

УДК621.671

## МОДЕРНІЗАЦІЯ КОНСОЛЬНОГО НАСОСА ЗКО 32–150 ШЛЯХОМ СКОРОЧЕННЯ КІЛЬКОСТІ СТУПЕНІВ

Васильченко Д. Р.,

Головін А. М.,

Гречка І. П., к.т.н.,

Зарубіна А. О., к.т.н.,

*Національний технічний університет “Харківський політехнічний інститут”*

Хованський С. О., к.т.н.

*Сумський державний університет*

Тел. (057) 707–69–01

**Анотація** – у статті наведено розрахунок ККД насоса, за яким проаналізовані шляхи підвищення ККД та зроблені висновки щодо можливості модернізації. Висвітлюються основні етапи проектування робочого колеса модернізованого насоса. Проаналізовані складові втрат енергії, визначено числове значення величини об’ємних витоків через переднє ущільнення та уточнено значення об’ємного ККД. Визначено числове значення величини втрат потужності на дискове тертя та уточнено значення механічного ККД. Розраховано уточнене значення повного ККД. Побудовано 3D параметричну тривимірну модель відцентрового робочого колеса та тривимірну розрахункову модель ротора у зборі. Здійснено розрахунок розподілення швидкостей та тиску потоку у проточній частині робочого колеса. Здійснено аналіз роторної динаміки та напружено–деформованого стану колеса під дією тиску рідини.

**Ключові слова** – консольний насос, робоче колесо, профілювання лопаті, коефіцієнт корисної дії, напружено–деформований стан.

*Постановка проблеми.* На сьогодні при проектуванні насосів [1–13] виникають проблеми, що суперечать одна одній: бажання підвищити продуктивність та спростити конструкцію.

На вихідні характеристики насосів впливають різні чинники. Основними факторами, що визначають надійну, довговічну роботу

відцентрового насоса є: конструктивна схема, забезпечення зовнішньої герметичності, розрахунок проточної частини та інших елементів насоса, правильний підбір матеріалів основних деталей і якісне виготовлення, кваліфікований монтаж та експлуатація.

При проектуванні або модернізації насоса значну увагу приділяють його проточній частині. Від якості проектування і виготовлення проточної частини багато в чому залежить економічність (ККД) відцентрового насоса.

Проточна частина (ПЧ) відцентрового насоса складається з наступних елементів: підводу; відцентрового робочого колеса, відводу.

При проектуванні проточних частин відцентрових насосів використовуються наступні методологічні підходи:

- перерахунок із моделі на натурні умови (за наявності модельних проточних частин, що повністю відповідають умовам технічного завдання);

- перерахунок з моделі на натурні умови з послідуочим урахуванням немодельних змін (у випадках відхилення модельної проточної частини від повної геометричної подібності);

- розрахунок проточної частини наново за допомогою узагальнених емпіричних даних (за відсутності модельних проточних частин);

- чисельний експеримент із застосуванням програмних продуктів (при відсутності модельних проточних частин).

Рух рідини в каналах робочого колеса відцентрового насоса має досить складний характер і є неусталеним тривимірним. Застосування законів механіки рідини до неусталеного тривимірного руху є складною задачею. Саме тому відповідно до типу розв'язуваної задачі вводять деякі припущення, що спрощують характер руху рідини. При дослідженні силової взаємодії робочого колеса з потоком рідини найбільш поширеним припущенням є осереднення за перерізом параметрів потоку, водночас, рух рідини у робочому колесі приймають одновимірним.

Широко застосовують методику розрахунку робочих коліс за одномірною струминною теорією Ейлера, яка пропонує схему робочого колеса з нескінченним числом нескінченно тонких лопатей. У цьому випадку відстань між сусідніми лопатями  $i$ , відповідно, різниці швидкостей на обох сторонах лопатей прямує до 0, а потік у всій області робочого колеса стає осиметричним. Оскільки описана методика не дає однозначного розв'язку задачі визначення основних геометричних параметрів при проектуванні, то спроектоване робоче колесо перевіряється фізичним експериментом на відповідність заданим параметрам.

*Аналіз конструкції.* Об'єктом дослідження було обрано насос консольного типу ЗКО 32–150, який є відцентровим, горизонтальним, триступінчастим, з осьовим входом, ущільненнями сальникового типу, з підшипниками кочення, з приводом від електродвигуна. Насос ЗКО 32–150 призначений для перекачування конденсату в пароводяних мережах теплових електростанцій, що працюють на органічному паливі, а також для перекачування води в системах тепло– і водопостачання.

У загальному випадку, консольні насоси типу К (ГОСТ 22247–96) призначені для перекачування води (крім морської і агресивної) з  $pH = 6,5–8$ , з температурою  $0–85\text{ }^{\circ}\text{C}$  і вмістом твердих включень розмірами до  $0,2\text{ мм}$ , що не перевищує  $0,1\%$  за масою, а також інших рідин, подібних воді за щільністю і хімічною активністю. Насоси виготовляються з подачею  $5–360\text{ м}^3/\text{год}$  ( $1,4–100\text{ л/с}$ ), напором  $10–90\text{ м}$  (тиском  $0,1–0,9\text{ МПа}$ ), ККД  $50–84\%$  і з допустимим кавітаційним запасом  $4–5,5\text{ м}$ . Коефіцієнт швидкохідності  $n_s = 60–250$ . Напір на вході – не більше  $20\text{ м}$ .

Такі насоси мають відносно вузьку проточну частину, в них сильно проявляються просторові в'язкі ефекти. Кути виходу потоку з робочого колеса малі, частка перетворення швидкісної енергії, яка припадає на відповідний пристрій, – значна. Значення гідравлічних втрат у робочому колесі і у відводі значні.

На розвиток в'язкої течії в міжлопатеких каналах сильно впливає наявність обмежуючих дисків. За рахунок додаткових втрат на обмежуючих дисках ( $25–35\%$ ) і за рахунок впливу вторинних течій, що виникають на них і переносять маси загальмованої рідини до сторони розрідження лопаті, на формування приграничного шару на лопатях і низькоенергетичного сліду з боку розрідження лопаті, в якому зосереджена значна частка втрат ( $20–30\%$ ) і який сильно загороджує міжлопатевий канал, що призводить до зменшення теоретичного напору  $H_t$ .

Завдання забезпечення максимально високого ККД є однією з головних під час проектування і відпрацювання ступенів таких насосів.

*Аналіз останніх досліджень.* Методика і алгоритм традиційного одноваріантного проектування проточної частини насосів на основі одновимірної (струменевої) теорії висвітлено у роботах [1–3].

У роботі [4] здійснено дослідження шляхів підвищення ефективності насосів з низькою питомою швидкохідністю.

Авторами роботи [5] розглядається питання модернізації проточних частин насосів ЦНС низької швидкохідності, спрямованої, на підвищення їх економічності. Здійснений вибір оптимальних конструктивних параметрів проточної частини, в тому числі, на основі

чисельних методів. Зокрема, досліджено вплив постановки тривимірного чисельного моделювання на результати розрахунку течії в'язкої рідини і прогнозування інтегральних параметрів у ступенях відцентрових насосів низької швидкохідності. Здійснено розрахунково–теоретичні дослідження впливу на енергетичні показники ступеня відносної ширини, числа лопатей, кута виходу з робочого колеса і швидкості на вході в канали направляючого апарату для проточної частини з коефіцієнтом швидкохідності  $n_s = 40$  з використанням тривимірних методів розрахунку течії і втрат. У роботі [6] розроблена методика прогнозування енергетичних характеристик ступенів багатоступеневого насоса; виконано на основі розроблених математичних моделей розрахункове дослідження впливу параметрів проточної частини на її гідравлічні якості для ступені живильного насоса з коефіцієнтом швидкохідності  $n_s = 66$  і розроблена проточна частина насоса низької швидкохідності з підвищеною ефективністю; розроблені рекомендації щодо вибору параметрів проточної частини. У роботі [7] здійснено дослідження робочого процесу проміжного ступеня відцентрового багатоступінчастого насоса з метою створення уніфікованого параметричного ряду багатоступеневих відцентрових насосів із застосуванням мінімальної кількості оптимальних проточних частин. У тому числі: здійснено аналіз гідродинамічних особливостей робочого процесу в проточній частині проміжного ступеня відцентрового багатоступінчастого насоса; здійснено чисельне дослідження течії в проточній частині проміжного ступеня відцентрового насоса з метою отримання кількісних залежностей, що описують втрати енергії в проточній частині; розроблена інженерна методика проектування змінних проточних частин і прогнозування характеристики багатоступінчастого відцентрового насоса швидкохідності  $n_s \leq 90$  зі змінними проточними частинами. У роботі [8] здійснений розрахунковий порівняльний аналіз енергетичної ефективності декількох варіантів робочих коліс відцентрового насоса. Розглядаються три різні варіанти профілювання форми лопаті робочого колеса, що визначаються кутами установки на вході і на виході. Перший варіант заснований на використанні дуги кола для визначення середньої лінії лопатки. У другому варіанті розглянуто випадок застосування параболи. У третьому випадку використаний метод профілювання лопаток за точками.

У роботі [9] апробовані різні підходи для розрахунку та аналізу течії у проточній частині насоса ЦНС 240–1525. Проведено порівняння з експериментальними даними. Спроектовано кілька варіантів проточної частини насоса ЦНС 240–2100, проведені розрахунки течії за допомогою програмного комплексу ANSYS CFX і проаналізовані результати.

У роботі [10] проведено аналіз особливостей робочого процесу заглибного відцентрового насоса з електроприводом при перекачуванні газорідинних сумішей. Дано рекомендації із вибору типу розрахункової сітки і параметрів турбулентності. Отримано залежності втрат напору за наявності у перекачуваній рідині газу. Наведено візуалізацію течії газорідинної суміші у ступені. У роботі [11] розглянуто основні теоретичні відомості, знання яких дозволяє приступити до чисельного моделювання структури потоку рідини. Викладено технологію чисельного моделювання робочих процесів у проточній частині шнеко-відцентрового насоса газотурбінного двигуна в САЕ-середовищі ANSYS CFX.

Отже, підсумовуючи, можна зробити висновок, що зараз існують різноманітні моделі і методики розрахунків насосів. Проте, для кожного класу об'єктів потрібна адаптація методів та побудова відповідних розрахункових моделей, а також здійснення певного обсягу досліджень. Дана робота спрямована на розв'язання такої задачі.

*Мета і задачі досліджень.* Метою досліджень є проектування нового насоса двоступеневої конструкції, який має за аналог триступеневий насос ЗКО 32–150. Для досягнення мети розв'язуються наступні задачі:

- 1) спроектувати удосконалене робоче колесо;
- 2) проаналізувати види втрат енергії, визначити їх кількісні значення та з урахуванням отриманих даних запропонувати додаткові шляхи модернізації спроектованої машини по підвищенню ККД;
- 3) здійснити аналіз спроектованого колеса засобами САЕ-системи ANSYS. Водночас визначити розподілення швидкостей та тиску потоку в проточній частині робочого колеса, критичні швидкості ротора, максимальні напруження від дії рідини на робоче колесо для перевірки його міцності.

*Постановка задачі, методика та основні етапи розрахунку*

За вхідні дані були прийняті:

- подача насоса  $Q=32 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$ ;
- напір насоса  $H_{\text{м}}=150 \text{ м}$ ;
- число ступенів  $i = 2$ ;
- тип робочого колеса: однопотокове ( $\alpha = 1$ );
- густина перекачуваної рідини  $\rho=1000 \text{ кг/м}^3$ ;
- подача  $Q'=\frac{Q}{\alpha}=\frac{32}{1}=32 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}=0,00889 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$ ;
- напір ступені  $H=\frac{H_{\text{м}}}{i}=\frac{150}{2}=75 \text{ м}$ ;
- частота обертання  $n=3000 \text{ об/хв}$ .

За умов відсутності модельних робочих органів найбільш доступним і найменш трудомістким є розрахунок відцентрового

робочого колеса за струменевою одномірною теорією Ейлера, яка передбачає схему робочого колеса з нескінченим числом нескінченно тонких лопатей.

Виходячи з багатолітнього досвіду проектування та виготовлення насосів [1, 8], першим, що розраховується, є коефіцієнт швидкохідності. Саме він визначає тип майбутнього насоса на задані замовником параметри.

Коефіцієнт швидкохідності ступеня  $n_s = 3,65 n \sqrt{Q'} / H^{0,75}$  ;  
 $n_s = 41 \text{ об/хв}$ .

Коефіцієнт швидкохідності потрапляє до діапазону використання відцентрових тихохідних робочих коліс. Крім того, отриманий коефіцієнт швидкохідності використовується для орієнтовного розрахунку значення ККД.

Внутрішній механічний ККД  $\eta'_m = 1 / (1 + 820 n_s^{-2})$ ;  $\eta'_m = 0,667$ .

Об'ємний ККД  $\eta_{об} = 1 / (1 + 0,68 n_s^{-2/3})$ ;  $\eta_{об} = 0,945$ .

Гідравлічний ККД  $\eta_r = 1 - 0,42 / (1g D_{1пр} - 0,172)^2$ ;  $\eta_r = 0,858$ ,

де  $D_{1пр}$  – зведений діаметр робочого колеса, що визначається за формулою  $D_{1пр} = K_{вх} \sqrt[3]{Q'/n}$ ;  $D_{1пр} = 0,078 \text{ м}$ ,  $K_{вх} = 5,45$  – коефіцієнт вхідної воронки робочого колеса I ступені

Повний ККД насоса  $\eta = \eta_{об} \eta_r \eta'_m \eta_m$ ;  $\eta = 0,526$ ,

де  $\eta_m$  – зовнішній механічний ККД  $\eta_m = 0,95-0,99$ .

На основі наведених вище розрахунків були приведені обґрунтування шляхів модернізації. Зниження  $n_s$  ступеня і, як наслідок, зменшення ККД насоса компенсували використанням сучасних методів і конструктивних рішень зменшення всіх трьох складових втрат – гідравлічних, механічних (внутрішніх і зовнішніх) та об'ємних. Зокрема:

– гідравлічних втрат – шляхом нового проектування та відпрацювання проточної частини (робочого колеса і направляючого апарата) або використання вже відпрацьованих робочих органів, що відповідають  $n_s=40$ ;

– внутрішніх механічних втрат – в першу чергу за рахунок зменшення числа робочих коліс при майже однакових  $D_2$  ( $D_{2а}=200 \text{ мм}$ ,  $D_{2м}=215 \text{ мм}$ ), використання оптимальної ширини бічних пазух  $S_1$  і  $S_2$ , при яких коефіцієнт дискового тертя  $c_f$  мінімальний (рис. 1 і 2) [4, 12];

– об'ємних втрат – шляхом використання більш досконалих ущільнень, зокрема – переднього ущільнення РК із кільцем плаваючого типу та кінцевого торцевого типу (рис. 3).

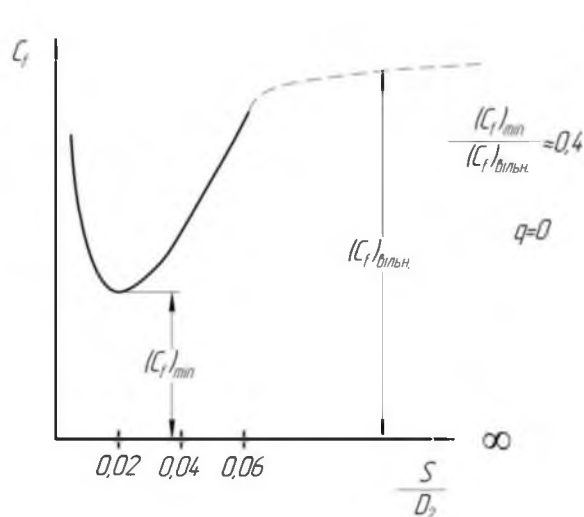


Рис. 1. Схема впливу відносної осьової відстані  $S$  на момент дискового тертя у закритому кожусі (за Пантелом [12])

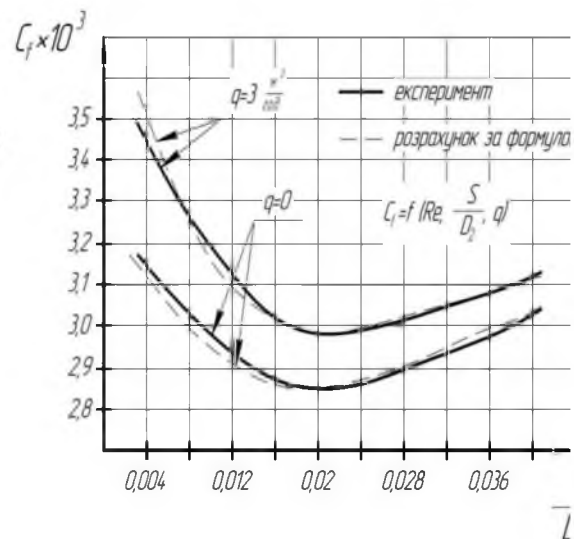


Рис. 2. Порівняння розрахункових та експериментальних значень коефіцієнта дискового тертя  $C_f$

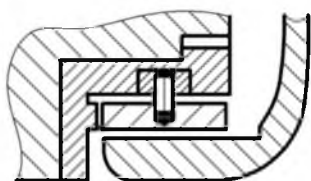


Рис. 3. Ескіз конструкції переднього ущільнення робочого колеса із кільцем плаваючого типу

При конструюванні насоса розміри діаметрів ділянок вала і втулки були прийняті рівними діаметрам вала і втулки насоса-аналога, виходячи із результатів розрахунків.

Геометричні параметри входу у робоче колесо:

– діаметр вхідної воронки робочого колеса

$$D_0 = \sqrt{D_{1пр}^2 + d_{от}^2}, D_0 = 0,095 \text{ м};$$

– швидкість потоку на вході у робоче колесо  $V_0 = 4Q_{рк} / \pi D_{1пр}^2$ ,  $V_0 = 1,95 \text{ м/с}$ ;

– меридіанна складова абсолютної швидкості при вході потоку на лопать  $V_{1m} = k_1 \cdot V_{1m}$ ,  $V_{1m} = 2,54 \text{ м/с}$ , де  $k_1 = 1,15 - 1,30$  – коефіцієнт стиснення потоку на вході; прийнято  $k_1 = 1,30$ ;

– переносна швидкість потоку на вході в РК  $U_1 = \pi D_{1пр}^2 n / 60$ ,  $U_1 = 11,7 \text{ м/с}$ ;

– кут потоку на вході в робоче колесо  $\beta_{1н} = \arctg \frac{V_{1m}}{U_1 - V_{1U}}$ ,  $\beta_{1н} = 12,25^\circ$ ;

– кут нахилу лопаті на вході у робоче колесо  $\beta_1 = \beta_{1н} + \Delta\beta$ ,  $\beta_1 = 19,25^\circ$ , де  $\Delta\beta = 3 - 8^\circ$  – кут атаки, прийнято  $\Delta\beta = 7^\circ$ ;

– меридіанна складова абсолютної швидкості при вході потоку на лопать  $V_{2m} = V'_{2m} \cdot k_2$ ,  $V_{2m} = 2,25 \text{ м/с}$ , де  $k_2 = 1,05 - 1,15$  – коефіцієнт стиснення

поток на виході з робочого колеса; прийнято  $k_2=1,15$ ;

– оптимальний степінь дифузорності каналу

$$(W_1/W_2)_{\text{опт}} = 5,65 \cdot 10^{-5} \cdot n_s^2 - 18,23 \cdot 10^{-3} \cdot n_s + 2,65, (W_1/W_2)_{\text{опт}} = 2,005;$$

– кут на виході з робочого колеса

$$\beta_2 = \arcsin[(W_1/W_2)_{\text{опт}} \cdot (k_2/k_1) \cdot (V_{2m}/V_{1m}) \cdot \sin\beta_1], \beta_2 = 31,14^\circ;$$

– теоретичний напір при нескінченному числі лопатей

$H_{T_\infty} = H/(\eta_r K_z)$ ,  $H_{T_\infty} = 105,43\text{м}$ , де  $K_z$  – поправка на скінченне число лопатей;

– колова швидкість на виході з робочого колеса

$$U_2 = \frac{V_{2m}}{2 \operatorname{tg} \beta_2} + \sqrt{\left(\frac{V_{2m}}{2 \operatorname{tg} \beta_2}\right)^2 + g \cdot H_{T_\infty} + V_{1U} U_1}, U_2 = 34,07\text{м/с};$$

– зовнішній діаметр робочого колеса  $D_2 = 60U_2/\pi n$ ,  $D_2 = 0,215$

м;

– ширина робочого колеса на виході  $b_2 = Q_{pk}/\pi D_2 V_{2m}$ ,

$b_2 = 0,008\text{м}$ .

Проектування меридіанного перерізу робочого колеса виконується з урахуванням наступних рекомендацій:

– контури меридіанного перерізу мають бути плавно окресленими. Кожна зі стінок утворюється двома відрізками прямих, з'єднаних одним або декількома радіусами;

– нахил стінок на виході  $\nu_1 = \nu_2 = 0-5^\circ$ . Можливі випадки  $\nu_1 \neq \nu_2$  (тоді  $\nu_1 > 5^\circ$ , а  $\nu_2 = 0^\circ$ );

– при виборі окреслень стінок необхідно уникати як надмірного збільшення осьового розміру робочого колеса, так і значного його зменшення;

– площа нормального перерізу проточної частини робочого колеса повинна плавно зростати від входу до виходу [2];

– контури меридіанного перерізу знаходимо методом послідовних наближень, в результаті чого отримано наступний переріз робочого колеса (рис. 4).

Для того, щоб з'ясувати характер зміни площі нормального перерізу проточної частини колеса для наміченого меридіанного перерізу, будуємо графік  $F=f(l)$  (рис. 5), де  $l$  – відстань вздовж середньої лінії меридіанного перерізу колеса від входу до виходу.

Будуємо лінії течії. Лінії течії утворюються перерізом поверхонь течії меридіанною площиною (рис. 6). За шириною меридіанного перерізу робочого колеса меридіанна швидкість рідини  $V_m$  розподіляється нерівномірно, причому нерівномірність тим більша, чим ширшим є канал та меншим радіус. Розрахунок робочого колеса відцентрових насосів ведеться за прийнятою спрощеною схемою



( $V_m = const$ ).

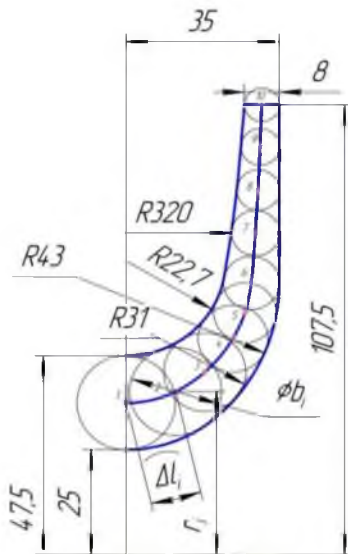


Рис. 4. Меридіанний переріз робочого колеса

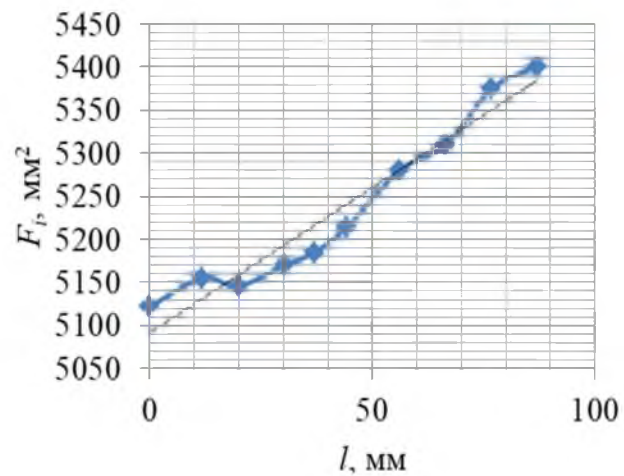


Рис. 5. Графік зміни площ меридіанного перерізу робочого колеса

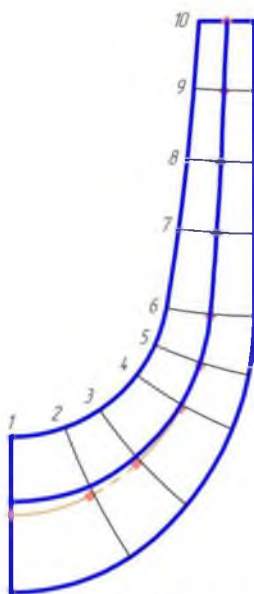


Рис. 6. Побудова ліній течії

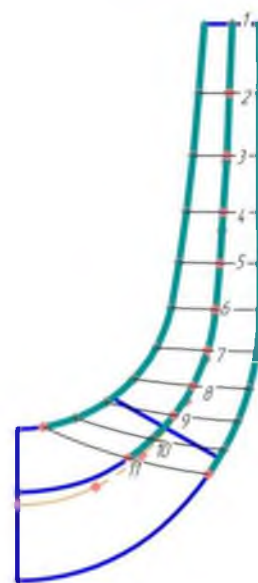


Рис. 7. Розбивка ліній течії

Профілювання лопаті проводимо шляхом конформного відображення.

Для цього:

- будуємо координатну сітку на розгортці циліндра;
- розбиваємо усі розрахункові лінії течії  $a$ ,  $b$ ,  $c$  на відрізки  $\Delta l$  (рис. 7) за умовами конформності  $r_{i\text{ср}}/\Delta l_i = R_{\text{к.п.}}/\Delta L = const$ , де  $r_{i\text{ср}}$  – відстань від осі робочого колеса до середини відрізка  $\Delta l$ .

У результаті отримуємо конформну діаграму, наведену на рис.8.

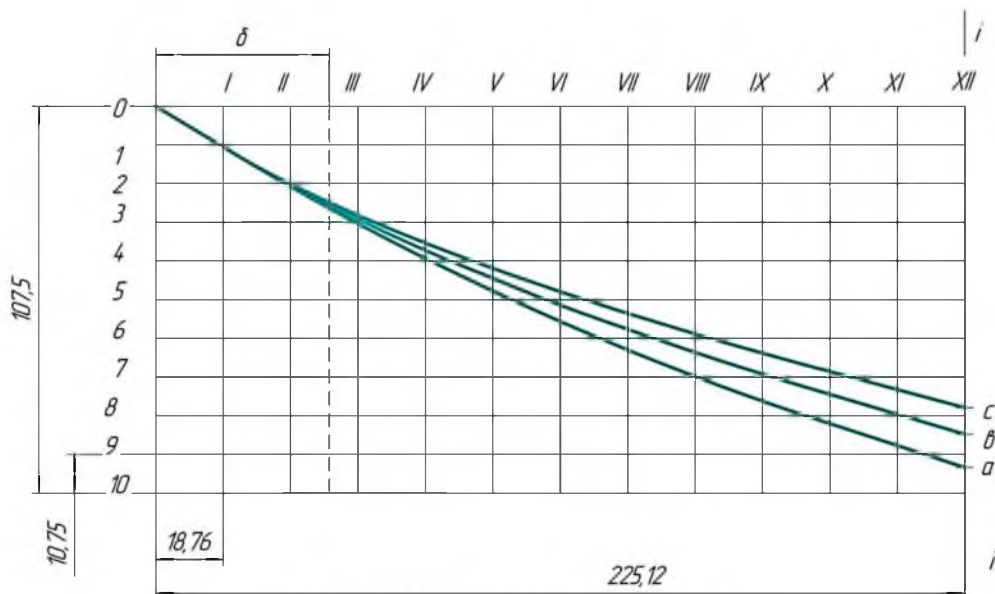


Рис. 8. Конформна діаграма

Будуємо меридіанні перерізи поверхні лопаті на меридіанній проекції робочого колеса. Меридіанні перерізи виконуються для контролю плавності профільованої поверхні лопаті та подальшого проектування робочого колеса. Побудова меридіанних перерізів поверхні лопаті на меридіанній проекції здійснюється на основі конформної діаграми.

На лінії течії меридіанного перерізу переносяться відповідні точки з конформної діаграми (рис. 8) для кожної лінії течії окремо за допомогою перехідних графіків (ПГ) (рис. 9).

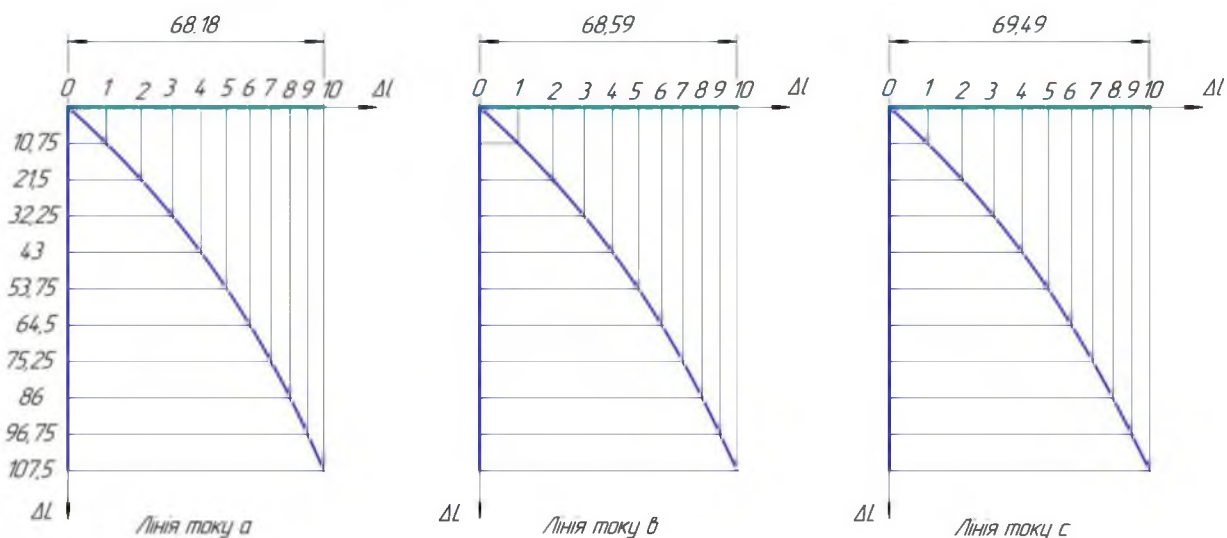


Рис. 9. Допоміжні перехідні графіки

Отримані меридіанні перерізи лопаті зображені на рис. 10, а їх характерні параметри та координати на меридіанному перерізі подані у табл. 1.

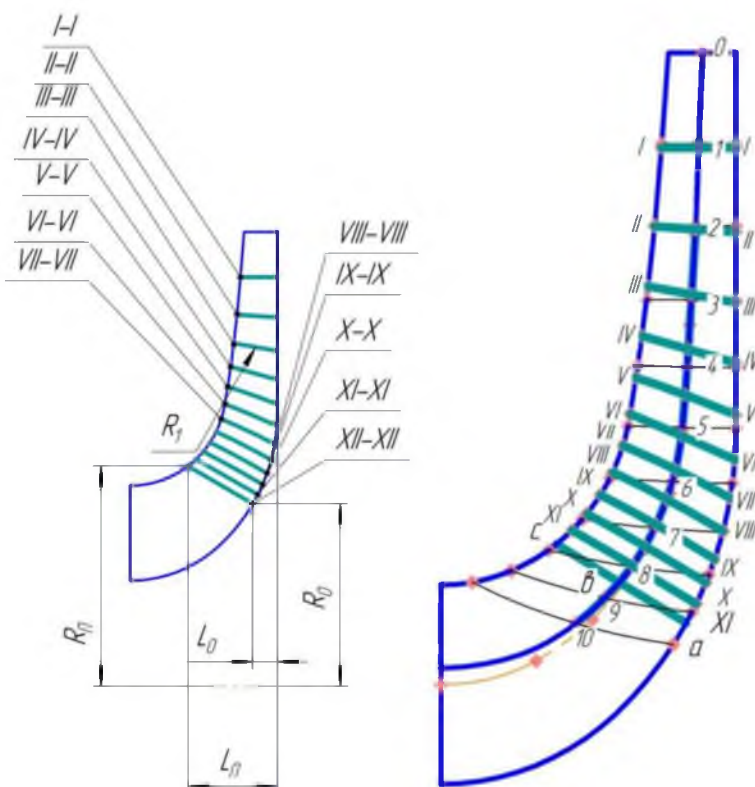


Рис. 10. Побудова меридіанних перерізів поверхні лопаті на основі конформної діаграми

Таблиця 1 – Координати меридіанних перерізів робочої сторони поверхні лопаті

№ перерізу	$R_0$ , мм	$L_0$ , мм	$R_n$ , мм	$L_n$ , мм	$R_1$ , мм
XII–XII	43,21	5,9	52,1	21,29	–
XI–XI	45,38	4,71	53,68	19,43	660
X–X	47,77	3,58	55,53	17,68	270
IX–IX	50,42	2,53	57,66	16,08	182
VIII–VIII	53,48	1,53	60,22	14,61	155
VII–VII	57,29	0,69	63,25	13,39	139
VI–VI	61,63	0,13	66,81	12,56	290
V–V	66,68	0	70,89	11,89	154
IV–IV	72,54	0	75,61	11,19	–
III–III	79,37	0	81,19	10,43	–
II–II	87,33	0	87,96	9,64	362
I–I	96,79	0	96,82	8,85	–
Вихідна кромка	107,5	0	107,5	8	–

Побудова лопаті у плані зображена на рис. 11.

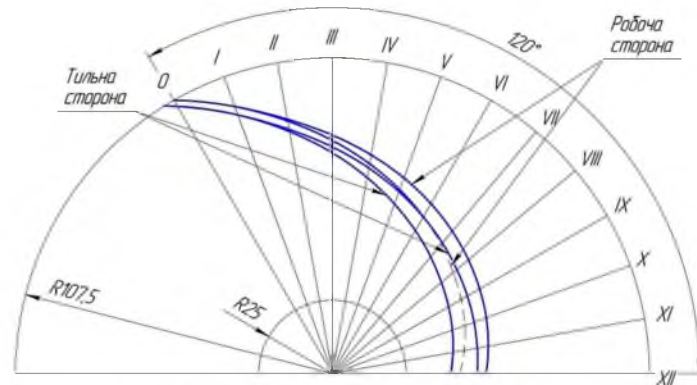


Рис. 11. Лопать у плані

Для побудови тильної сторони лопаті у плані використаємо графік нормальних товщин лопаті  $\sigma$  [13] та закон її розподілу.

Для уточнення об'ємного, механічного та повного коефіцієнта корисної дії проведено розрахунки об'ємних та механічних втрат енергії.

У результаті виконання всіх розрахунків і креслень було побудовано 3D параметричну тривимірну модель відцентрового робочого колеса за допомогою CAD-системи Autodesk Inventor 2017 (рис. 12).

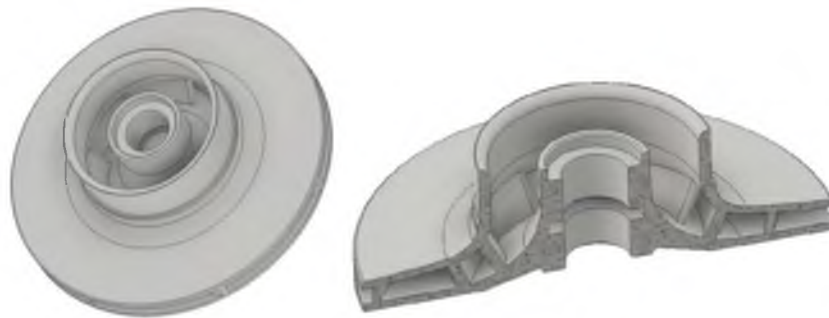


Рис. 12. Тривимірна модель спроектованого колеса

Для аналізу роторної динаміки було побудовано тривимірну розрахункову модель ротору у зборі (рис. 13).



Рис. 13. Тривимірна розрахункова модель ротору у зборі



Рис. 14. СЕ модель ротору у зборі

Методом MultiZone було побудовано скінченно-елементну (СЕ)

модель ротору у зборі (рис. 14).

Розрахунок роторної динаміки був проведений із наступними граничними умовами:

- 1) ділянки валу під підшипники (жорсткість підшипників – 100 кН/мм) (рис. 15);
- 2) частота обертання ротору до 10000 об/хв (рис. 16).



Рис. 15. Ділянки валу під підшип–ники: закріплення у зонах А, В

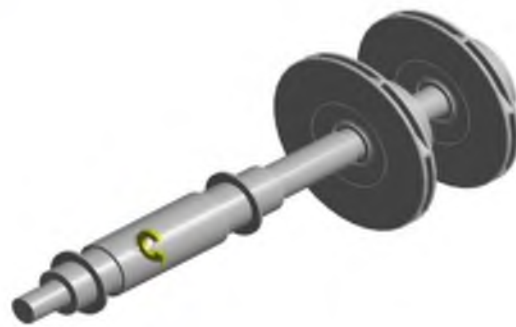


Рис. 16. Напряв обертання ротору із частотою 5 тис. об/хв

Для побудови SE моделі з якісною структурованою гексагональною сіткою тривимірну модель лопаті (рис. 17) було імпортовано у Design Modeler, де за допомогою інструментів модуля Blade Editor геометрію було експортовано у модуль TurboGrid. У цьому модулі на основі імпортованої геометрії лопаті автоматично було побудовано осиметричну SE модель рідини у проточній частині колеса (рис. 18 і 19).



Рис. 17.  
Тривимірна  
модель лопаті

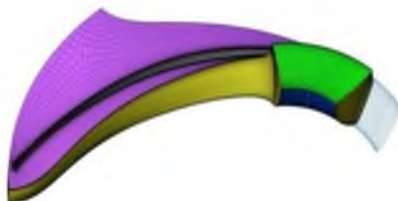


Рис. 18. SE модель рідини



Рис. 19. SE модель рідини (збільшено)

Розрахунок розподілення швидкостей та тиску потоку у проточній частині робочого колеса був проведений з наступними граничними умовами:

- задана швидкість обертання 3000 об/хв;
- на вході до колеса задано об'ємну витрату рідини 37 м<sup>3</sup>/год (рис. 20);
- на виході з колеса задано статичний тиск 0,75 МПа (рис. 21);
- задано умову осьової симетрії, це означає рівність нулю всіх

похідних величин (швидкостей, тисків тощо) (рис. 22);

– до інших поверхонь було прикладено граничну умову «стінка», що означає рівність нулю швидкості потоку, що примикає до стінки.

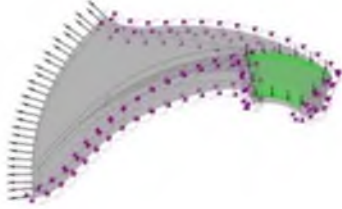


Рис. 20. Гранична умова об'ємної витрати на вході до колеса

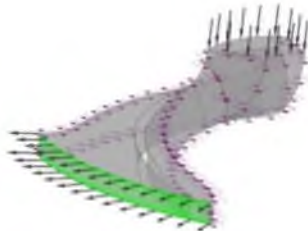


Рис. 21. Гранична умова статичного тиску на виході з колеса

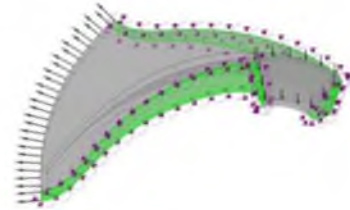


Рис. 22. Граничні умови осьової симетрії

Для аналізу напружено–деформованого стану (НДС) колеса під тиском рідини було побудовано тривимірну розрахункову модель колеса. Модель було спрощено для побудови якісної сітки (рис. 23). Також побудовано SE модель робочого колеса (рис. 24).



Рис. 23. Тривимірна спрощена розрахункова модель колеса



Рис. 24. SE модель робочого колеса

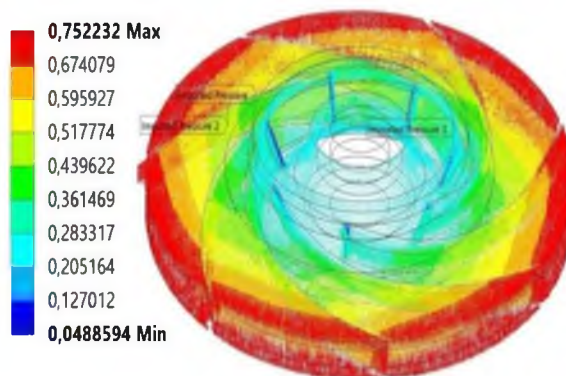


Рис. 25. Розподілення тиску рідини (МПа) у проточній частині колеса

Аналіз НДС колеса під дією тиску рідини був проведений з наступними граничними умовами:

- 1) задано швидкість обертання колеса 3000 об/хв;

- 2) до центрального отвору (рис. 23) задано граничну умову обмеження переміщень уздовж осевого тангенціального напрямку;
- 3) до проточної частини колеса прикладений тиск рідини (рис. 25);

*Результати.* На рис. 26 зображено повні форми згинання коливань ротора при різних частотах, які відповідають формам рівноваги викривленого ротора насоса при прямій або оберненій процесії.

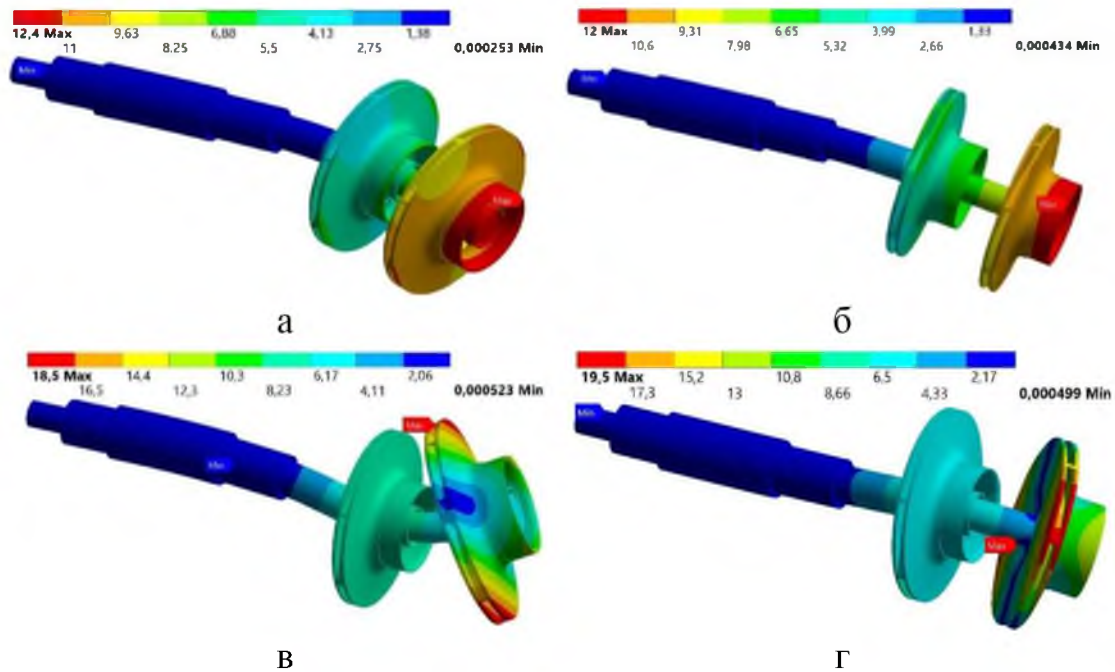


Рис. 26. Повні переміщення ротора (мм) при різних частотах коливання (власні форми коливань): а – 123,8 Гц; б – 149,4 Гц; в – 532,7 Гц; г – 695,9 Гц

На рис. 27 показана діаграма Кемпбелла, яка відображає зміну власних частот для кожного кроку навантаження. Кроки навантаження визначаються для різних частот обертання ротора: 3000 об/хв, 5000 об/хв, 8000 об/хв, 10000 об/хв.

На рис. 28 зображено розподілення амплітуди тиску і швидкості потоку в перерізі проточної частини.

Результати розрахунку розподілення швидкостей та тиску потоку в проточній частині робочого колеса показали максимальну швидкість потоку – 23,2 м/с, а також максимальний тиск – 0,755 МПа.

На рис. 29 зображено лінії току, а на рис. 30 – повні переміщення робочого колеса під дією тиску рідини.

На рис. 31 зображено еквівалентні напруження за Мізесом робочого колеса.

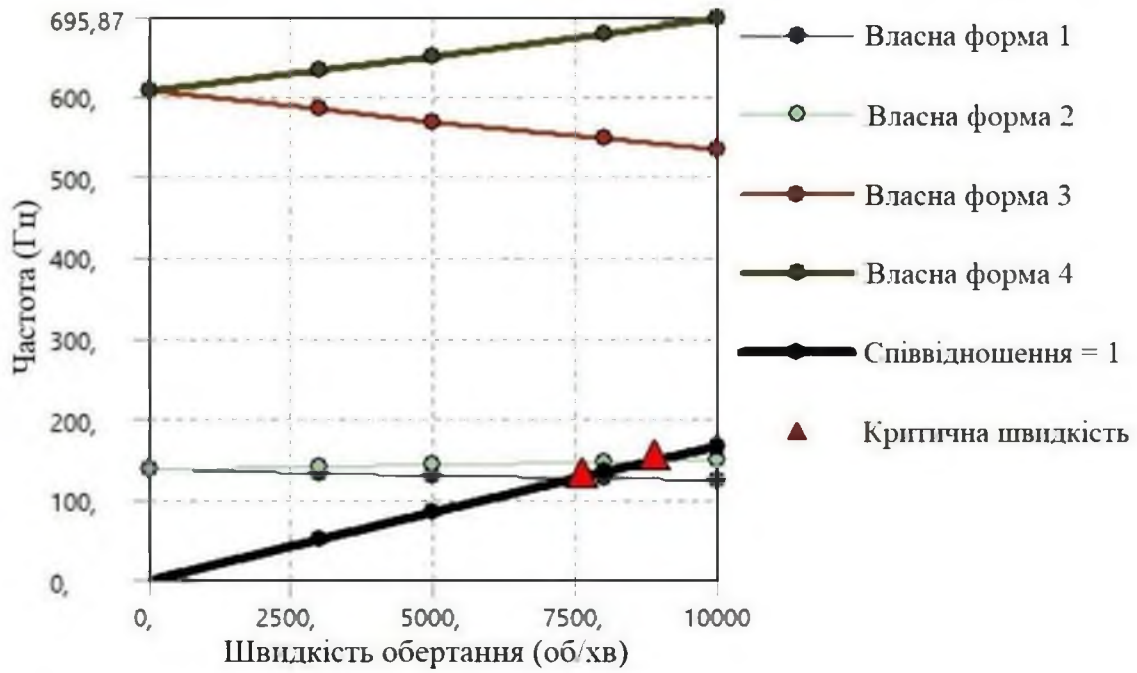


Рис. 27. Діаграма Кемпбелла

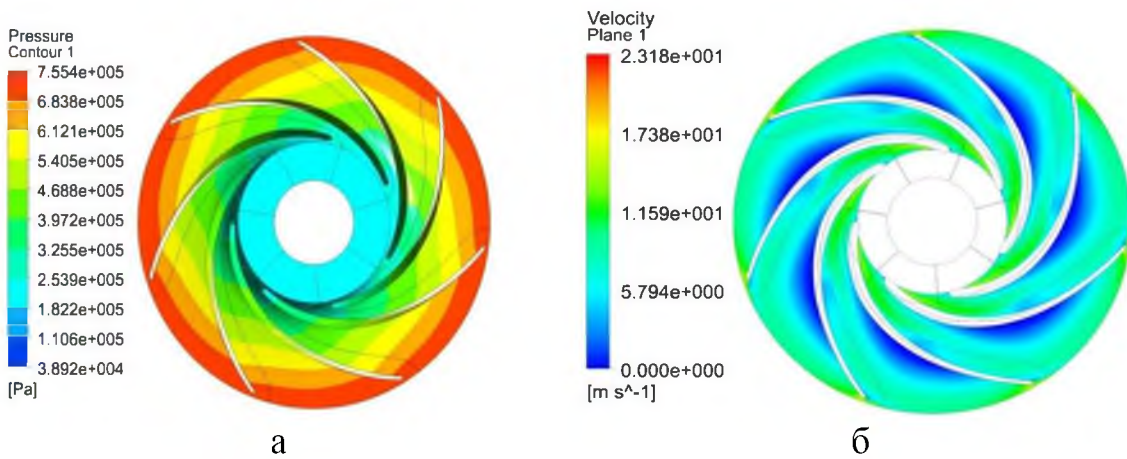


Рис. 28. Розподілення: а – тиску потоку (Па); б – швидкості потоку в перерізі проточної частини (м/с)

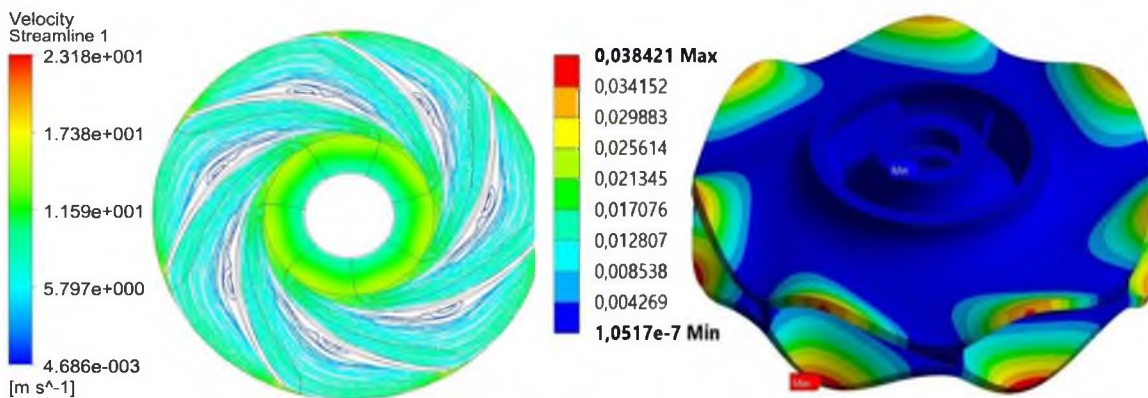


Рис. 29. Лінії току та швидкість (м/с)

Рис. 30. Повні переміщення точок робочого колеса (мм) під дією тиску рідини



Результати аналізу НДС робочого колеса під дією тиску рідини показали максимальні повні переміщення у моделі – 0,04 мм, а також максимальні напруження – 299 МПа, що зосереджені у концентраторах. В інших частинах моделі еквівалентні напруження не перевищують 60 МПа, що набагато нижче межі міцності сталей, які застосовують для побудови насосів – 372 МПа.

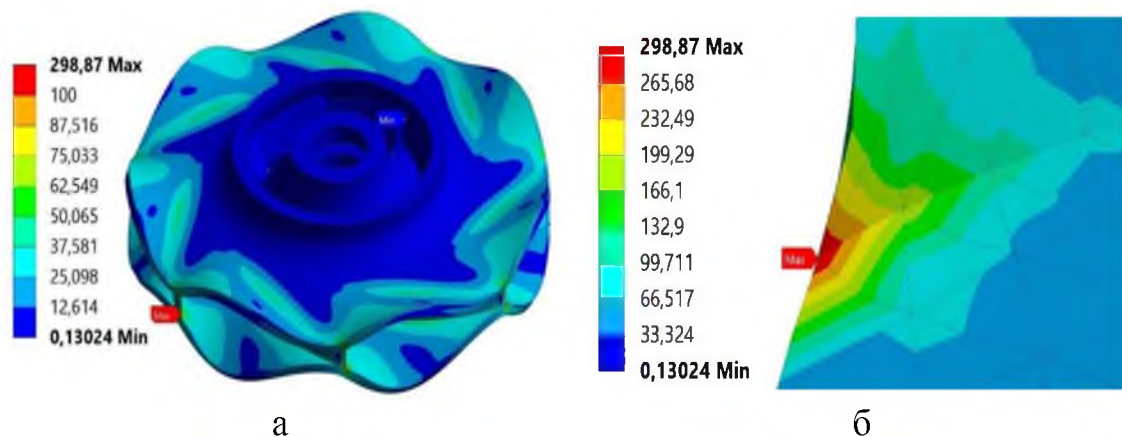


Рис. 31. Еквівалентні напруження за Мізесом (МПа):  
а – робочого колеса; б – збільшено

Представлені результати свідчать, що робоче колесо насоса є працездатним за критерієм міцності.

*Висновки.* У роботі запропоновано і спроектовано нову гідромашину – насос 2КО32–150 на основі машини–аналога насоса ЗКО 32–150. Робоче колесо було спроектовано за відомою методикою [4] з використанням емпіричних формул. Основними перевагами нової спроектованої гідромашини є зменшені загальні габарити насоса в осьовому напрямку за рахунок зменшення кількості ступенів з 3 до 2 (вилучення одного робочого колеса та направляючого апарату) та зменшення довжини валу. Недоліками спроектованого більш низькохідного ступеня  $n_s = 41$  порівняно з аналогом ( $n_s = 51$ ) насоса є нижчий ККД. Але наведені реальні сучасні заходи із суттєвого підвищення ККД (на 10–15 %) ступеня  $n_s = 41$ .

Було проаналізовано види втрат енергії, визначені їх кількісні значення, уточнені значення механічного, об'ємного ККД з урахуванням отриманих даних. На основі такого аналізу запропоновані шляхи модернізації спроектованої машини із підвищення ККД, а саме:

- зменшення об'ємних втрат за рахунок зменшення щілини переднього ущільнення при встановленні плаваючого кільця (зменшення радіального зазору з  $\delta_1=0,27$  мм до  $\delta_1=0,07$  мм);
- запроєктовані ширини бічних пазух  $S_1$  і  $S_2$ , за яких коефіцієнт

дискового тертя буде мінімальним, а саме  $S_1 = S_2 = 4$  мм ( $(S/D_2)_{\min} = 0,016 - 0,02$ ). Крім того, зменшенню коефіцієнта дискового тертя сприятиме зменшення витоків  $q$  через передню бічну пазуху  $S_1$  за рахунок плаваючого переднього щілинного ущільнення. Детальна розробка ущільнення не передбачена;

– заміна робочих органів насоса-аналога на спроектованих заново або на вже існуючих сучасних ступенях  $n_s = 40$ .

У рамках аналізу роторної динаміки було отримано деформації ротора при різних частотах обертання та розраховано критичні швидкості ротора.

Здійснено розрахунки розподілення швидкостей та тиску потоку в проточній частині робочого колеса, що показали такі результати: максимальна швидкість потоку – 23,2 м/с, максимальний тиск – 0,755 МПа.

У рамках аналізу НДС робочого колеса під дією тиску рідини були отримані такі результати: максимальні повні переміщення у моделі – 0,04 мм, а також максимальні напруження – 299 МПа у концентраторах. В інших частинах моделі еквівалентні напруження не перевищують 60 МПа, що є нижче границі міцності сталей, які застосовують у виробництві насосів – 372 МПа.

Надалі передбачається поглиблене дослідження процесів і станів у насосі.

#### Література:

1. Ржебаева Н. К. Расчет и конструирование центробежных насосов: учеб. пособие / Н. К. Ржебаева, Э. Е. Ржебаев. – Сумы: СумГУ, 2009. – С. 41–50.
2. Методичні вказівки до виконання курсового проекту зі спеціальності «Розрахунок та проектування консольного насоса з використанням теорії подібності» / уклад.: Е. В. Колісниченко, В. О. Панченко / СумДУ. – Суми, 2011. – 37 с.
3. Михайлов А. К. Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование: учеб. пособие / А. К. Михайлов, В. В. Малюшенко. – М.: Машиностроение, 1977. – 288 с.
4. Ковалев И. А. Исследование путей повышения экономичности ступени центробежного насоса низкой удельной быстроходности  $n_s = 40$ : автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.05.17 / И. А. Ковалев. – Харьков, 1970. – 20 с.
5. Алексенский В. А. Совершенствование методики расчета вязкого течения и проектирования насосов низкой быстроходности: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.04.13 / В. А. Алексенский;

СПбГТУ. – СПб., 2012. – 18 с.

6. Щуцкий С. Ю. Оценка гидравлических показателей и проектирование многоступенчатых насосов на основе квазитрёхмерных методов : дис. ... канд. техн. наук: 05.04.13 / С. Ю. Щуцкий; СПбГТУ. – СПб., 2011. – 143 с.

7. Луговая С. О. Гидродинамические особенности проектирования сменных проточных частей при создании унифицированного ряда центробежных насосов: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.17 / С. О. Луговая. – Сумы, 2009. – 144 с.

8. Кретинин А. В. Расчётный сравнительный анализ вариантов профилирования рабочего колеса центробежного насоса / А. В. Кретинин, А. В. Иванов, Д. Н. Галдин // Вестник Воронежского государственного технического университета. – Воронеж, 2016. – Т. 12, № 4. – С. 26–31.

9. Медведченков А. С. Разработка и оптимизация проточных частей насосов типа ЦНС с использованием трёхмерных методов расчета течения: диплом. работа ... магистра: 13.04.03 / А. С. Медведченков. – СПб., 2017. – 89 с.

10. Шевченко Н. Г. Исследование течения газожидкостной смеси в проточной части ступени погружного насоса для добычи нефти / Н. Г. Шевченко, О. Л. Шудрик, Е. Ю. Бондаренко // Вісник НТУ «ХП». – Харків, 2017. – № 22 (1244). – С. 31–37.

11. Родионов Л. В. Численное моделирование структуры потока жидкости в проточной части шнеко–центробежного насоса газотурбинного двигателя [Электронный ресурс] : электрон. учеб. пособие / Л. В. Родионов, А. Н. Крючков, С. А. Гафуров; Самар. гос. аэрокосм. ун–т. С. П. Королева. – Самара, 2011.

12. Pantell, K. (1949). Versuche Über Scheibenreibung. *Forschungsg. d. Geb. d. Ingwes*, 16, (4), 48–64.

13. Тимофеев Д. В. Автоматизированное профилирование лопастей центробежных рабочих колес: Руководство пользователя / Д. В. Тимофеев, А. И. Савельев, С. С. Панаиотти. – Калуга, 2008. – 66 с.

## МОДЕРНИЗАЦИЯ КОНСОЛЬНОГО НАСОСА ЗКО 32–150 ПУТЕМ СОКРАЩЕНИЯ КОЛИЧЕСТВА СТУПЕНЕЙ

Васильченко Д. Р., Головин А. М., Гречка И. П., Зарубина А. А.,  
Хованский С. А.

*Аннотация* – в статье приведен расчет КПД насоса, по которому сделаны выводы о возможности модернизации и проанализированы пути повышения КПД. Освещаются основные этапы проектирования рабочего колеса модернизированного насоса. Проанализированы составляющие потерь энергии, определено числовое значение величины объемных утечек через переднее уплотнение и уточнены значения объемного КПД. Определено числовое значение величины потерь мощности на дисковое трение и уточнены значения механического КПД. Рассчитано уточненное значение полного КПД. Построено 3D параметрическую трехмерную модель центробежного рабочего колеса и трехмерную расчетную модель ротора в сборе. Произведен расчет распределения скоростей и давления потока в проточной части рабочего колеса. Осуществлен анализ роторной динамики и напряженно–деформированного состояния колеса под действием давления жидкости.

## MODERNIZATION OF ZCO 32–150 CONSOLE PUMP BY CUTTING THE QUANTITY OF STEPS

D. Vasilchenko, A. Golovin, I. Hrechka, A. Zarubina, S. Khovanskyi

### *Summary*

The article provides a calculation of the efficiency of the pump. As a result of this, conclusions about the possibility of modernization are made and ways of efficiency increasing are analyzed. The main stages of the impeller design of the upgraded pump are covered. The components of energy loss are analyzed, the numerical value of the volume leakage through the front seal is calculated and the volumetric efficiency value is refined. The numerical value of the power loss to disk friction is determined and the value of the mechanical efficiency is refined. The refined value of the total efficiency is calculated. A 3D parametric three–dimensional model of the centrifugal impeller and a three–dimensional model of the rotor assembly were designed. The distribution of velocity and pressure in the flow part of the impeller was calculated. The rotor dynamics and the stress–strain state of the impeller under the fluid pressure were analyzed.