

А.К. Давиденко, Сумы

А.С. Косторной, Сумы

А.Ю. Хатунцев, Сумы

РАСЧЕТ НАПОРНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА МЕТОДОМ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ОСОБЕННОСТЕЙ

Abstract. This article predicts the head-capacity curve of a centrifugal pump impeller based on the potential-flow model and vortex model. The results of the numerical experiment are compared with the results of physical experiments performed on the test rig of JSC «VNIIAEN».

Актуальность

Математические модели позволяют численным экспериментом на ЭВМ эффективно исследовать и оценивать характеристики проточных частей с учетом взаимного влияния элементов. Полученные таким образом результаты могут быть использованы для целенаправленного изменения и дальнейшего совершенствования гидродинамических качеств гидравлических машин.

В работе представлена методика прогнозирования напорной характеристики рабочего колеса. Результаты проведенного численного эксперимента (ЧЭ), выполненного в программном обеспечении собственной разработки на основе метода гидродинамических особенностей (МГО) [1 – 3], сравниваются с результатами физического эксперимента (ФЭ).

Постановка задачи

Рассчитать напорную характеристику центробежного насоса $H=f(Q)$ на основе решения прямой задачи 3D потока течения в рабочем колесе (РК) центробежного насоса с учетом взаимного влияния всех элементов рабочего колеса. Используется модель идеальной несжимаемой жидкости для стационарного течения:

$$(\mathbf{V} \cdot \nabla)\mathbf{V} = \mathbf{F} - \frac{1}{\rho} \mathbf{grad} p,$$
$$\mathbf{div}\mathbf{V} = 0,$$

$\mathbf{rot}\mathbf{V} = 0$ – для потенциального течения,

$\mathbf{rot}\mathbf{V} \neq 0$ – для вихревого течения.

Рассматривается течение в рабочем колесе центробежного насоса с безлопаточным диффузором.

Граничные условия:

– на поверхности проточной части S в контрольных точках с радиус-векторами \mathbf{r}_i , записанное в виде:

$$\mathbf{V}(\mathbf{r}_i) \cdot \mathbf{n}(\mathbf{r}_i) = 4\pi \cdot f(\mathbf{r}_i), \quad (1)$$

где

$f(\mathbf{r}_i) = 0$, на неподвижной поверхности;

$f(\mathbf{r}_i) = U_n$, на подвижной поверхности – проекция скорости движения поверхности S на нормаль к поверхности;

$f(\mathbf{r}_i) = V_{1n}(\mathbf{r}_i)$, известное распределение нормальной скорости во входном сечении, соответствующее заданному расходу;

– на выходе – условие свободного течения («opening»), так как предполагаем возвратные течения;

– условие прилипания не задавалось.

Алгоритм решения прямой задачи методом гидродинамических особенностей

Поверхность рабочего колеса (РК), а также входное сечение представим непрерывной системой граничных особенностей - вихревых рамок [4, 5].

Поле возмущенных скоростей в произвольной точке проточной части РК и в контрольных точках \mathbf{r}_0 на поверхности S определяется по формуле:

$$\mathbf{V}(\mathbf{r}_0) = \sum_{i=1}^N \gamma_i \mathbf{W}_i(\mathbf{r}_0), \quad (2)$$

где

N – общее количество рамок,

γ_i – интенсивность i -ой вихревой рамки,

$\mathbf{W}_i(\mathbf{r}_0)$ – вектор скорости, индуцируемый i -ой вихревой рамкой в точке радиусом вектором \mathbf{r}_0 .

Для потенциальной модели скорость от вихревой рамки вычисляется по формуле Био-Савара, как интеграл по контуру L , который ограничивает эту рамку [5]:

$$\mathbf{W}^{\Pi}(\mathbf{r}_0) = \frac{1}{4\pi} \int_L \frac{\mathbf{dr}_L \times (\mathbf{dr}_L - \mathbf{r}_0)}{|\mathbf{dr}_L - \mathbf{r}_0|^3},$$

где

\mathbf{dr}_L – дифференциал по контуру L .

Для потенциальной модели

$$\mathbf{rot} \mathbf{W}^{\Pi}(\mathbf{r}_0) = 0, \quad \mathbf{div} \mathbf{W}^{\Pi}(\mathbf{r}_0) = 0.$$

В вихревой модели скорость от вихревой рамки вычисляется как поверхностный интеграл от вихревого диполя \mathbf{Y} [6, 7], равномерно распределенного по площади рамки S :

$$\mathbf{W}^B(\mathbf{r}_0) = \frac{1}{4\pi} \int_S \frac{3[\mathbf{Y} \cdot (\mathbf{r} - \mathbf{r}_0)] - \mathbf{Y}(\mathbf{r} - \mathbf{r}_0)^2}{|\mathbf{r} - \mathbf{r}_0|^5} ds.$$

Для вихревой модели

$$\text{rot } \mathbf{W}^B(\mathbf{r}_0) = \int_S \mathbf{Y} \times \nabla \delta(\mathbf{r}) ds \neq 0, \text{div } \mathbf{W}^B(\mathbf{r}_0) = 0.$$

Если ввести матрицу:

$$\mathbf{A} = \{a_{ij}\} = \{\mathbf{W}_i(\mathbf{r}_{0j})\}, i, j = 1..N$$

и вектор – матрицы:

$$\mathbf{\Gamma} = \begin{bmatrix} \gamma_1 \\ \gamma_2 \\ \dots \\ \gamma_N \end{bmatrix}, \mathbf{B} = \begin{bmatrix} 4\pi \cdot F(r_{01}) \\ 4\pi \cdot F(r_{02}) \\ \dots \\ 4\pi \cdot F(r_{0N}) \end{bmatrix},$$

тогда (1) запишется в виде

$$\mathbf{A} \cdot \mathbf{\Gamma} = \mathbf{B}. \quad (3)$$

Равенство (3) рассматривается как система линейных алгебраических уравнений и используется для определения интенсивностей вихревых рамок $\gamma_1, \gamma_2, \dots, \gamma_N$ на S .

Определив интенсивности неизвестных гидродинамических особенностей, по формуле (2) рассчитывается поле скоростей в любой точке проточной части, в том числе и в контрольных точках на твердых поверхностях.

Исходные данные

Тестирование проводилось для 5-ти рабочих колес (табл. 1).

Расчет напора на основе решения прямой задачи

Необходимые для расчета параметры РК:

- количество лопастей, z ;
- частота вращения, n (об/мин);
- номинальный расход, $Q_{ном}$ (м³/ч);
- геометрические, $D_2, D_0, D_{втулки}, b_2$ (м);
- исследуемые режимы работы, $k_1 Q_{ном}, \dots, Q_{ном}, \dots, k_n Q_{ном}$;
- моменты скорости на входе в РК на исследуемых режимах, $V_u R$ (м²/с).

Таблица 1

№	Параметры исследуемых РК							
	D_2 , мм	D_0 , мм	D_{em} , мм	b_2 , мм	z , лопа- стей	n , об/мин	$Q_{ном.}$, м ³ /ч	n_s
РК № 1	500	272	186	31	7	2200	1125	95
РК № 2	700	315	160	35	7	1485	2500	90
РК № 3	700	328	160	40,5	7	1485	2500	90
РК № 4	875	420	185	65	7	980	4000	105
РК № 5	300	150	105	15,6	7	2200	169	75

Для определения напора, создаваемого РК, на основе решения прямой 3D задачи на основе метода гидродинамических особенностей вычислялся осредненный по окружности и высоте выходного сечения РК момент абсолютной скорости на выходе из РК.

Величина прогнозируемого напора определялась по формуле Эйлера [8]

$$\begin{aligned}
 H &= H_2 - H_1, \\
 H_1 &= VuR_1 \cdot \omega / g, \\
 H_2 &= VuR_2 \cdot \omega / g,
 \end{aligned}$$

где

ω – угловая скорость вращения РК,

g – ускорение свободного падения,

VuR_1 – осредненный момент абсолютной скорости на входе в РК,

VuR_2 – осредненный по окружности и высоте момент абсолютной скорости на выходе из РК.

Результаты

Интерфейс программы для расчета напора методом гидродинамических особенностей изображен на рис. 1. Расчет выполнен для РК с безлопаточным диффузором для модели идеальной жидкости.

На рис. 2 изображены расчетные вихревые линии в номинальном режиме на основе вихревой модели.

Далее на рис. 3 – 7 приводится сравнение результатов физических экспериментов и расчетных напорных характеристик, полученных методом гидродинамических особенностей на основе вихревой и потенциальной моделей в разрабатываемом программном обеспечении для прямой задачи с результатами физического эксперимента.

4 испытания проводились в составе насосов типа D, для рабочего колеса № 5 – в составе ступени.

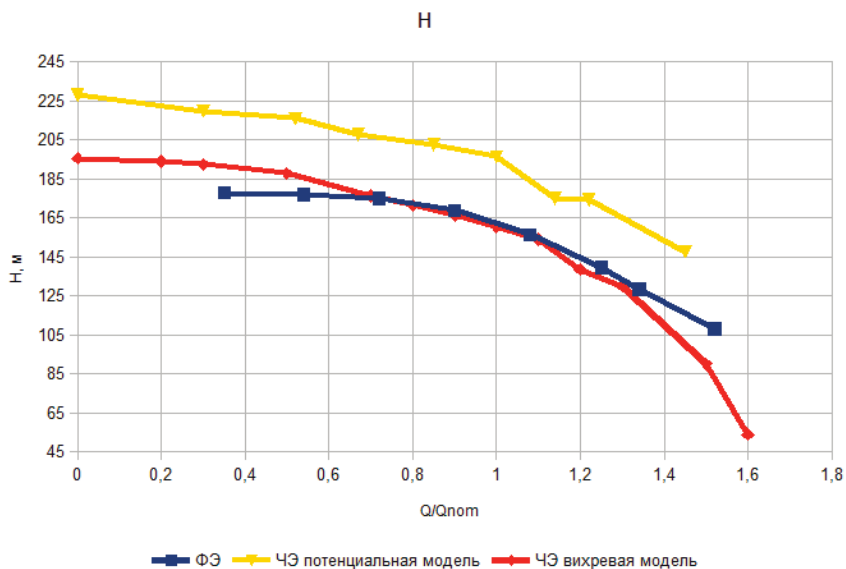


Рис. 3. Напорные характеристики РК №1

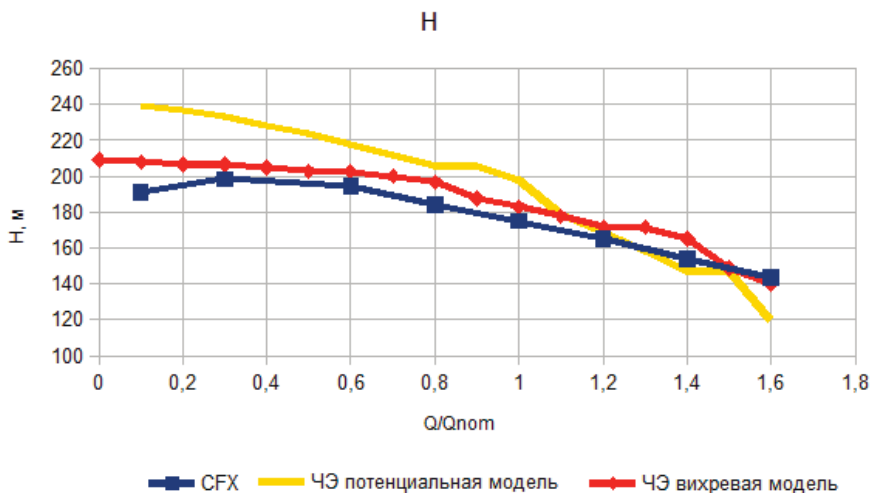


Рис. 4. Напорные характеристики РК №2

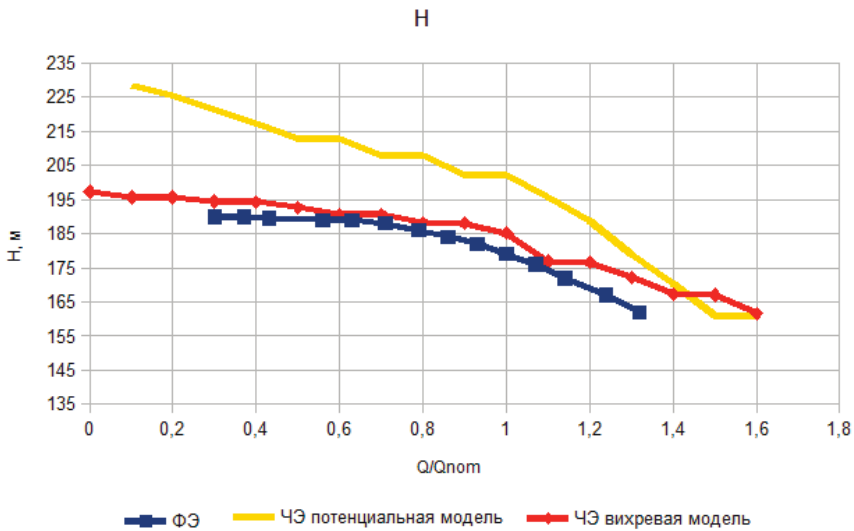


Рис. 5. Напорные характеристики РК №3

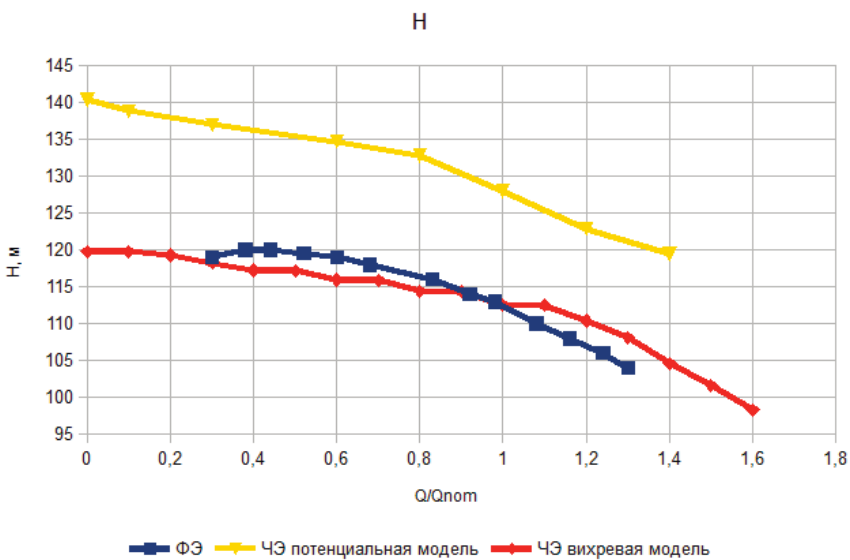


Рис. 6. Напорные характеристики РК №4

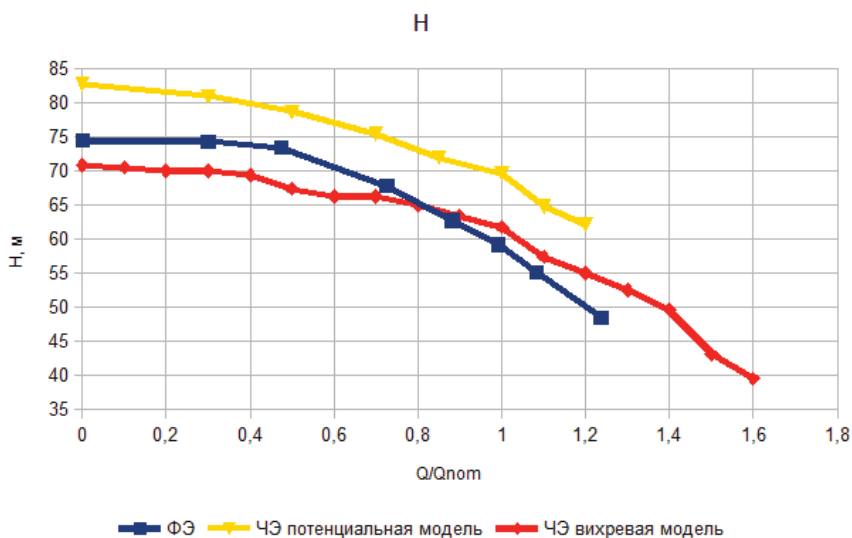


Рис. 7. Напорные характеристики РК №5

Результаты сравнения расчетного напора в программном обеспечении прямой задачи для потенциальной и вихревой моделей с физическим экспериментом (CFX для РК №2) в номинальном режиме приведены в табл. 2.

Таблица 2

№	Погрешность расчетного напора в номинальном режиме	
	Погрешность расчетного напора для потенциальной модели, %	Погрешность расчетного напора для вихревой модели, %
РК № 1	+20%	-1,3%
РК № 2	+11%	+1%
РК № 3	+14%	+2%
РК № 4	+4,3%	+0,5%
РК № 5	+20%	+6,4%

Выводы

1. Расчетный напор рабочего колеса, полученный с помощью программного обеспечения собственной разработки на основе метода гидродинамических особенностей, качественно согласуется с результатами физического эксперимента.

2. Характер прогнозируемой напорной характеристики лучше соответствует результатам физического эксперимента в области рабочего

інтервала і правее його. В області левее робочого інтервала ($Q \rightarrow 0$) наблюдаються якісні відміння, що найбільш ймовірно викликані використанням в моделі ідеальної рідини.

3. При розрахунок напорної характеристики методом гідродинамічних особливостей на основі вихревої моделі отримано найкраще кількісне узгодження величини напора в номінальному режимі по порівнянню з потенціальною.

1. *Моргунов Г.М.* Розробка численного метода просторового безвихревого потоку в гидромашинах / Г.М. Моргунов // Тр. МЭИ. Исследование гидромашин. – 1975. – Вып.25. – С.38-49.
2. *Лифанов И.К.* О методе дискретных вихрей / И.К. Лифанов // ПИММ. – 1979. – Т. 43. – №1. – С.184-188.
3. *Кацикаделис Джон Т.* Граничные элементы: теория и приложения / Джон Т. Кацикаделис – М.: Издательство АСВ, 2007. – 336 с.
4. *Косторной С.Д.* Математическое моделирование и расчет трехмерного невязкого течения жидкости в лопатных гидромашинах осевого типа с целью определения их силовых и моментных характеристик / С.Д. Косторной, А.К. Давиденко // Вест. Нац. Техн. Ун-та Украины «Киев. политехн. ин-т»: серия «Машиностроение». – 1999. – № 36. – Т. 2. – С.487-494.
5. *Косторной С.Д.* Расчет просторового потоку в робочем колесе поворотно-лопатных гидротурбин осевого типа. Часть 1 – Моделирование просторового течения / С.Д. Косторной, А.К. Давиденко // Вісник Сумського державного університету. – 1996. – №2(6). – С.41-46.
6. *Сеффмен Ф.Дж.* Динамика вихрей / Ф. Дж. Сеффмен. – Москва.: Науч. Мир, 2000. – 367 с.
7. *Дынникова Г.Я.* Расчет трехмерных течений несжимаемой жидкости на основе дипольного представления завихренности. // ДАН. 2011. Т. 437, №1. С.35-38.
8. *Этинберг И.Э.* Гидродинамика гидравлических турбин / И.Э. Этинберг, Е.С. Раухман – Л.: Машиностроение, 1978. – 280 с.

Поступила 19.02.2018р.

УДК 004.896

С.В. Сушко, О.А. Чемерис, Київ

ВПЛИВ РОЗМІРІВ БЛОКІВ РОЗБИТТЯ ОПЕРАТОРІВ ЦИКЛІВ НА ЧАС ВИКОНАННЯ КОМП'ЮТЕРНИХ ПРОГРАМ

Abstract. Article reviews optimization methods of the computational loops. Complicated character of the time processing depending on the tiles sizes is shown. The analysis of the efficiency tiling method is performed relying on the obtained numerical values and pictures.