

УДК 621.65.07

DOI 10.36910/6775.24153966.2021.71.17

О. А. Куліков, С. С. Петренко, Т. В. Джафаров, О. С. Безсмертний, О. В. Ратушний
Сумський державний університет

МОДЕРНІЗАЦІЯ ПРОМІЖНОГО СТУПЕНЯ НАСОСУ ЦНС-180/1900

В даній роботі пропонується дослідити можливості підвищення напору шляхом заміни традиційного каналного або лопатевого напрямного апарату на безлопатевий кільцевий апарат з поворотом течії на 180°. В ході роботи було проведено чисельний експеримент та за його результатами застосовано ряд конструктивних рішень, щодо вдосконалення конфігурації проточної частини з метою зменшення втрат напору.

Ключові слова: дифузор, напрямний апарат, робоче колесо, втрати, безлопатевий, проточна частина.

А.А. Куликов, С. С. Петренко, Т. В. Джафаров, О. С. Бессмертный, А. В. Ратушный

МОДЕРНИЗАЦИЯ ПРОМЕЖУТОЧНОЙ СТУПЕНИ НАСОСА ЦНС-180/1900

В данной работе предлагается исследовать возможности повышения напора путем замены традиционного каналного или лопатного направляющего аппарата на безлопастной кольцевой аппарат с поворотом течения на 180°. В ходе работы было проведено численный эксперимент и по его результатам применены ряд конструктивных решений по совершенствованию конфигурации проточной части с целью уменьшения потерь напора.

Ключевые слова: диффузор, направляющий аппарат, рабочее колесо, потери, безлопастная, проточная часть.

O. A. Kulikov, S. S. Petrenko, T. V. Dzafarov, O. S. Bezsmertnyi, O. V. Ratushnyi,

MODERNIZATION OF INTERMEDIATE STAGE OF THE PUMP CNS-180/1900

In this paper, it is proposed to investigate the possibilities of increasing the pressure by replacing the traditional channel or vane guide vane with a vaneless annular vane with a 180° flow turn. In the course of the work, a numerical experiment was carried out and, based on its results, a number of design solutions were applied to improve the configuration of the flow path in order to reduce head losses.

Key words: diffuser, guide vane, impeller, losses, bladeless, flowpath.

Постановка проблеми. У рамках даного дослідження відзначимо одну з основних сьгоднішніх проблем промисловості - велику енергоємність експлуатації насосного обладнання. Так у різних галузях насоси споживають 25-60% від всієї енергії, що витрачається. У цілому, розглядаючи дане питання, відзначимо, що в даний час в багатьох галузях промисловості виникла проблема підвищення економічності відцентрових насосів, які забезпечують зростання напору при відносно невеликих подачах [1]. Рішення подібних завдань багато в чому слід шукати в збільшенні інтенсивності енергопередачі в системі «робочий орган насоса - перекачувана рідина». Реалізація даної ідеї призведе до можливості застосування одноступінчастого відцентрового насоса замість багатоступінчастого або істотного скорочення кількості ступенів останнього. Таким чином, актуальним є питання пошуку таких способів модернізації геометричних параметрів лопатевої решітки відцентрового насосного ступеня, які привели б до зростання його інтегральних характеристик - насамперед напору і ККД.

Аналіз публікацій. Застосування безлопатевого направляючого апарату в ступенях насоса дозволить спростити процес їх виготовлення і підвищити технологічність у виробництві [2,3]. При цьому можливе застосування для виготовлення методом точного об'ємного штампування, який характеризується низькою трудомісткістю, високими коефіцієнтами використання металу, і необроблюваної поверхні, а також показниками якості поверхні [4]. Крім цього були проаналізовані роботи по даній тематиці Лившица та Чияткова, які стали фундаментом для даної теми [5,6].

Мета дослідження. Дослідити можливість підвищення напору проміжного ступеня відцентрового насоса ЦНС - 180/1900 за рахунок зменшення втрат енергії у направляючому апараті шляхом зміни традиційного каналного або лопатевого напрямного апарату безлопатевою кільцевим відводом з поворотом течії на 180°.

Методика експерименту. У якості базової ступені прийнято проміжну серійну ступінь відцентрового багатоступеневого насоса ЦНС-180/1900. Ступінь насоса включає в себе робоче колесо з просторовими лопатями. За допомогою Solid Works були створені 3D моделі різних напрямних апаратів (Рис. 16). Для розрахунку використовувався програмний продукт ANSYS CFX. В основу даного програмного продукту закладений метод чисельного вирішення

© О. А. Куліков, С. С. Петренко, Т. В. Джафаров, О. С. Безсмертний, О. В. Ратушний

фундаментальних законів гідромеханіки [7,8]: рівнянь руху в'язкої рідини спільно з рівнянням нерозривності. Це є достатньою умовою обґрунтованості застосування результатів чисельного дослідження. Слід зазначити, що ANSYS CFX неодноразово випробувався при вирішенні задач насособудування, розбіжність результатів чисельного і фізичного моделювання не перевищує 5%, тому даний програмний продукт придатний для вирішення поставленого завдання дослідження.

Викладення основного матеріалу. Призначенням дифузорів (Рис.1а) є зменшення швидкості потоку, що виходить з робочого колеса, і підвищення тиску за рахунок зменшення його кінетичної енергії. Безлопатевий дифузор це кільцевий простір, при течії в котрому швидкість потоку знижується за рахунок збільшення прохідної площі через збільшення радіуса. Бокові стінки виконуються в більшості випадків паралельними, так як при дифузорах, що розширюються виникає збільшення довжини проходження рідини, а значить і збільшення втрат. Складний характер течії в дифузорі ускладнює його розрахунок. Кожна частинка потоку рухається в дифузорі по траєкторії, що відрізняється від інших частинок, і розрахунок по осередненим швидкостям дає лише приблизне вирішення.

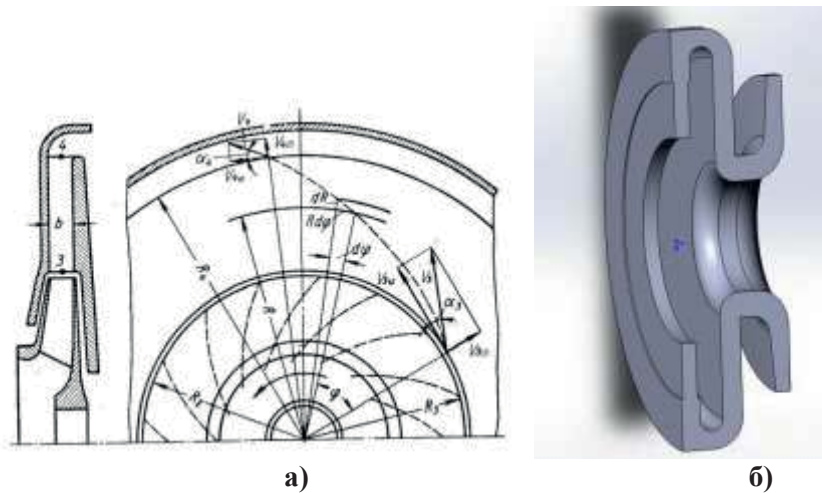


Рис. 1. Безлопатевий дифузор а) загальне креслення, б) твердотільна модель

Елементи безлопатевого дифузора є у всіх машинах відцентрового типу. Так, наприклад, в ступенях з лопатковим дифузором або з напрямним апаратом каналного типу, кільцева ділянка, розташована безпосередньо за колесом, являє собою невеликий безлопатевий дифузор. Тому аналіз явищ в безлопатевий дифузорі становить інтерес незалежно від прийнятого в тій чи іншій машині типу дифузорного апарату.

Експериментальні дослідження С.П. Лившица[5] показали, що при збільшенні ширини безлопатевого дифузора b_3 в порівнянні з шириною колес b_2 збільшується неоднорідність потоку по ширині дифузору. При збільшенні b_3/b_2 в межах 1-2 спостерігалось зосередження потоку в середині ширини дифузора або поблизу задньої стінки (при $b_3/b_2=2$ на великих радіусах). Кути потоку при цьому мають максимальне значення в середині каналу по його ширині, а поблизу стінок спостерігаються зворотні течії. У зв'язку з неоднорідністю потоку при збільшенні b_3/b_2 к.к.д. дифузора суттєво зменшується. При проектуванні безлопатевого дифузора рекомендується приймати $b_3/b_2=1$. Деякі іноземні заводи приймають ширину дифузора значно менше (на 10-30%) ширини колеса. В звужених дифузорах збільшується радіальна і абсолютна швидкість потоку, а також кут α_3 , але зменшується довжина шляху рідини. Ці фактори мають протилежний вплив на к.к.д. дифузора. Прискорення потоку на вході в звужений дифузор може суттєво покращити структуру потоку і усунути зони зворотної течії. У зв'язку з цим слід очікувати, що застосування звужених дифузорів може знизити втрати в них.

Експериментальне дослідження профільованих безлопатевого дифузоров (що спочатку звужуються, а потім розширюються) показали можливість деякого підвищення їх ефективності. Безлопатевий дифузор має гарні показники к.к.д. при відхиленні від розрахункового, оскільки відсутність лопаток забезпечує відсутність втрат за рахунок відриву потоку з лопаток. У зв'язку з цим характеристики ступеней з лопатевими дифузорами більш круті, ніж з безлопатевоими.

Використовуючи програмний комплекс САПР SolidWorks було спроектовано безлопатевий кільцевий дифузор на основі габаритних розмірів базового ступеня (Рис.1б). Для апарату були задані такі вимоги $b_3 = b_{3\text{баз}}$, $b_3 = b_4$, $(b_5 = b_{5\text{баз}}) > b_4$. Параметри потоку на вході в апарат відповідають параметрами потоку на виході з робочого колеса. Розрахунок вівся на оптимальному режимі ($Q = 187 \text{ м}^3/\text{год}$). В результаті чисельного експерименту було визначено втрати напору в наступних перерізах (Рис. 2а):

- від 1-1 до 2-2 – $\Delta h_1 = 3,651 \text{ м}$ (безлопатевий кільцевий дифузор, далі зона 1);
- від 2-2 до 3-3 – $\Delta h_2 = 6,929 \text{ м}$ (перевідний канал з поворотом на 180° , далі зона 2);
- від 3-3 до 4-4 – $\Delta h_3 = 42,205 \text{ м}$ (зворотний безлопатевий канал, далі зона 3).

За результатами досліджень було отримано картини течії (Рис. 2б), а також розподіл тисків в апараті (Рис. 2в).

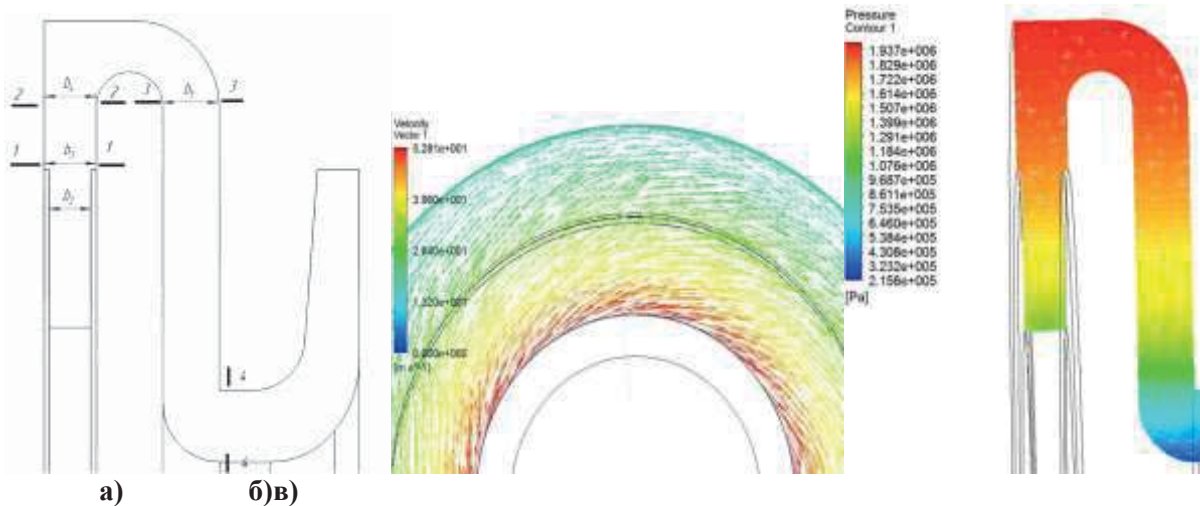


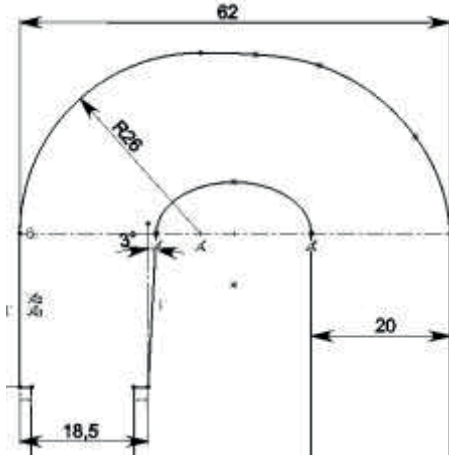
Рис.2. Безлопатевий кільцевий напрямний апарат з поворотом течії на 180°
а) досліджувані перерізи дифузора, б) картина течії в дифузорному каналі, в) зміна тиску в апараті.

Розрахунок показав, що втрати напору в напрямному апараті є досить високими тому, з метою зменшення даних втрат на основі даної конструкції було розроблено і досліджено ряд інших варіантів конструктивного виконання напрямного апарату, які показані в таблиці 1.

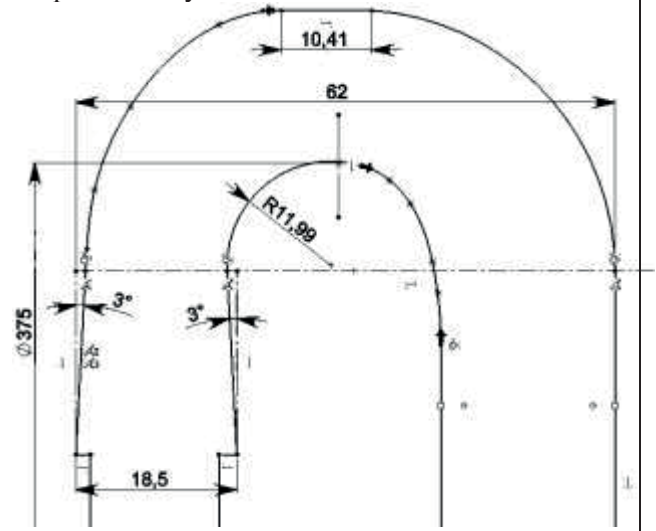
Таблиця 1

Варіанти напрямного апарату, що досліджувались	
<p>1 $b_3 = b_{3\text{баз}}$, $b_3 = b_4$, $(b_5 = b_{5\text{баз}}) > b_4$ Скруглено гострий кут.</p>	<p>6 Попередній варіант з виконанням звуження дифузора з обох сторін.</p>
<p>2 $b_3 = b_{3\text{баз}}$, $b_3 < b_4$, $(b_5 = b_{5\text{баз}}) > b_4$</p>	<p>7 Попередній варіант з виконанням лінійної</p>

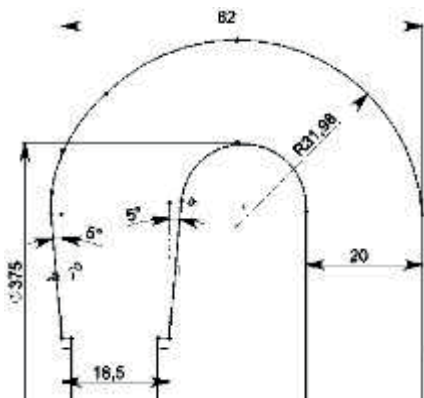
Виконано розширення дифузора з однієї сторони. Внутрішня стінка, що забезпечує поворот на 90° еліпсоїдальна. Змінено радіус кривизни зовнішніх стінок потоку, для збільшення площі поперечного перерізу.



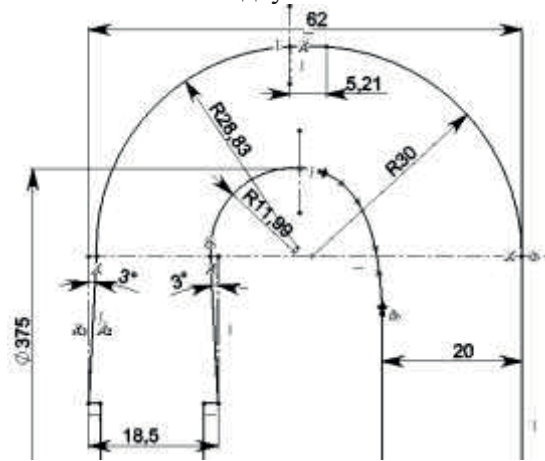
ділянки на повороті каналу на 90° з зовнішньої сторони каналу.



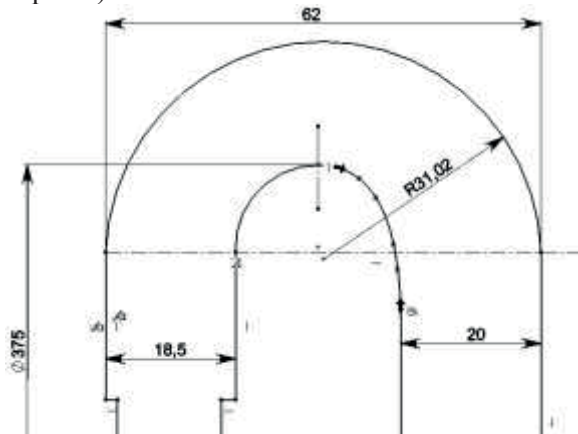
3 $b_3 = b_{36аз}$, $b_3 < b_4$, ($b_5 = b_{56аз}$) $> b_4$
Виконано розширення дифузора з обох сторін. Радіус кривизни внутрішніх та зовнішніх стінок постійний.



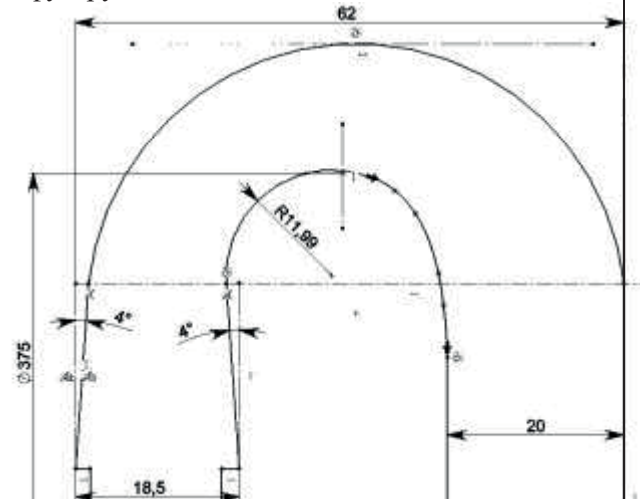
8 Попередній варіант - лінійна ділянка зменшена в двучі.



4 $b_3 = b_{36аз}$, $b_3 = b_4$, ($b_5 > b_{56аз}$) $> b_4$
Після повороту каналу на 90° стінки каналу спрофільовані для поступового збільшення площі перерізу (У всіх подальших конструкціях використовується даний варіант)

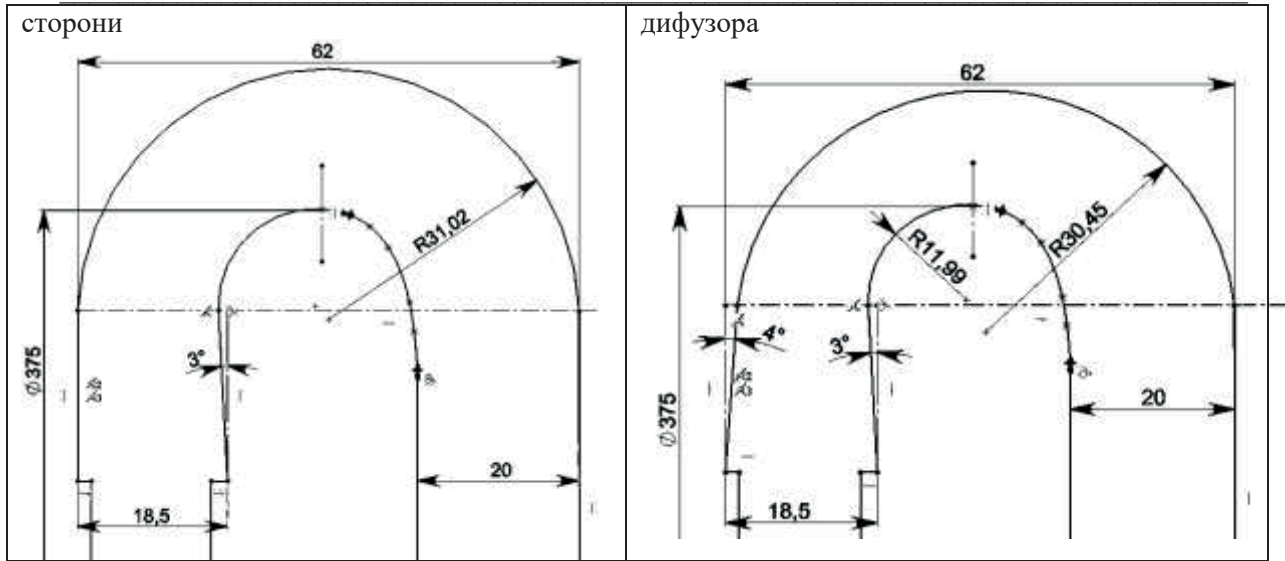


9 Кривизна внутрішніх та зовнішніх стінок повороту постійна, виконано збільшене звуження дифузору



5 Попередній варіант з виконанням звуження дифузора з однієї

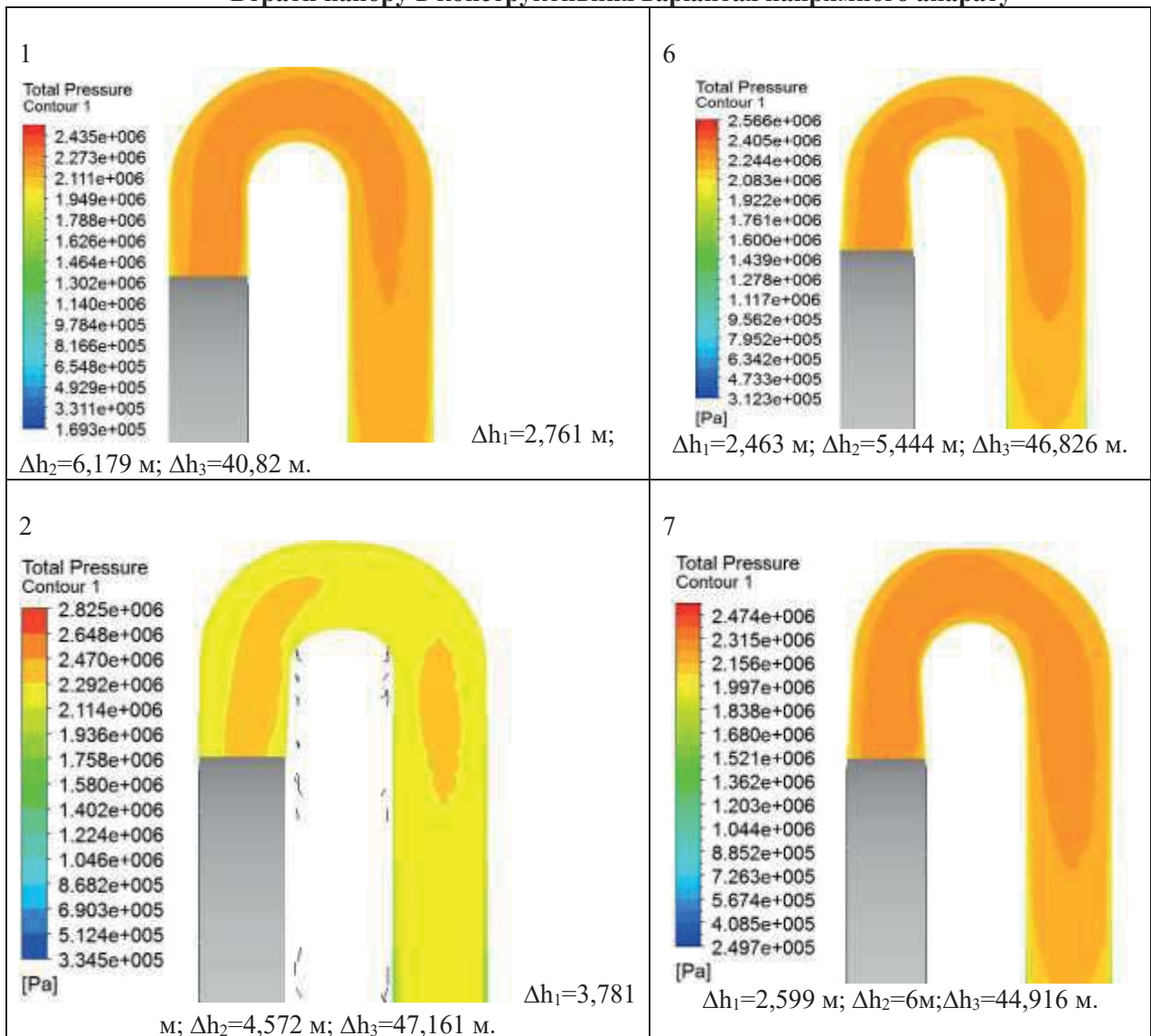
10 Попередній варіант але з виконанням зменшеного звуження з однієї сторони

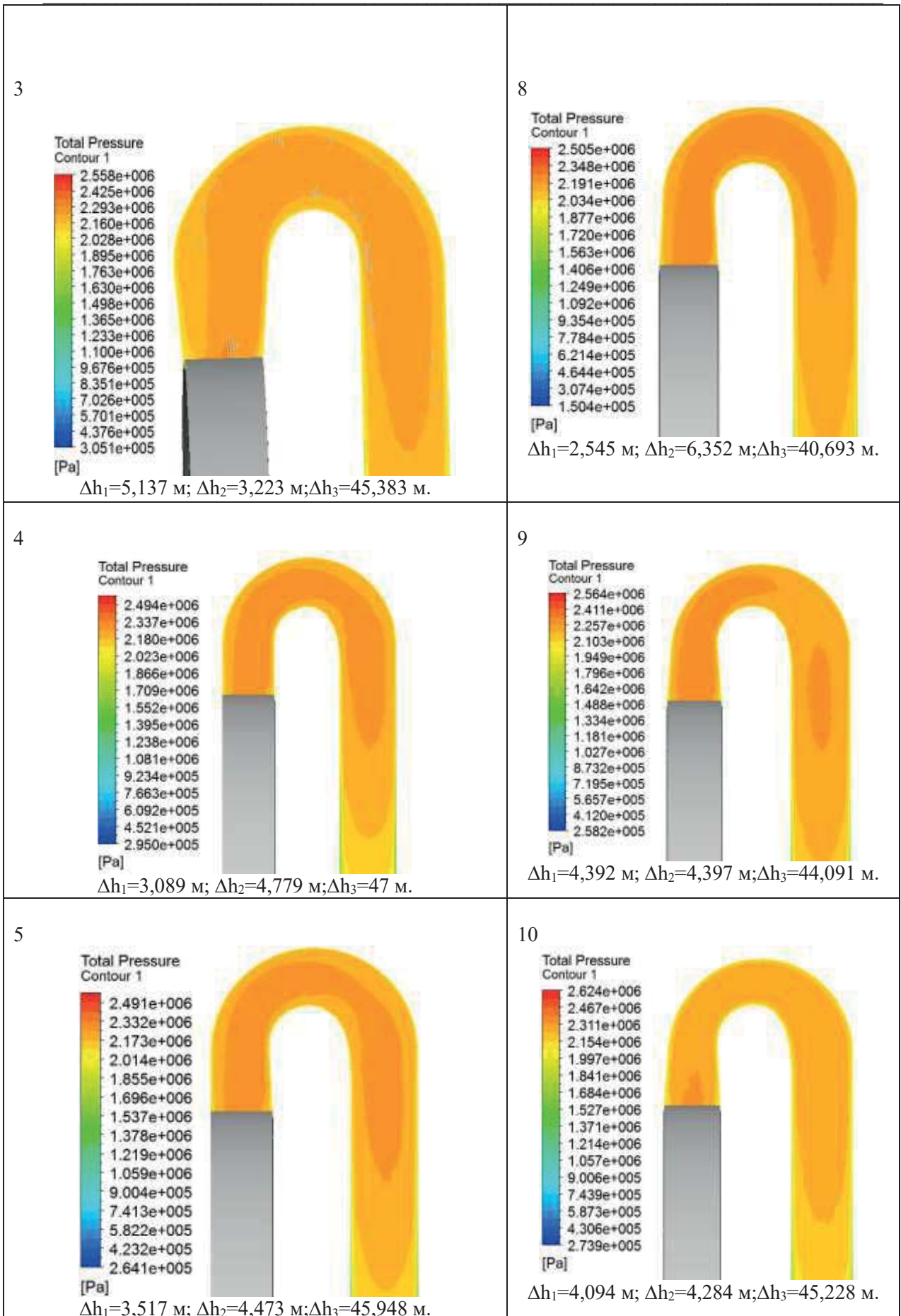


В результаті досліджень було встановлено значення втрат напору в перерізах напрямного апарату, які відображені в таблиці 2.

Таблиця 2

Втрати напору в конструктивних варіантах напрямного апарату





Результати чисельного експерименту представлені в таблиці 3.

Таблиця 3

Втрати напору в досліджуваних перерізах			
№	Δh_2 , м	Δh_3 , м	Δh_1 , м
1	6,929	42,205	3,651
2	6,179	40,82	2,761
3	4,572	47,161	3,781
4	3,223	45,383	5,137
5	4,779	47	3,089
6	4,473	45,948	3,157
7	5,444	46,826	2,463
8	6	44,916	2,599
9	6,352	40,693	2,545
10	4,397	44,091	4,392
11	4,284	45,228	4,094

За даними таблиці 3 будують діаграму на якій відображено зміну втрат напору в безлопатевому напрямному апараті в залежності від варіанту конструкції (Рис.3).

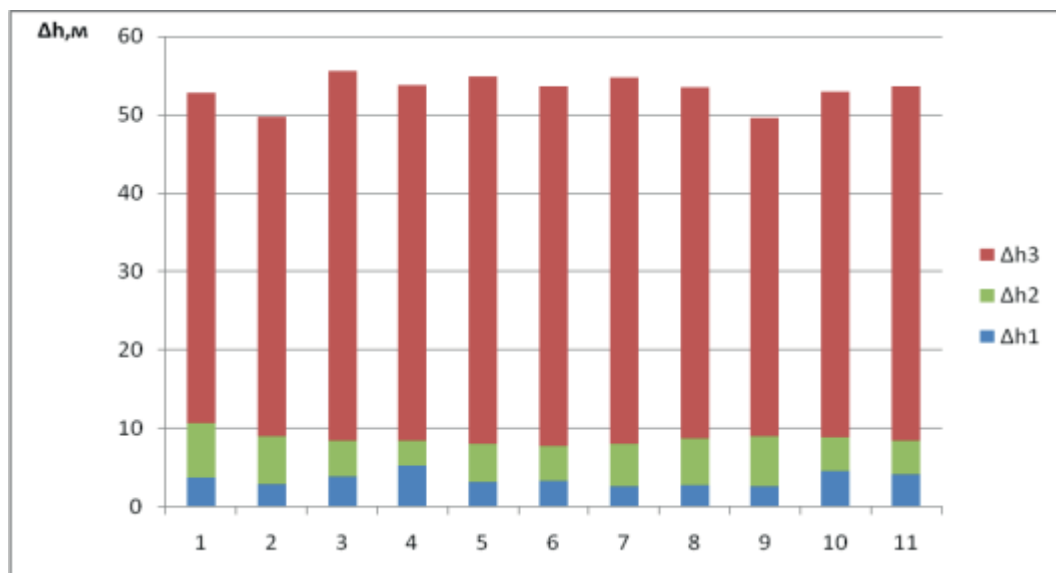


Рис. 3. Втрати напору в безлопатевому дифузорному апараті

Серед 11 варіантів (1 базовий та 10 експериментальних) було вибрано, як оптимальний, з точки зору менших втрат напору в зоні 1 та 2 – варіант «7». В зоні 3 та в цілому сумарні втрати напору в зонах 1-3 – варіант «9». Було проведено ряд експериментів для отримання характеристики втрат від режиму роботи. Дослідження проводилось в діапазоні подач 0,7-1,2 від оптимального режиму. Результати досліджень відображені в таблиці 4 та на рисунку 4.

Таблиця 4

Втрати напору в залежності від режиму роботи

Q, м ³ /год	Δh_{1-3} , м	Δh_{1-2} , м
130,9	51,683	5,951
149,6	54,709	9,83
187	54,73	7,907
205,7	54,029	7,042
224,4	50,325	6,343

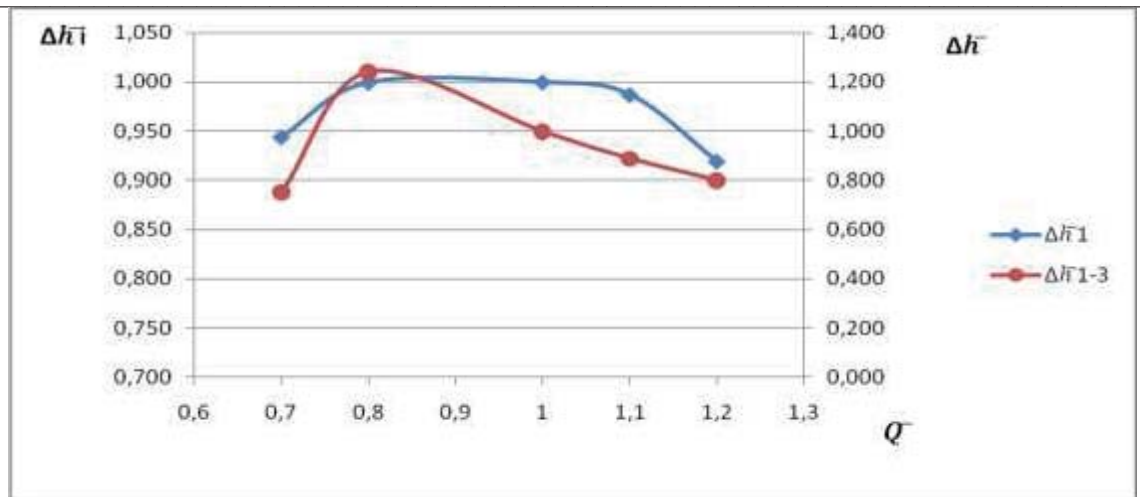


Рис. 4. Втрати напору в залежності від режиму роботи

Висновки. Дослідження показали, що найбільші втрати в даному апараті знаходяться в зворотному каналі (зона 3). Проаналізувавши картину течії видно, що частинка рідини після проходження повороту (зона 2) в конфузійній ділянці (зони 3) прискорюється та створює приблизно 0,75 оберта перед тим, як потрапить до р.к. Це і є основною причиною таких великих втрат в даній ділянці.

Втрати в кільцевому дифузори (зона 1) знаходяться на найменшому рівні (близько 2.5 м). Створення збільшеного кута розкриття дифузора привело до відривних течій біля стінок дифузора, що зумовило суттєві втрати в ньому. Оптимальним результатом було створення поступового звуження в 3° з обох сторін кільцевого дифузора, що привело до практично однакових площ меридіонального перерізу по всій довжині кільцевого дифузора і до найменших втрат серед всіх варіантів, що досліджувались.

Втрати в перевідному каналі (зона 2) мають неоднозначний характер. Частинка рідини при проходженні кільцевого дифузору та повороту на 180° здійснює приблизно 0,25 оберта, що дає можливість вважати втрати через розкручування мінімальними. Але аналізуючи картини розподілу повного тиску можна зробити висновок, що втрати напору на поворот залежать від параметрів потоку після кільцевого дифузора (зона 1). Найменші втрати (3.233 м), отримані в 5 варіанті, коли була максимальна дифузійність. Втрати були зменшені в даному випадку за рахунок підвищення статичної складової напору в дифузори (зона 1), але втрати в самому дифузори значно зросли за рахунок відривних течій поблизу стінок. Тому даний варіант не є оптимальним.

Було встановлено обернено пропорційну залежність між втратами в дифузори (зона 1) та перевідному каналі (зона 2).

При зменшенні втрат в кільцевому дифузори (зона 1) збільшуються втрати в перевідному каналі (зона 2) і навпаки. При чому зміна проходить майже симетрично. Оптимальним варіантом є варіант 9 в якому поєднано плавне зменшення площі перерізу кільцевого дифузора (зона 1) з поступово розширеним поворотним каналом (зона 2). Дифузійність в даному випадку становить 0,881.

Проаналізувавши дані можна зробити висновок, що зі збільшенням подачі зменшуються, як сумарні, так і втрати напору в перерізах апарату.

Слід зауважити, що досягнути зменшення втрат напору за рахунок застосування безлопатевого кільцевого напрямного апарату не вдалось, що зумовлено значними втратами в зворотних каналах (зона 3) такого апарату, через закручування потоку. Але дослідження даного питання не можна вважати завершеним, оскільки є ряд заходів на які слід звернути увагу під час подальшого дослідження, що можуть привести до позитивного результату.

Список використаних джерел:

1 Караханьян В. К. Энергосбережение и повышение энергоэффективности насосного оборудования в России в период до 2020 г / В. К. Караханьян // Насосы&Оборудование. – 2010. – № 4 (63) - 5 (64). – С. 4–6.

- 2 Материалоемкость изделий машиностроения. Термины и определения: ГОСТ 27782-88. – [Действителен от 1989-01-01]. – М. : Госстандарт СССР, 1988. – 6 с.
3. Методика оценки технического уровня и качества насосного оборудования: РД 26-06-57-86. – [Действителен от 1986-11-01]. – М. : ВНИИгидромаш, 1986. – 51 с.
4. Воробьев В.М. Новые технологические процессы изготовления рабочих колес гидравлических лопаточных машин [Электронный ресурс] / В.М. Воробьев, И. В. Филатова – Режим доступа: <http://www.avert-mntc.ru/component/content/article/48-2011-11-10-12-31-01/100-2012-09-24-12-48-55.html>. – Название с экрана.
5. Лившиц С. П. Аэродинамика центробежных компрессорных машин / С. П. Лившиц. – Москва: Машиностроение, 1966. – 335 с.
6. Центробежные компрессорные машины / Ф. М. Чиятков, В. В. Игнатенко, Н. Т. Романенко, Е. С. Фролов. – Москва: Машиностроение, 1969. – 325 с.
7. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа [Текст] / Л.Г. Лойцянский. – М. : Наука. гл. ред. физ.- мат. лит., 1987 – 840 с.
8. ANSYS CFX 13.0 Solver Theory. Release 13.0 [Электронный ресурс], 2010. – 261 p. – Режим доступа : <http://www.ansys.com>.

Рецензент:

Ковальов Ігор Олександрович – професор, кандидат технічних наук, завідувач кафедри прикладної гідроаеромеханіки Сумського державного університету.