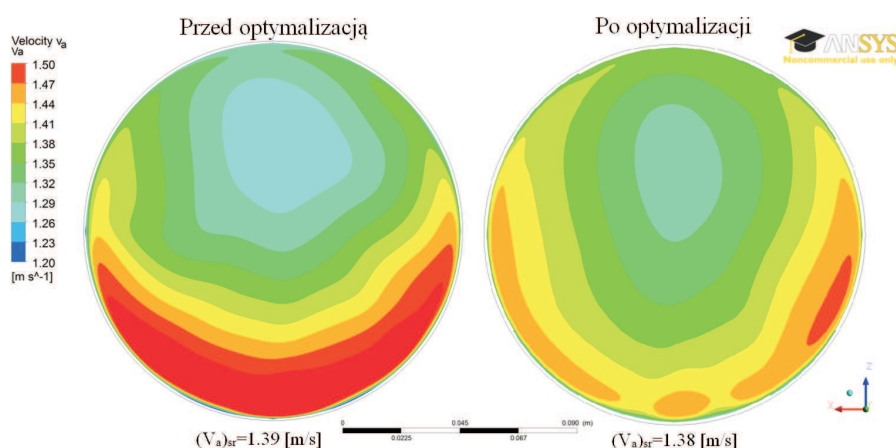
W tab. 1 zestawiono wartości zmiennych decyzyjnych modelu komory wlotowej

przed i po optymalizacji.

Tabela 1. Zmienne decyzyjne

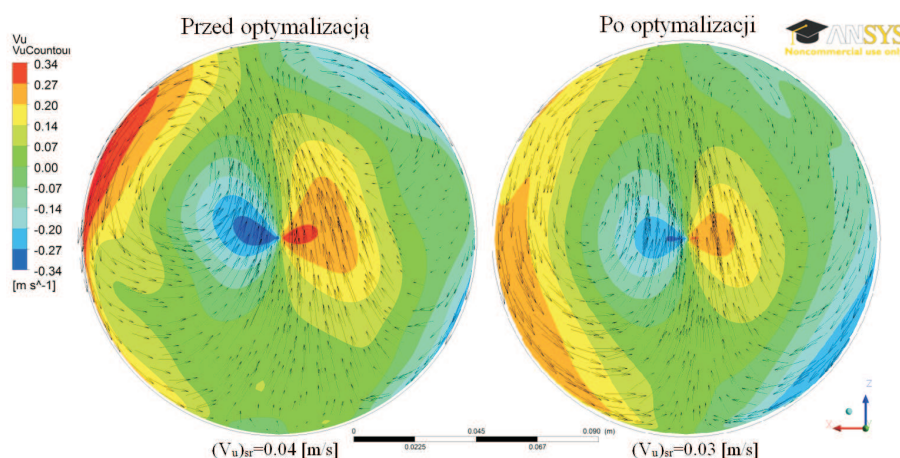
Geometria	Zmienne decyzyjne [mm]				
	R2	R3	p3w	p3s	DF
Komora przed optymalizacją	129	185	147	438	571
Komora po optymalizacji	107	198	105	655	804
Różnica [mm]	-22	13	-42	217	233

Na podstawie rys. 5 i danych zestawionych w tab. 1 należy stwierdzić, że geometrie modelu komory wlotowej przed i po optymalizacji znacznie się różnią. Dla wyjaśnienia przyczyn poprawy napływu cieczy na wirnik pompy, porównano mapy składowych obwodowych prędkości V_u i osiowych V_a wykorzystywanych do określenia wartości funkcji celu. Mapy prędkości dla nominalnych warunków pracy komory ssawnej przedstawione zostały na rys. 6 i 7; kierunek napływu czynnika do komory wlotowej jest zgodny z zaznaczoną osią Z.



Rysunek 6. Rozkład składowej osiowej prędkości dla modelu komory wlotowej przed i po optymalizacji

Porównując przedstawione rozkłady prędkości zauważa się istotne zmiany ich wartości przed i po optymalizacji. Zmiany te szczególnie dotyczą rozkładów składowej obwodowej prędkości V_u na wylocie z komory. Ograniczone zostały obszary, w których występowały przed optymalizacją maksymalne wartości V_u oraz



Rysunek 7. Rozkład składowej obwodowej prędkości dla modelu komory wlotowej przed i po optymalizacji

wyrównane zostały prędkości na całej powierzchni wylotu z komory. Podobna uwaga dotyczy składowych osiowej prędkości V_a . W komorze wylotowej w obszarze zmiennej decyzyjnej R2 zmniejszeniu uległa prędkość osiowa, co spowodowało mniejszą nierównomierność profilu prędkości na wylocie z komory.

W podsumowaniu należy stwierdzić, że wprowadzone w wyniku optymalizacji zmiany parametrów geometrycznych wpłynęły szczególnie istotnie na zmiany rozkładów prędkości, poprawiając warunki napływu czynnika na wirnik pompy.

4 Wnioski i uwagi końcowe

1. Opracowany algorytm procedury projektowania umożliwia projektowanie optymalnych komór wlotowych realizujących przyjęte funkcje celu F_1 i F_2 .
2. Geometrie komory przed optymalizacją i po optymalizacji są bardzo zróżnicowane (tab. 1). Zoptymalizowana komora charakteryzuje się większymi wymiarami. Koszt wykonania tej komory będzie zdecydowanie większy niż komory przed modernizacją.
3. Ostateczny wybór kształtu komory do realizacji powinien uwzględniać jej koszty wykonania w powiązaniu z efektami ekonomicznymi wynikającymi z poprawy warunków napływu na wirnik pompy. W związku z tym konieczne jest wprowadzenie nadrzędnej funkcji celu czyli kryterium kosztów.

Praca wpłynęła do redakcji 1 sierpnia 2012 r.

Literatura

- [1] American National Standard for Pump Intake Design. ANSI/HI 9.8-1998. Hydraulic Institute. 9 Sylvan Way, Parsippany, New Jersey 07054-3802, www.pumps.org.
- [2] Błaszczyk A., Najdecki S., Papierski A., Staniszewski J.: *Badania modelowe kanału ssącego pompy wody chłodzącej 180P19 na stanowisku nr 8 dla bloku A 460MW w Elektrowni Pątnów*. Raport z prac etapu I i II. Arch. IMP-PŁ 1542. Łódź, 2006.
- [3] Błaszczyk A., Susik M.: *Koncepcja badań struktury przepływu w komorach wlotowych pomp z uwzględnieniem przepływów ustalonych*. Zeszyty naukowe Politechniki Łódzkiej Instytutu Maszyn Przepływowych, Ciepłotechniczne Maszyny Przepływowe – Turbomachinery, **137**(2010), 23–32.
- [4] *Pompy przemysłowe Katalog SWW 0871 Tom 1 i 2*. WPM Wema, Warszawa 1988.
- [5] Susik M.: *Optymalizacja geometrii komór wlotowych pomp wody chłodzącej z wykorzystaniem numerycznej analizy przepływów trójwymiarowych*. Praca doktorska. Politechnika Łódzka. Łódź 2012.
- [6] Papierski A.: *Wielokryterialna i wielopoziomowa optymalizacja kształtu półotwartych wirników pomp o niskich wyróżnikach szybkoobrotowości*. Praca habilitacyjna. Politechnika Łódzka. Łódź 2010.

Suction intakes — the design method for vertical axial-flow pumps

S u m m a r y

Proposed design procedure is a coherent method in which to optimize intakes there are used numerical steady flow computation results for the suction intake and applications for methods of construction optimization in the aspect of realization of objective functions. Proposed by the authors, objective functions concern the optimal liquid inflow at the pump impeller.

