

3. Ратушний О. В. VI технологічний уклад: перспективи розвитку систем, які передають енергію рідині: монографія / О. В. Ратушний. – Суми: Сумський державний університет, 2020. –212 с.
4. Loitsianskyi L.G. Mechanics of liquid and gas [Mehanika zhidkosti i gaza]: Study guide/ L.G. Loitsianskyi. – 7th edition. – М.: Drofa, 2003. – 840 p.
5. ANSYS CFX 13.0 Solver Theory. Release 13.0, 2010. 261 p. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://www.ansys.com>.

УДК 62-253.5

Куліков О. А., аспірант
Ратушний О. В., канд. техн. наук, доцент
 Сумський державний університет, kulikov.aleksandr322@gmail.com

ДОСЛІДЖЕННЯ ЗАЛЕЖНОСТІ НАПІРНИХ ТА ЕНЕРГЕТИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК КОНТРРОТОРНОГО СТУПЕНЯ ВІД ЗБІЛЬШЕННЯ ДІАМЕТРА ЛОПАТЕВОГО ДИСКУ

При проектуванні робочого колеса важливу роль відіграє його зовнішній діаметр на виході D_2 . Чим більше зовнішній діаметр, тим більше буде напір робочого колеса, через більшу взаємодію рідини з лопатями в результаті чого передається більша кількість енергії. Характеристики насоса можна змінювати наступним чином. Найперше й найпростіше це перекриття напірної або всмоктуючої магістралі. Наступним кроком йде регулювання частоти обертання валу електродвигуна, але цей спосіб використовують не широко через те, що потрібне додаткове обладнання. Ще одним кроком для регулювання параметрів насоса є підрізання робочого колеса для зменшення напірної характеристики. Цей спосіб використовують найчастіше, коли регулювання засувками на трубопроводах виявляється недостатнім [1].

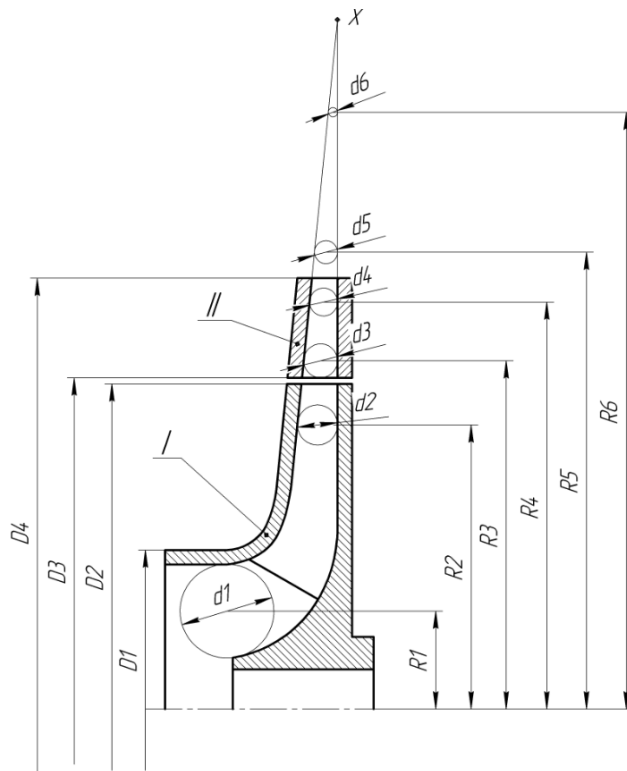


Рис.1 – Меридіональний переріз контр роторного ступеню.

На рисунку 1 можемо побачити меридіональний переріз контр роторного ступеню. Ця ступінь складається з робочого колеса (I) та лопатевого диску (II), що обертаються в протилежні сторони.

Отже, виходячи з вищенаведеного, можемо зазначити, що при збільшенні зовнішнього діаметру виходу лопатевого диска D_4 ми збільшуємо його напірність. Але так як при проектуванні нам потрібно дотримуватися правил побудови меридіонального перерізу, то при збільшенні зовнішнього діаметру D_4 будемо спостерігати зменшення ширини виходу b_4 . При достатньому збільшенні D_4 , ширина виходу b_4 буде зменшуватись, наближаючись до нуля. Це призведе до того, що в певній точці (X) вихід з контрроторного ступеню буде відсутнім. Також слід зазначити, що мала відстань між покривним та основним диском призводить до труднощів з виготовленням та обробкою деталей.

Для дослідження характеристик контрроторних ступенів зі збільшенням зовнішнього діаметру лопатевого диску D4 було спроектовано 4 моделі. Об'єктом дослідження стала контрроторна ступінь з базовим робочим колесом насоса ЦНС-180/1900. Для дослідження були створено чотири лопатеві диски, що мають зовнішній діаметр лопатевого диску D4 - 410мм, 440мм, 470мм та 500мм. Дослідження проводилось за допомогою програмного продукту ANSYS CFX, в якому закладено метод чисельного вирішення фундаментальних законів гідромеханіки [2, 3]: рівнянь руху в'язкої рідини спільно з рівняннями нерозривності.

В результаті досліджень було отримано характеристику течії в контрроторному ступені (рис. 2). Результати досліджень занесені до таблиці 1.

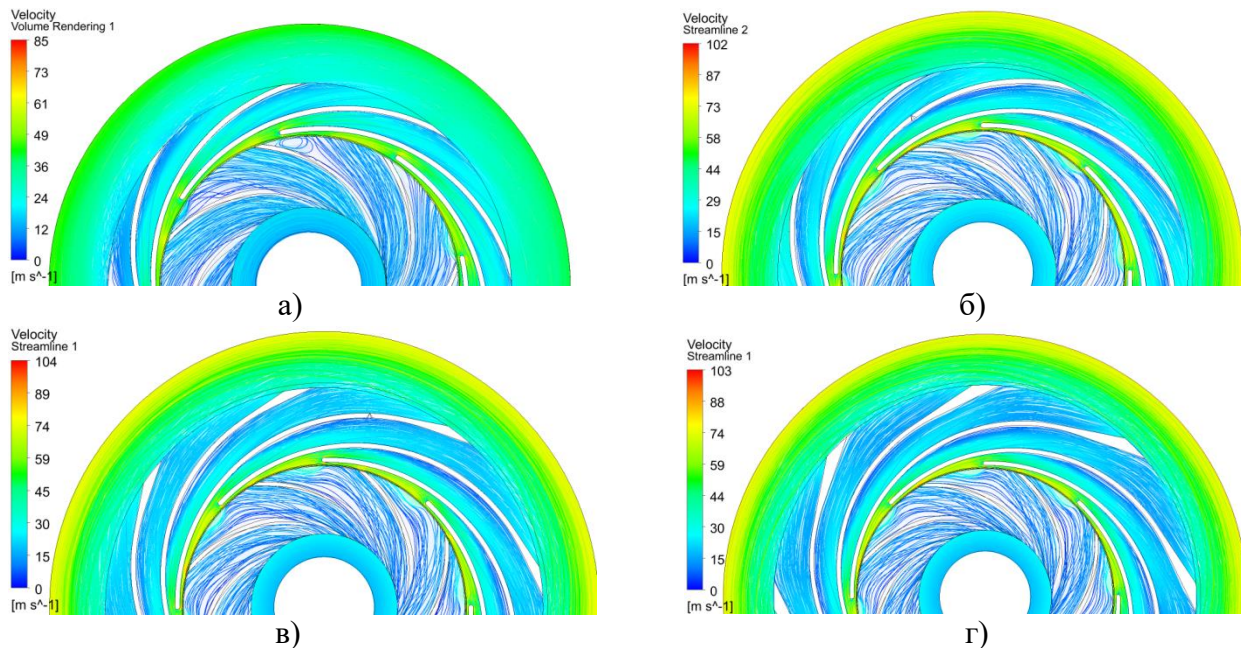


Рис. 2 – Контрроторні ступені з різним діаметром виходу:
а) 410мм, б) 440мм, в) 470мм, г) 500мм.

Таблиця 1 – Характеристики контр роторних ступенів

Зовнішній діаметр на виході з лопатевого лиску (D4), мм.	Напір (H), м	Потужність (N), КВт	ККД (η), %	Ширина виходу b4, мм
410	417	269	73	11,2
440	457	286	78	10
470	516	322	78	9
500	577	361	78	7,9

Виходячи з отриманих даних можна сказати, що завдяки малому міжлопатевому каналу потік рідини близький до ламінарного та без вихроутворень. Збільшення зовнішнього діаметру лопатевого лиску D4 збільшує довжину лопатей, що в свою чергу збільшує час взаємодії рідини з лопатями та впливає на кількість енергії, що отримує рідина. Недоліки збільшення D2 окрім зменшення ширини виходу b4 це також виникнення великих значень відцентрових сил, що виникають на периферії лопатевого диску. Збільшення цих сил можуть вплинути на робочий орган та зруйнувати його. Щоб цьому запобігти потрібно збільшити товщину стінок, а це призводить до збільшення масогабаритних параметрів.

Список посилань

1. Ржебаєва Н.К. Розрахунок та конструювання відцентрових насосів: навчальний посібник / Ржебаєва Н.К., Ржебаєв Е.Є. – Суми: Видавництво СумДУ, 2009. – 220 с.

2. Loitsianskyi L.G. Mechanics of liquid and gas [Mehanika zhidkosti i gaza]: Study guide/ L.G. Loitsianskyi. – 7th edition. – М.: Drofa, 2003. – 840 p.
3. ANSYS CFX 13.0 Solver Theory. Release 13.0, 2010. 261 p. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://www.ansys.com>.

УДК 621.225

Аврунін Г.А., канд. техн. наук, доцент
Мороз І.І., ст. викладач

Харківський національний автомобільно-дорожній університет, griavrunin@ukr.net

МОЖЛИВОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ РАДІАЛЬНО-ПОРШНЕВИХ ГІДРОМОТОРІВ В ЯКОСТІ МОТОР-КОЛІС ДЛЯ ГІДРОПРИВОДІВ МОБІЛЬНИХ МАШИН

В сучасних будівельно-дорожніх, сільськогосподарських та комунальних машинах застосовують для переміщень об'ємний гідروпривод (ОГП). В цих мобільних машинах при використанні бортового ОГП встановлюють мотор-колеса зі швидкісними аксіально-поршневими гідромоторами і планетарними редукторами або з високомоментними гідромоторами. Сучасні вимоги до підвищення швидкості мобільних машин вирішуються використанням машинного регулювання насосів і гідромоторів, а також за допомогою планетарних редукторів з декількома змінними ступенями [1, 2]. Як вітчизняний приклад використання бортового ОГП є гусеничний трактор ТС-10ХТЗ з бульдозерним і розпушувальним обладнанням [3]. Трактор має найсучасніші на сьогоднішній день закордонні аксіально-поршневі насоси і гідромотор-колеса з бортовими редукторами, які в поєднанні з електронною системою керування забезпечують безступеневе регулювання швидкості трактора з енергозбереженням в ОГП і ДВЗ. В той же час огляд технічних характеристик високомоментних радіально-поршневих гідромоторів показує на суттєві досягнення в підвищенні тиску і крутного моменту, частоти обертання і регулювальних можливостей, а також агрегування засобами автоматизації, надійності і безпеки експлуатації. У зв'язку з цим аналіз сучасних ОГП з гідромотор-колесами видається важливим з точки зору застосування цього досвіду в вітчизняних розробках для підвищення технічного рівня мобільних машин. Також важливим є уточнення методик статичного та динамічного розрахунку ОГП з урахуванням зовнішніх навантажень і завдань алгоритмів регулювання насосів та гідромоторів.

Метою дослідження є аналіз гідравлічних принципів схем застосування в ОГП гідромотор-колес з точки зору вирішення проблем забезпечення надійного руху, уточнення методик статичного та динамічного розрахунку ОГП, порівняння технічних характеристик гідромотор-колес на базі аксіально-поршневих гідромоторів з планетарними редукторами та високомоментних радіально-поршневих гідромоторів багатоциклової дії. Розглянуті гідравлічні принципи ОГП бортового ходу на прикладі гусеничного трактора ТС-10, ОГП чотириколісної мобільної машини з гідромотор-колесами і антибуксувальним пристроєм [4].

Проведено порівняння технічних характеристик аксіально-поршневого гідромотор-редуктора А6VE160+GFT65N2 [5] та декількох типів радіально-поршневих гідромоторів багатоциклової дії: MCR, MS і MHP, SA фірм Rexroth Bosch Group, Poclain Hydraulics і Hagglunds, відповідно. Основним критерієм обрано відношення маси гідродвигуна до його крутного моменту. При цьому виявлено суттєве підвищення вихідних параметрів високомоментних радіально-поршневих гідромоторів багатоциклової дії щодо тиску, частоти обертання та відношення маси до крутного моменту. Рішення по вибору типу гідромотора або гідромотора-редуктора приймається на основі функціонально-вартісного аналізу з урахуванням вимог до довговічності, монтажу і технічного обслуговування. Запропоновано при статичних та динамічних розрахунках ОГП мобільної машини задавати