ЛЕКЦІЯ № 11 Роторні гідромашини

Змістовий модуль 2. Насоси, гідро- та пневмоприводи.

Тема: Роторні гідромашини

Мета: Вивчити класифікацю, будову, принцип дії та методику розрахунку роторних гідромашин.

План лекції

11.1 Загальні відомості та класифікація роторних гідромашин.
11.2 Основні поняття і технічні параметри роторних гідромашин.
11.3 Методика розрахунку та вибору роторних гідромашин.

Рекомендована література

1. Гідравліка та її використання в агропромисловому комплексі / В.А.Дідур, О.Д.Савченко, Д.П Журавель, С.І. Мовчан; – К.: Аграрна освіта, 2008. – 577 с. (с. 149 – 154? 159 - 177).
2. Гідравліка, сільськогосподарське водопостачання та гідропневмопривод. / В.А.Дідур, О.Д.Савченко, С.І.Пастушенко, С.І. Мовчан; – Запоріжжя: Прем'єр, 2005. – 464 с. (с. 119 – 125, 129 - 144).
3. Палишкин, Н.А. Гидравлика и сельскохозяйственное водоснабжение / Н.А. Палишкин; – М.: Агропромиздат, 1990. – 351 с. (с.126 - 176).
4. Исаев, А.П. Гидравлика и гидромеханизация сельскохозяйственных процессов / А.П.Исаев, Б.И. Сергеев, В.А.Дидур; – М.: Агропромиздат, 1990. – 400с. (с. 89 - 141).
5. Карасев, Б.В. Гидравлика, основы сельскохозяйственного водоснабжения и канализации / Б.В.Карасев;–Минск: "Вышейшая школа", 1983 – 288 с. (с. 44 - 60).
6. Костюченко, Э.В. Практикум по гидравлике и гидромеханизации сельскохозяйственных процессов / Э.В. Костюченко, В.И.Лаптев, Л.А.Холодок; – Минск, Ураджай, 1991. – 272 с. (с.146 - 167).

Матеріал лекції

11.1 Загальні відомості та класифікація роторних гідромашин.

Під роторними (ГМ) розуміють об'ємні насоси і гідромотори, у яких рухливі робочі елементи, що утворюють робочі камери, роблять обертальний рух чи обертальний в сполученні зі зворотно-поступальним рухом. Роторні (ГМ) знайшли широке застосування в гідроприводах, тому що мають малу питому масу й об’єм, що приходиться на одиницю потужності, високий ККД, можливість регулювання і реверса подачі. Вони швидкохідні (η = 1500…5000хв$^{-1}$), не мають клапанів і, як правило, обратимі, тобто можуть працювати як у режимі насоса, так і в режимі гідромотора. Робоча рідина - мінеральні масла. По характеру руху робочих органів роторні (ГМ) підрозділяють на роторно-поступальні і роторно-обертальні.

Роторно-поступальні (ГМ) бувають двох типів: роторно-поршневі і роторно-пластинчасті.

Роторно-поршневі (ГМ) по напрямку руху поршня розрізняють: - аксіальні з похилим циліндровим блоком чи з похилим диском; радіальні - роторно-плунжерні.

Аксіальні роторно-поршневі (плунжерні) ГМ із похилим нерухомим чи поворотним диском знайшли широке застосування на мобільних сільськогосподарських машинах. На рис. 13, а приведений аксіальний роторно-поршневий (плунжерний), регулюємий насос з похилим диском, а на рис. 13 б його умовне графічне зображення.

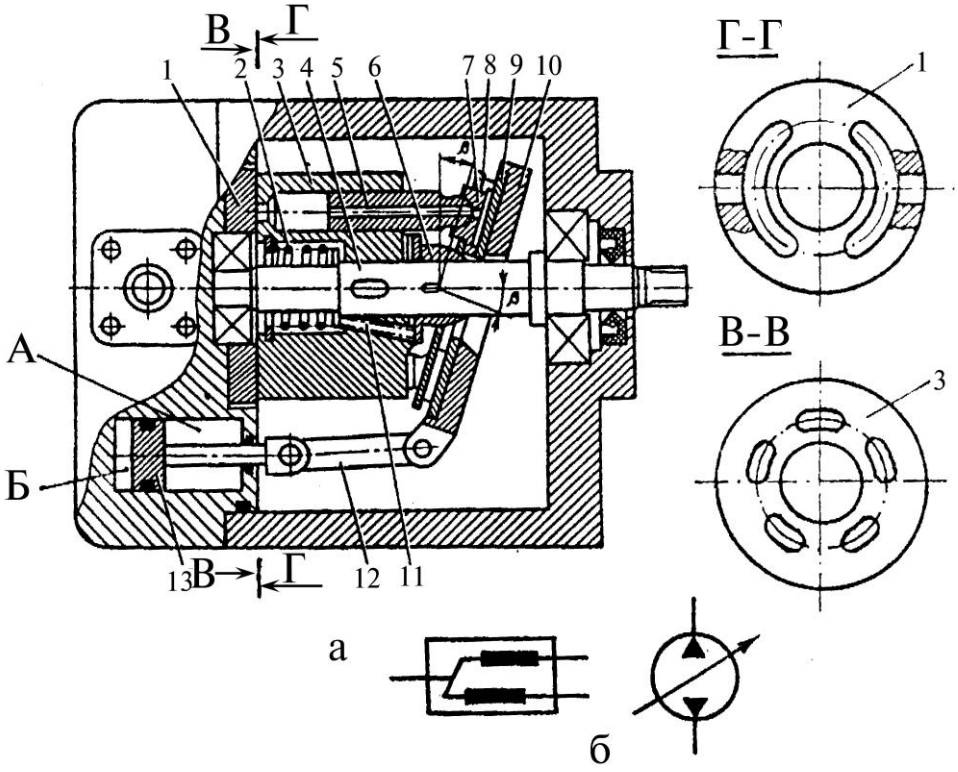

Рис. 1 Аксіальний роторно-поршневий регулюємий насос з похилим диском(а) і його умовне позначення(б).

Блок циліндрів 3 установлений на валу 4 і піджатий пружинами 2 і 11 до розподільного диска 1. У циліндрах блоку розміщені поршні 5, що через башмаки 7 спираються на опорне кільце 9 похилого диска 10. Башмаки у свою чергу притиснуті до опорного кільця 9 пружинами 2 і 11, через втулку 6 зі сферичною зовнішньою поверхнею і сепаратор 8. Поворот похилого диска 10 на кут β здійснюється через тягу 12 переміщенням поршня 13 механізму керування. При підведенні рідини в порожнини А и Б циліндра механізм керування змінює кут нахилу шайби (похилого диска) у межах кута $\pm\ \beta$ (рис. 2). З кінематичної схеми (рис. 2) видно принцип роботи роторно-поршневої гідромашини з похилим поворотним диском.

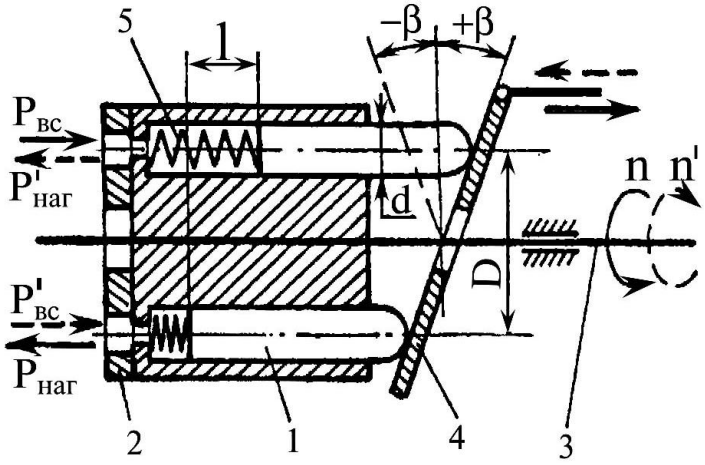

Рис. 2 Схема кінематична аксіальної роторно-поршневої (плунжерної) гідромашини з поворотним диском

При обертанні вала 3 плунжери 1 роблять зворотно-поступальний рух у циліндрах ротора. При цьому гідромашина працює в режимі насоса: плунжер 1 рухається вправо, відбувається усмоктування ($p_{вс}$) рідини в порожнину циліндра, а коли він рухається вліво, то рідина виштовхується з нього ($p_{наг}$). Величина ходу l плунжера 1 залежить від кута нахилу β опорного, поворотного диска 4. Коли поверхня похилого диска 4 перпендикулярна осі вала 3 ($\beta = 0$) плунжери 7 зворотно-поступального руху в циліндрах не роблять ($\ell = 0$). За один оборот вала 3 кожен плунжер робить хід l (рис. 14) вправо, усмоктуючи з порожнини ($p_{вс}$) об'єм рідини: $\Delta V = \frac{\pi d^2}{4} lz$ і один хід уліво, виштовхуючи цей об'єм у нагнітальну порожнину ($p_{наг}$). Теоретична подача насоса за один оборот вала, що має в роторі z плунжерів, буде дорівнювати:

$$q_T = \frac{\pi d^2}{4} lz = \frac{z\pi d^2}{4} Dtg\beta .$$

Дійсна подача насоса (Q), що має частоту обертання n приводного вала 3, може бути знайдена з рівняння:

$$Q = \eta_0 q_T n$$

Якщо в порожнину нагнітання насоса ($p_{\text{наг}}$) подати тиск від іншого насоса, то на плунжері виникає зусилля від цього тиску, що розкладається на дві складові в точці дотику голівки плунжера з поверхнею опорної шайби 4. Під дією окружної складової цього зусилля ротор гідромашини починає обертатися і гідромашина працює в режимі гідромотора. При цьому з вала 3 можна знімати механічну енергію. При зміні напрямку обертання вала 3 (з n на n') чи зміні кута нахилу шайби з (+β) на (-β) (рис. 14) змінюється напрямок руху потоку рідини $p_{вс}$ на $p'_{вс}$ і $p_{наг}$ на $p'_{наг}$.

У будівельній техніці, дорожніх машинах і інших машинах широко застосовують аксіальні роторно-поршневі ГМ із похилим нерухомим чи поворотним циліндровим блоком. Наприклад, конструкція аксиально-поршневого гідромотора типу ПМ із похилим нерухомим блоком циліндрів і несиловим карданом представлена на рис. 3.

У отворі корпуса 1 на підшипниках 2 установлений вал 3, що через кардан з'єднаний з циліндровим ротором 5, встановленим у корпусі 4 на осі 7 з підшипником 6 і прижатим пружиною 8 до розподільного диска 11із двома дугоподібними каналами (рис. 4, вид В - В). У циліндрах ротора розміщені поршні 12, що знавальцовані на малі сферичні голівки шатунів. Великі сферичні голівки завальцовані у фланці 13 вала 3, що має шлицевый кінець для з'єднання з валом навантаження. Штифт 10 охороняє розподільний диск 11 від провертання відносно кришки 9, у якій розташовані канали для підведення і відводу робочої рідини. Витрати рідини між поверхнями торця ротора і диска 11, накопичуються усередині корпусів 1 і 4 і відтіля відводяться на злив. Герметизація гідромотора здійснюється за допомогою ущільнювальних кілець і манжети 14. Зі схеми (рис. 4), видно принцип роботи аксиально-поршневой гідромашини з похилим блоком (β = const) у режимі гідромотора.

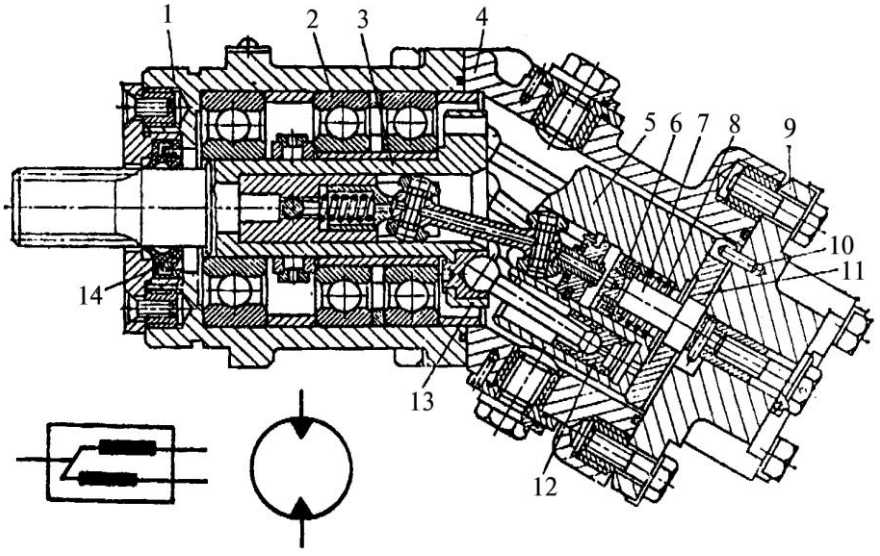

Рис. 3. Аксіальний роторно-поршневий гідромотор з нерухомим похилим блоком і його умовне позначення.

Робочий цикл гідромотора складається з процесу нагнітання робочої рідини ($p_{наг}$) у робочі камери A_i через отвори Ж (перетин Б-Б), розташовані над відповідним дугоподібним вікном Е чи К (перетин В-В) і витиснення рідини з камер на злив ($p_{сл}$). Наприклад, нагнітання ($p_{наг}$) робочої рідини Q відбувається в робочих камерах А, що у даний момент з'єднані з нагнітальним дугоподібним вікном Е розподільного диска 1. Сила тиску, що діє на поршні 2 по осі циліндрів ротора 3, через шатуни 4 передається на фланець 6 вала 7 під кутом β. Розкладання вертикальних складових, діючих у площині фланця 6 сил, дає радіальні і тангенціальні сили від кожного з поршнів, з'єднаних з порожниною нагнітального вікна Е. Радіальні складові сприймаються підшипниками вала, а тангенціальні сили створюють момент $M_{кр}$ щодо осі вала, що придає валу мотора обертання з частотою :

$$n_м = \frac{\eta_o Q_M}{q_T}, c^{-1}$$

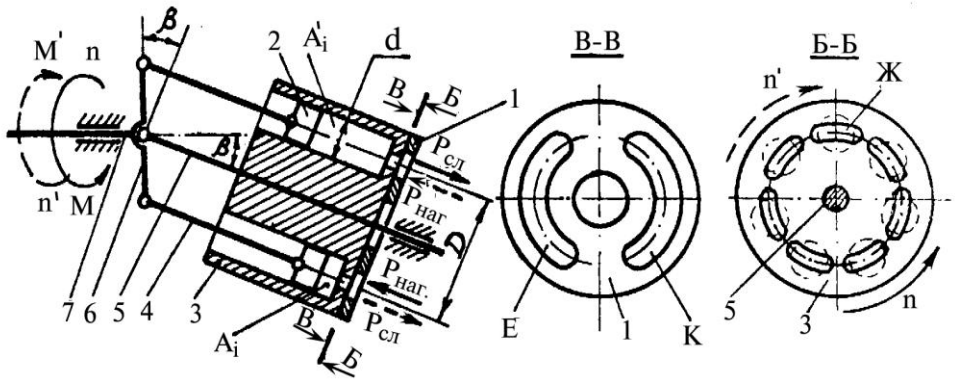

Рис.4. Схема аксіального роторно-поршневого гідромотора з нерухомим похилим блоком

Крутящий момент, Мкр на валу гідромотора визначають по формулі:

$$M_M = \Delta p_M \eta_M q_{TM} \ / 2\pi, \text{ Нм}$$

де $\Delta p_м = p_{макс} - p_{сл}$ - перепад тиску на гідромоторі, Па; $\eta_м$ - ККД гідромотора.

Величину q_{TM} (м^3/об) можна знайти по рівнянню, у яке підставляються значення параметрів, позначених на рис.16. Обертання вала 7 за допомогою несилового кардана 5 передається блоку циліндрів 3, у результаті чого відбувається з'єднання наступних робочих камер з порожниною нагнітання Е. Одночасно відбувається процес витиснення в робочих камерах A'_i , що у цей момент з'єднані з дугоподібним вікном К і рідина під тиском $p_{сл}$ йде на злив. Під час роботи блок циліндрів 3 притиснутий до розподільного диска 1 гідравлічними силами. Якщо змінити напрямок потоку рідини і нагнітати її в робочі камери A'_i , через дугоподібне вікно К під тиском $p_{наг}$, то напрямок обертання циліндрового блоку 3 і вала 7 гідромотора зміниться на протилежний.

Із аналізу рівнянь видно, що змінити частоту обертання вала гідромотора можна за рахунок зміни величини витрати, що підводиться до гідромотора чи зміною $q_{тм}$, а величину момента $M_{кр}$ на його валу - за рахунок зміни перепаду тиску $\Delta p_м$ або $q_{тм}$. З рівняння видно, що величину $q_{тм}$ можна змінити за рахунок зміни величини кута нахилу циліндрового блоку в межах β = 10...30° Зі збільшенням кута нахилу β при $q_м$=const частота обертання вала мотора зменшується, а крутящий момент, $M_{кр}$, відповідно, зростає.

В даний час промисловість виготовляє роторно-поршневі насоси що мають наступні параметри: $n_{ном}$= 950...3500 хв$^{-1}$, номінальний тиск $p_{ном}$ = 15...40 МПа, теоретична подача за один оборот вала (робочий об'єм) $q_т$= (5...500)-10^{-6} м^3/об, об'ємний ККД η_0=0,97, повний ККД насоса $\eta_{пов}$ =0,82...0,93, гідромеханічний ККД можна знайти: $\eta_{г.мех} = \frac{\eta_{пов}}{\eta_0}$. Технічні характеристики деяких аксиально-поршневых гідромашин представлені в додатках.

Радіально-поршневі гідромашини знайшли широке застосування у верстатах і пресах. На рис. 17 наведена конструктивна схема радіально-поршневого насоса однократної дії типу НПМ. Принцип роботи насоса полягає в наступному.

Поршні 6, обертаючись разом із блоком циліндрів 4, беруть участь одночасно в зворотньо-поступальному русі в радіальному напрямку, тому що вони спираються на кільцеву направляючу поверхню 5 статора 3, розміщену з ексцентриситетом "е" щодо осі 0 обертової частини гідромашини (ротора).

Кінематична схема для одного поршня машини показана на рис. 18. З її розгляду видно, що такий механізм представляє інверсію кривошипно-шатунного механізму. Кривошип $OO' = e$ закріплений, а шатун OC, обертаючись навколо центра O', сковзає кінцем С по промені OC осі циліндра, що обертається навколо центра *О*. Хід поршня за половину обороту ротора визначений ексцентриситетом:

$$h = 2(OO') = 2e$$

Поточне значення переміщення поршнів підкоряється залежності $x = R\cos\beta - e\cos\alpha - r$. Так як $R = r + e$, а $x = e(1-\cos\alpha) - R(1-\cos\beta)$. Крім того $R >> e$.При цьому $cos\ \beta \approx 1$.Тоді величина переміщення поршня приблизно буде дорівнювати $x \approx e(1-\cos\alpha)$

На рис. 5 показана радіально-поршнева регульована гідромашина з точечним контактом «метал по металу» між сферичними головками поршнів 6 і ведучими кільцями 5 статора. Контактні навантаження в цій парі обмежують максимальний тиск до $p_{н\,max} \approx 16$ МПа.

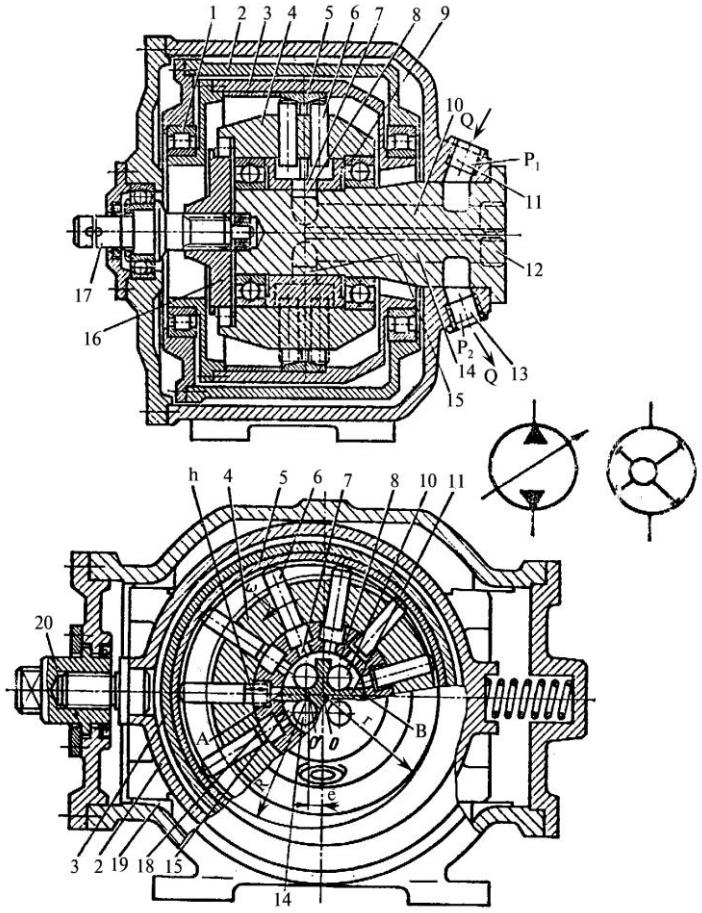

Рис. 5 Радіально-поршневий регульований насос із точечним контактом поршнів і статора

Зміна подачі на ходу здійснюється зміною ексцентриситету $e \le e_{max}$.Для цього корпус 2, усередині якого на підшипниках 1 розташований обертовий статор 3 з кільцям 5, виконаний скільзящим у направляючих 19. Перехід центра статора O' через центр ротора O призводить до зміни напрямку подачі насоса чи до зміни напрямку обертання в режимі гідромотора. Завдяки вільному обертанню статора зменшується тертя при повільному ковзанні головок поршнів по кільцям 5. Конічна форма кілець 5 змушує поршні при цьому обертатися, що також знижує тертя і, отже, зменшує знос при їхньому ковзанні в циліндрах.

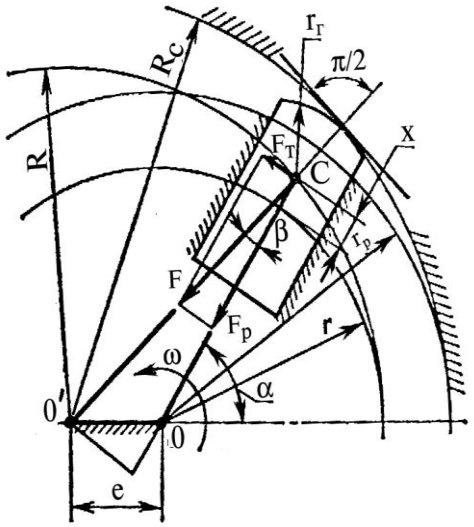

Рис. 6 Кінематична і силова схема радіально-поршневої гідромашини

Розподіл рідини виконується цапфою 12 із прорізами 15 і 8 і перемичками 18, на якій обертається ротор, центрируємий підшипниками 9. При обертанні кожен циліндр половину обороту з'єднаний вікном 7 із прорізом 15, а іншу половину із прорізом 8. Осьові отвори 14 і 10 з'єднують прорізи з підводящую 11 і відводящую 13 магістралями.

Щоб уникнути прогину цапфи 12 під дією односторонніх сил тиску, а

також щоб уникнути розкриття зазору між цапфою і блоком циліндрів 4 застосовують гідростатичне розвантаження цапфи. Поршні висуваються з циліндрів під дією відцентрових сил і тиску рідини. Для зменшеня навантаження в місці контакту поршнів 6 і кілець 5, площу поршнів прагнуть зробити меншою, а їхнє число - як мога більшим. Одночасно це сприяє вирівнюванню подачі і зменшенню радіальних габаритних розмірів завдяки зменшенню ходу h при заданому значенні q_m .Питому теоретичну подачу q_m (за один оборот вала) можна обчислимти по формулі. Дійсну продуктивність насоса Q, що має частоту обертання n приводного вала 5 можна знайти по формулі після підстановки значення $q_m = \frac{\pi d^2}{4} lz$.

$$Q = \eta_0 q_T \eta = \eta_0 \frac{\pi d^2}{4} 2ezn = \frac{\pi d^2}{4} \eta_0 ezn,$$

де ℓ=2e повний хід поршня; e - ексцентриситет; z - число поршнів (плунжерів); d - діаметр поршня (плунжера).

З рівняння випливає, що продуктивність насоса можна регулювати не тільки за рахунок зміни частоти обертання вала, але і за рахунок зміни величини ексцентриситету ***e***. Якщо статор 1, встановлений у корпусі насоса на направляючих (рис. 5, 6), перемістити вліво так, щоб вертикальні осі статора і ротора насоса збіглися (e= 0), то продуктивність стане рівної нулю (Q= 0). При можливості зсуву статора в обидва боки від осі ротора з'являється можливість реверса напрямку потоку робочої рідини.

Гідромотори високомоментні радіально-поршневі МР використовуються для обертання механізмів будівельних, дорожніх, вантажопідйомних і інших машин. Достоїнством таких гідромоторів є одержання великих крутящих моментів, (М=200...3000, Нм) при малій частоті обертання вала (n =0,016... 2,16 $с^{-1}$), що дає можливість безпосереднього з'єднання вала гідромотора з робочим органом машини (колесом, лебідкою, ходовим гвинтом і ін.) без застосування редукторів чи коробки зміни передач. Завод «Будгідравліка», м. Одеса виготовляє 7 типорозмірів таких гідромашин: МР-45, МР-700, МР-1100, МР-1800, МР-2800, МР-4500 і МР-7000, що забезпечує одержання мінімальної частоти обертання вала гідромотора n_{min}=0,016... 0,026 $с^{-1}$ і номінальною частотою обертання від $n_{ном}$ = 0,5 $с^{-1}$ (МР-7000) до $n_{ном}$ = 2,16 $с^{-1}$ (МР - 450) при відповідних значеннях q_T =7000 $см^3$/об і q_T = 450 $см^3$/об. Ці гідромотори можуть працювати при $p_{ном}$ = 21 МПа і p_{max} = 25 МПа.

11.2 Основні поняття і технічні параметри роторних гідромашин.
11.3 Методика розрахунку та вибору роторних гідромашин.

Пластинчасті гідромашини

Завдяки малим габаритним розмірам, зручності пристосування і високому ККД пластинчасті гідромашини широко застосовуються у гідроприводах різного призначення. Особливо поширені пластинчасті нерегульовані насоси дворазової дії для тисків 7-14 МПа, що відрізняються великою надійністю.

Основними частинами найпростішого пластинчастого насоса однократної дії (рис. 19) є обертовий ротор 1, розміщений з ексцентриситетом e в нерухомому кільці статора 2.

У пазах ротора знаходяться пластини 3, здатні при обертанні переміщатися радіально. Їхні зовнішні кінці сковзають по колу R_c статора. У статорі прорізані вікна 4 і 5, з'єднані з підводящими і відводящими магістралями. Дуги перемичок між вікнами 4 і 5 відповідають кутовому кроку між пластинами $\frac{2\pi}{z}$ (де z - число пластин).

Робочий об'єм пластинчастої гідромашини визначається радіусом статора R_c і активним радіусом r_a ротора, зв'язаних співвідношенням $R_c - r_a = e$. Радіус r_a більше радіуса r ротора на величину мінімального зазору між ротором і статором проти мертвої точки Б.

Коли об'єм між двома сусідніми пластинами знаходиться проти нижньої мертвої точки Б, він мінімальний; при перебуванні проти верхньої мертвої точки А - максимальний. За один оборот ротора з області з тиском p_1 в область з тиском p_2 переноситься z об'ємів, характеризуємо різницею максимальної $abb'a'$ і мінімальної $cdd'c'$ площ між пластинами (рис.19).Приблизно різницю цих площ можна представити як ділянка кільця $fgg'f'$ із середнім радіусом $R = R_{cp} = r_a + e$ і шириною $2e$, за винятком товщини пластини δ. Тоді максимальний об'єм між пластинами буде дорівнювати:

$$q_k = (fgg'f')b = [2\pi R / z - \Delta)2eb,$$

де b - ширина статора, м.

При цьому теоретична подача машини за один оборот вала буде дорівнювати:

$$q_T = q_{k^z} = 2eb(2\pi R - \Delta z).$$

Для точного визначення об'єму q_T варто розглядати істині максимальну $abb'a'$ і мінімальну $cdd'c'$ площі, що характеризують об'єм, передвигаємий з області з тиском p_2 в область з тиском p_1 через перемичку в області точки Б. Уточнений вираз робочого об'єму має вигляд

$$q_T = 2eb(k2\pi R_{cp} - \delta z)$$

де k - коефіцієнт уточнення, одержуваний виходячи з точного закону переміщення пластин при обертанні ротора:

z	3	5	7	9	11
k	0,827	0,936	0,968	0,980	0,986

Якщо порожнини 6 під пластинами з'єднані при вдвигані пластин з вікном 5 високого тиску p_2 і при висуванні з вікном 4 низького тиску p_1, то вони при русі пластин утворять циліндри радіально-поршневого насоса і роблять подачу рідини. Робочий об'єм такого насоса буде більше, ніж у розглянутого на об'єм $q_T = 2eb\delta z$, описуваний пластинами, і складе:

$$q_m = 4\pi ebkR_{cp}.$$

Дійсну продуктивність Q насоса при частоті обертання ротора n_H можна знайти по формулі:

$$Q = \eta_0 q_T n_H = 4\pi ebkR_{cp}\eta_0 n_H$$

З рівняння випливає, що Q можна регулювати зміною величин «e» і n_H. Якщо в нагнітальну порожнину (рис. 19) підвести подачу рідини Q під тиском $p_м$, а порожнину усмоктування 4 з'єднати зі зливом у бак $p_{зл}$, то насос буде працювати в режимі гідромотора з частотою обертання вала n_M і розвивати крутящий момент, $M_{кр}$, величини яких можна обчислити відповідно по формулах.

Регульований пластинчастий насос і його умовна позначка показані схематично на рис. 7.

Вікна 10 і 5 підведення і відводу рідини виконані в бічних нерухомих кришках корпуса, між якими може переміщатися, сковзаючи в направляючих 11 і 4, кільце статора 12. При цьому змінюються ексцентриситет e і, відповідно до виразу робочий об'єм q_T. Перехід центра O' статора через центр O обертання ротора змінює знак e і веде до зміни напрямку подачі. Статор переміщається штовхальниками 7 і 14.

Для зменшення контактних сил між пластинами і статором у насосі застосоване гідростатичне розвантаження. Для цього в бокових кришках корпуса виконані напівкільцеві пази 8 і 2, розділені перемичками 6 і 1 Кожний з пазів з'єднаний з найближчим до нього вікном і з порожнинами 3 під пластинами, тому порожнини 3 використовуються для подачі рідини. При скошених кромках 15 пластин вони частково розвантажуються від радіальних сил притиску до статора, тому що тиск під пластиною частково врівноважується таким же тиском з боку її зовнішнього торця. Для ослаблення вигину пластин вони нахилені вперед по напрямку обертання на кут ξ. Для зниження шуму з'єднання робочих камер між пластинами з порожнинами, що знаходяться під тисками p_2 і p_1, виконується поступово через дроселірующі канавки 1 і 9.

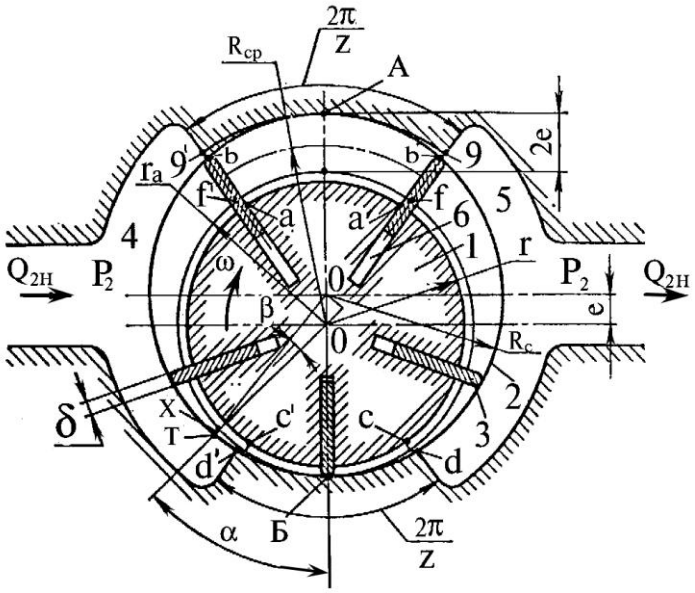

Рис. 7. Схема пластинчастого насоса однократної дії

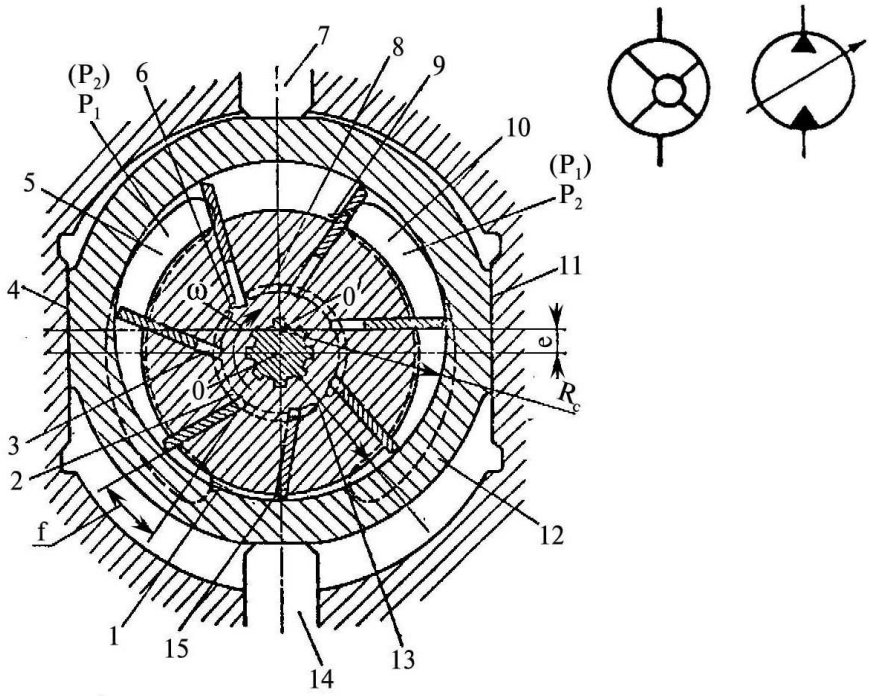

Рис. 8 Регульований пластинчастий насос однократної дії

Насоси такого типу використовуються при тисках 10...12 МПа. Обмеженість тиску обумовлена контактними навантаженнями між пластинами і статором, а також однобічним навантаженням ротора силами тиску з боку порожнини, що знаходиться під тиском p_2. Ці сили навантажують підшипники і при великих значеннях p_H обмежують термін їхньої служби.

Повної урівноваженості ротора вдається досягти в пластинчастих (ГМ) дворазової дії (рис. 9) типу Г-12.

У (ГМ) цього типу ротор 1 із пластинами 2 охоплений статором спеціального профілю. Число пластин z парне (не менше 8). За один оборот дві будь-які сусідні пластини роблять два робочих цикли, переміщаючи рідину з вікна 5 у вікно 7 через перемичку A і потім з вікна 8 у вікно 4 через

перемичку A'. Вікна 4 і 7, а також 5 і 8 з'єднані попарно між собою і далі з підводящою (p_1) і відводящою (p_2) порожнинами.

Схеми робочих органів насосів дворазової дії показані на рис. 10 (схема *а* відповідає насосу, зображеному на рис. 9. Профіль ділянок статора між перемичками δ_{n1} і δ_{n2}, описаний лекальними кривими, що забезпечують плавну зміну швидкості пластин у відносному русі щоб уникнути ударів їх об статор. Ділянки статора δ_{n1} і δ_{n2}, відповідні перемичкам, описані дугами кіл радіусами R_{C1} і R_{C2} з центра ротора O.

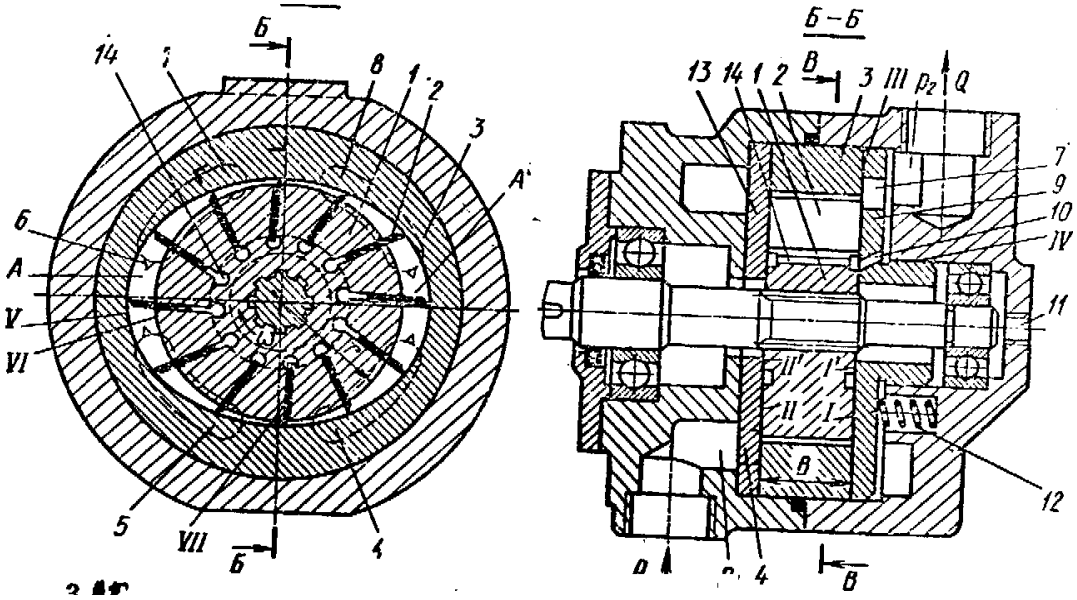

Рис. 9 Пластинчастий насос дворазової дії

Теоретична подача гідромашин за один оборот точно визначається виразом:

$$q_T = 2zb(R_{c2} - R_{c1})(\frac{R_{c2} + R_{c2}}{2}\frac{2\pi}{z} - \Delta) =$$

$$= 2b(R_{c2} - R_{c1})\left[(R_{c2} + R_{c1})\pi - \frac{\Delta z}{\cos\xi}\right],$$

де ξ - кут нахилу пластини.

Завдяки описаній вище формі статора об'єм рідини, замкнений між двома пластинами, під час переміщення по перемичках не змінюється по величині. Цим усуваються пульсації тиску і шум, викликані зміною замкненого об'єму, оскільки з метою поліпшення герметичності кут розкриття перемичок виконується більше, ніж кут між пластинами $2\pi/z$.

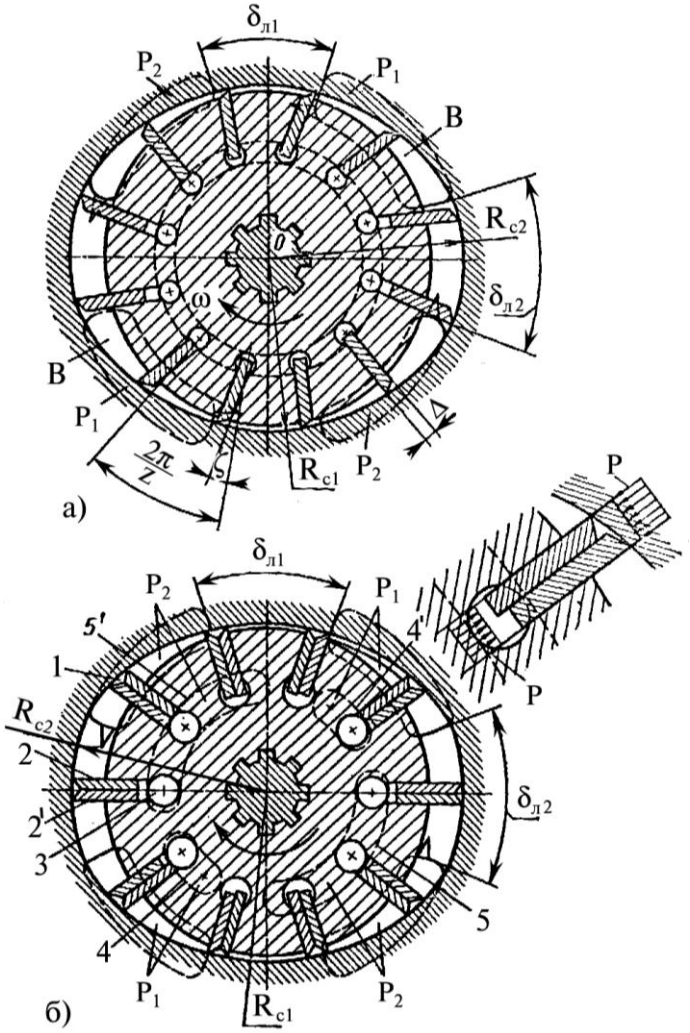

Рис**.** 10 Схеми робочих органів пластинчастих насосів дворазової дії: а - з нерозвантаженими пластинами; б - з розвантаженими здвоєними пластинами

Ця позитивна якість недосяжна в машинах однократної дії, де замкнений об’єм через ексцентричність ротора і статора завжди змінюється.

Початковий піджим дисків здійснюється пружинами 12. Початковий піджим пластин у насосах, що працюють при $n = const$, виконується відцентровими силами. Завдяки незмінному напрямку обертання в насосах можлива установка пластин під деяким кутом ξ до радіусів уперед по ходу обертання. Цим знижується момент, що защемляє, від сил тертя об статор.

Розглянутий насос дворазової дії призначений для роботи при невисокому тиску ($p_H \leq$ 7 МПа). Його пластини не розвантажені від радіальних сил і тому, особливо в зоні усмоктування, тертя пластин об статор достатньо велике. Це знижує механічний ККД і, щоб уникнути зношення пластин і статора, не допускає застосування такого насоса для великих тисків.

Пластини можуть бути розвантажені при ускладненні конструкції. Насоси з розвантаженими пластинами можна використовувати при тиску до 14 МПа і короткочасно при пікових навантаженнях до 17 МПа.

Схема робочих органів такого насоса показана на рис. 10, б. У кожен паз ротора поміщені дві пластини 2 і 2', що утворюють зі статором дві, що ущільнюють, кромки з камерою 1 між ними. Порожнини 3 під пластинами з'єднані з дуговими пазами 4, 4' і 5, 5' на бокових дисках 13 і 9 (рис.9), через які в них підводиться високий p_2 чи низький p_1 тиск у залежності від зони, у якій знаходиться пластина. При цьому пластини розвантажуються від радіальних сил, а їхні внутрішні торці одержують можливість подавати рідину, що збільшує при тих же розмірах робочий об'єм, визначаємий у даному випадку залежністю:

$$q_m = 2\pi b(R_{c2}^2 - R_{c1}^2)$$

Сучасні пластинчасті насоси мають високий ККД. Перевагою пластинчастих гідромашин дворазової дії (див. рис. 10) є можливість швидкої заміни без демонтажу насоса всього комплекту качаючого вузла, (статор, ротор, бокові диски) у випадку його зносу, а також можливість одержання насосів з різними робочими об'ємами q_T шляхом зміни тільки радіуса R_{C2} і профілю статора.

Недоліком конструкції насосів дворазової дії є неможливість виконати їх регульованими.

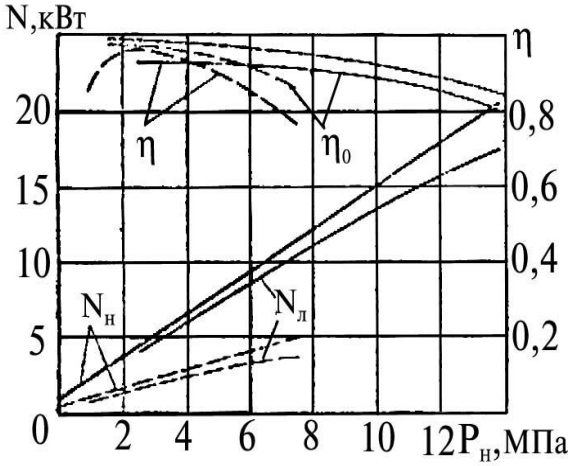

Рис. 11 Характеристики пластинчастих насосів двократної Q=40 м^3/г при H_{BAK}^{HOM}.

Пластинчасті насоси мають задовільну усмоктувальну здатність і можуть працювати без підпору перед входом.

На тваринницьких фермах у доїльних агрегатах застосовують роторний вакуумний насос РВН-40/350, виконаний конструктивно аналогічно пластинчастому насосу однократної дії (рис. 8), із пластмасовими пластинами, що забезпечує $H_{вак}^{ном} = 350$ мм рт. ст, $H_{вак}^{max} = 680$ мм рт. ст. і продуктивністю

Пластинчасті насоси, що випускаються серійно, дворазової дії, нерегульовані типу Г-12 мають параметри: $n_{ном} = 950$ хв$^{-1}$ і 1450 хв$^{-1}$, $q_T = 3...140$ см^3/об, $p_{ном} = 6...13$ МПа, $\eta_0 = 0{,}6...0{,}88$ і припустиму висоту усмоктування $h_{вс}^{доп} \le 0{,}5$м.

Пластинчасті гідромотори по улаштуванню і принципу роботи подібні пластинчастим насосам. Однак більшість насосів цього типу не можуть бути використані як гідромотори без зміни конструкції. Причина цього – широта діапазону зміни частоти і реверсивність у гідромоторів. Реверсивність і, отже, відсутність стабільних відцентрових сил, що

висувають пластини, вимагають застосування їхнього примусового висування. Крутящий момент, на валу гідромотора створюється в процесі нагнітання (при підведенні робочої рідини під тиском у робочу камеру) у результаті різниці тиску на двох суміжних пластинах:

$$M_{крl} = p(S_1 l_1 - S_2 l_2)$$

де p - тиск робочої рідини, Па; S_1 і S_2 – робоча площа пластин, м^2; l_1 і l_2 - плече дії рівнодіючої сили тиску, м.

Повний крутящий момент дорівнює сумі складових моментів робочих камер, з'єднаних з вікном нагнітання, і визначається по формулі:

$$M_{кр} = \sum M_i$$

Зусилля притиснення пластини до статора без обліку сил тертя визначається силами:

$$P_{пл} = P + P_{y1} + P_{y2},$$

де $P = pbs$ - рівнодіюча сила тиску рідини, що діє на торець пластини шириною b і товщиною s; $P_{y1} = mp\omega^2$- сила доцентрового прискорення пластини масою m з центром мас на радіусі r; $P_{y2} = me\omega^2$ - сила прискорення пластини при русі по профіль статора.

Робочий об’єм q_T гідромотора відповідно однократної і дворазової дії визначають по формулах:

$$q_m = 2e(2\pi R - zS)b$$
$$q_{двТ} = 2eb(R^2 - r^2)$$

Роторно-обертальні гідромашини

Роторно-обертальні бувають зубчасті, гвинтові і планетарні. По виду зачеплення зубчасті гідромашини бувають: шестеренні (із зовнішнім чи внутрішнім зачепленням) і коловратні. У сільськогосподарських машинах дуже широке застосування одержали шестеренні насоси з зовнішнім зачепленням шестірень однакового діаметра. Конструктивна схема й умовне зображення шестеренного насоса представлені на рис.1 2

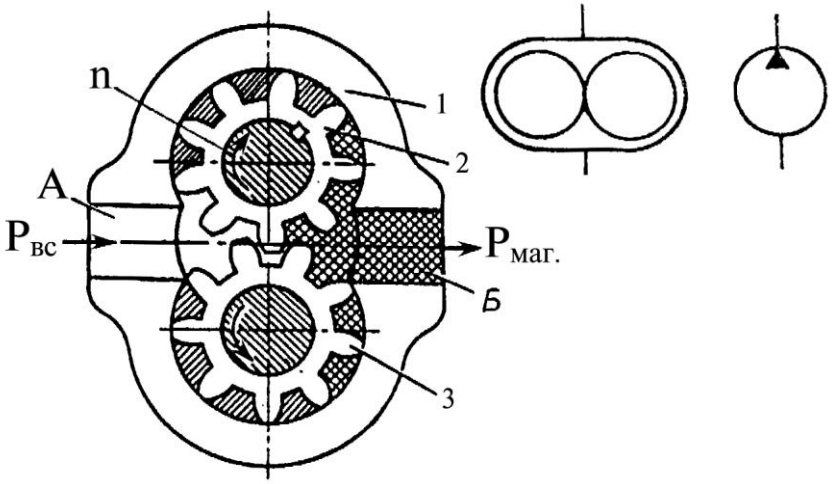

Рис.12 Конструктивна схема та умовне зображення шестеренного насоса

У корпусі 1 установлена ведуча шестірня 2, і ведена шестірня 3, яка з нею знаходиться в зачеплені. Робочі поверхні зубчастих коліс, корпуса і бокових кришок утворюють робочі камери: А - порожнина усмоктування і Б - порожнина нагнітання. При обертанні ведучої шестірні 2 з частотою n в порожнині А зубці шестерень виходять із зачеплення, об'єм порожнини збільшується на подвоєний об'єм простору між зубцями, у порожнині А виникає розрідження ($p_{вс} < p_a$) і відбувається процес усмоктування. Рідина заповнює звільнений простір, між зубцями і обертаючі шестірні переносять її в порожнину Б, у якій при вході зубців у зачеплення об'єму камери зменшується і відбувається процес нагнітання з тиском $p_{наг} > p_a$.Зубці шестерень, що знаходяться в зачепленні, розділяють порожнину усмоктування А и порожнина нагнітання Б.

Об'єм q_m, що витісняється насосом за повний оборот, $q_m = 2z\Omega b$.

де Ω - площа впадини між зубцями; b - ширина зубця; z - число зубців однієї шестірні.

За рекомендацією професора Т. М. Башти, площу впадини можна виразити через площу зуба Ω_3:

$$\Omega = 1.1\Omega_3 \text{ тоді } 1.1\Omega_3 = 1.1\pi D_н m$$

де $D_н$ - діаметр початкового кола ведучої шестірні, м; m - модуль зачеплення.

Тоді одержимо

$q_m = 2{,}2\pi D_н mb$, а

$Q = 2{,}2\eta_0 \pi D_н mbn$

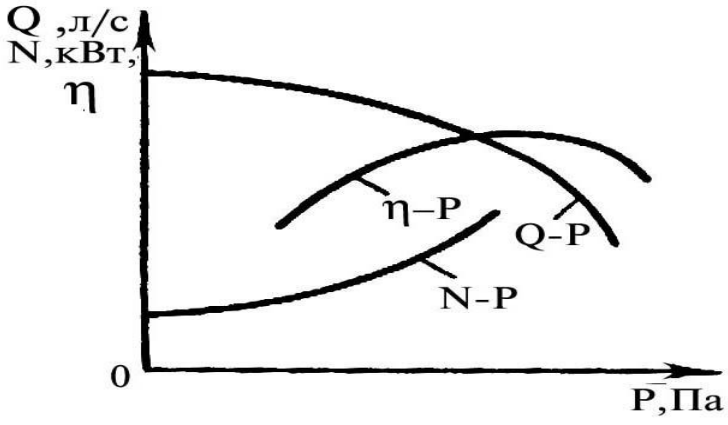

Рис. 13 Характеристика шестеренного насоса

Характеристика шестеренного насоса представляє залежність подачі, потужності і ККД від тиску, що розвивається насосом. Загальний вигляд характеристики шестеренного насоса приведений на (рис. 13).

З рівняння випливає, що подачу шестеренних насосів можна регулювати тільки за рахунок зміни частоти обертання ведучої шестірні.

Параметри шестеренних насосів, що випускаються промисловістю:

$n_{ном} = 900...2400$ хв$^{-1}$; $p_{ном} = 10...20$ МПа;

$q_т = 4;6;10;20;25;32;40;50;$ $63;71;100;160;250$ i 400 ,см^3/об;

$\eta_0 = 0,92...0,96; \eta_{г.мех} = 0,89...0,92; \eta_{пол} = 0,82...0,88.$

Промисловістю випускаються наступні типи шестеренних насосів: НШ-Е, НШ - У, НШ - К, НМШ, двосекційні і спеціальні. Шестеренні насоси гідросистем тракторів, сільськогосподарських і дорожніх машин по виконанню поділяють на чотири групи (табл. 1).

Таблиця 1 Класифікація шестеренних насосів

Виконання	Характеристика	
	Номінальний тиск, МПа	Робочий об'єм, см^3
1	10	10, 32, 50, 67
2	14	10, 32, 50, 100, 160, 200
3	16	4, 6, 3, 10, 25, 32, 40, 50, 71, 100, 160, 250, 400
4	20	4, 6, 3, 10, 25, 32, 40, 50, 71, 100, 160, 250, 400

Приклади умовного позначення шестеренних насосів: НШ-32-3-насос правого обертання, робочий об'єм 32 см^3, виконання

НШ-32-10-3Л-двохсекційний насос з робочими об'ємами секцій 32 і 10 см^3, виконання 3 з лівим напрямком обертання ведучого вала.

Серед шестеренних насосів найбільше поширення одержали круглі насоси.

Насоси типу НШ-К (рис. 14) (індекс НШ-К позначає насос шестеренний круглий) складаються з корпуса 1, качаючого вузла, що містить ведучу 2 і відому 3 шестірні, підшипникову 6 і підтискну обойми 9 і два платика-замикателя 5, гумових манжетних ущільнень 15, круглого ущільнювального кільця 7, кришки насоса 4 і шести гвинтів 18 із пружинними шайбами.

Корпус 1 насоса відлитий з алюмінієвого сплаву заодно зі сполучним фланцем, у якому розташовані посадковий буртик для центрування і чотири отвори під кріпильні гвінти. Усередині корпуса 1 є циліндричний колодязь, у який поміщений качающий вузол. У денці корпуса 1 розташований круглий

отвір для виходу приводного вала. З зовнішньої сторони в цей отвір запресована манжета 12 для ущільнення ведучого вала насоса, а з внутрішньої - центріруюча сталева втулка 11, що виступає у середину корпуса 1. Втулка 11, перешкоджає провертанню качаючого вузла, під час роботи і служить направляючою при зборі насоса.

На дні корпуса 1 і в привалочній площині кришки 4 виконані гнізда для манжет 15, а також конічні поглиблення, що служать для утворення камер осьового піджиму. Робоча рідина під тиском надходить у камери осьового піджима з зони високого тиску насоса через отвір ***n*.**

На боковій поверхні корпуса 1 передбачені дві симетрично розташовані оброблені площини (Н) з чотирма різьбовими отворами на кожній, призначені для кріплення приєднувальної апаратури. З середини корпуса 1 у виточення вихідного отвору вмонтована манжета радіального піджима 9, що формує камеру тиску, у якій створюється зусилля для піджиму обойми до зубців шестірень. Поверх манжети накладена металева опорна пластина 8 для перекриття зазору між корпусом 1 і підтискною обоймою 10. В міру зносу опорних поверхонь за допомогою підтискної обойми 10 компенсується радіальний зазор між поверхнею, що ущільнює, і зубцями шестірень. Ширина шестірень усіх типорозмірів насосів дорівнює 20 мм**,** а різний геометричний об'єм досягається за рахунок різного числа зубців і величин модуля при тому самому діаметрі шестірень.

Цапфи шестірень насоса обертаються в підшипниковій 6 і підтискний 10 обоймах, виконаних у виді напівциліндрів, зовні в яких на одному торці передбачена широка фаска, звернена до дна насоса, а на іншому торці - вузька фаска, звернена до кришки. Кожна з обойм (підшипникова і підтискна) виконана так, що служить єдиною опорою для всіх цапф шестірень. Підшипникова обойма 6 виготовлена з зовнішнім діаметром на 0,0..0,05 мм більше діаметра циліндричного колодязя в корпусі 1 для створення жорсткого упора між корпусом і крилами (кінцями) обойми з метою стабілізації міжцентрової відстані виточень під опори шестірень.

У підшипниковій обоймі 6 із внутрішньої сторони виконані напівкруглі виточення: меншого діаметра (*в*) - під цапфи шестірень, більшого діаметра - під шестірні і у центрі - проточка під торці платиків 5. У середній частині по довжині підшипникової обойми 6 перпендикулярно до осі насоса розташований усмоктувальний чи вхідний отвір (*к*). На торці із широкою фаскою і по утворюючій до усмоктувального отвору підшипникової обойми 6 виконана прямокутна канавка (*л)* для відводу витоків з-під сальникової порожнини вала ведучої шестірні в порожнину усмоктування насоса.

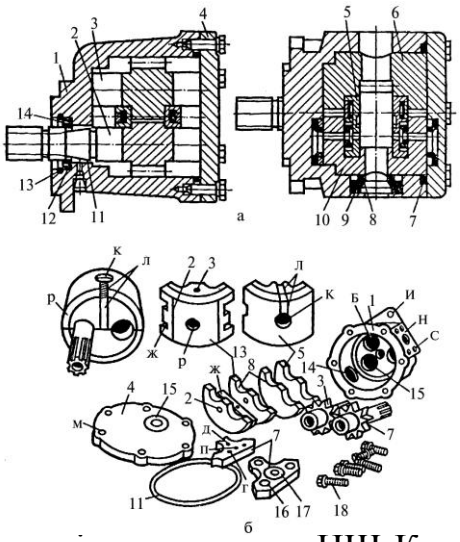

Рис. 14 Конструкція насоса типу НШ-К: а - у зібраному вигляді; б - у розібраному вигляді; 1 - корпус; 2 - ведуча шестірня; 3 - ведена шестірня; 4 - кришка насоса; 5 - платики-замикателі; 6-підшипникова обойма; 7 - ущільнювальне кільце кришки насоса; 8-опорна пластина; 9-манжета радіального піджима; 10 - підтискна обойма; 11- центруюча втулка; 12 - ущільнювальні манжети ведучого вала; 13 - опорне кільце ущільнювальної манжети; 14- пружинне кільце; 15-манжета діаметром 39 мм; 16 - манжета; 17 - манжета діаметром 29 мм**;** 18 - гвинти з пружинними шайбами; *в* - виточення під цапфи шестерень; *г* - отвір діаметром 6 мм; д-росточка діаметром 6 мм і глибиною 2 мм; *е* - косі отвори; ж - пази під платики-замикателі; з - трикутні пази; і - отвори для кріплень насоса; к – усмоктувальний отвір; л - канавка для відводу витоків; м- отвори під болти 18; н-площини для кріплення приєднувальної арматури; о - широка фаска; *п*-отвір діаметром 6 мм; р - нагнітальний отвір; с - отвір для кріплення косинця (арматура).

Підтискна обойма 10 має усередині напівкруглі виточення (в) під цапфи, виточення під шестірні і два рівнобіжних пази (ж) для установки торцевых платиків 5.

У середній частині торця підтискної обойми 10 паралельно осі насоса просвердлений отвір (г), що служить для підведення робочої рідини до манжет 15, розташованих на дні корпуса і в кришці, з метою осьового піджима платиків 5 до торців шестірень. По довжині середньої частини підтискної обойми 10 виконаний отвір (р) для нагнітання робочої рідини, розмір якого менше, ніж впускного. З зовнішньої сторони на підтискній обоймі 10 уздовж утворюючих розташовані два трикутних вузьких пази 3, призначених для відводу робочої рідини у випадку руйнування манжети радіального ущільнення 9.

Зовнішній діаметр підтискної обойми 10 виконаний на 0,2...0,3 мм менше діаметра колодязя під качающийся вузол у корпусі 1 насоса для здійснення компенсації радіальних зазорів між поверхнею обойми, що ущільнює, і зубцями шестірень за рахунок радіального піджима тиском робочої рідини.

Ущільнення торців шестірень насоса здійснюється двома платиками 5, що піджимаються зусиллям рідини, що знаходиться в камерах тиску,

обмежених манжетами 15 осьового піджима. Осьове зусилля, створюване робочою рідиною в камерах корпуса і кришки, обмежених манжетами 15, врівноважується осьовими зусиллями, створюваними тиском рідини камер платиків 5, обмежених манжетами 17.

Платики 5 являють собою пластинки однакового розміру з круговими вирізами. Дві кільцеві вирізки в платику 5 виконані так, що діаметр кожної з них більше діаметрів шестірень на 0,05...0,08 мм**.**

У кожному платіку 5 з однієї сторони виконані чотири циліндричні розточення. У ці розточення вмонтовані гумові манжети (три глухі і одна велика з отвором *n* у центрі). З протилежної сторони платика 7 виконані три косих отвори (*е*) і один перпендикулярний до його площини для підведення робочої рідини під манжети 16 з метою піджима платіків 5 до торців шестірень.

Центральне мале розточення (д), виконане над косим отвором, призначене для розвантаження затисненого об’єму рідини в міжзубовому просторі.

Платики 5 вставляють у підтискну обойму 10 так, щоб манжети розташовувалися назовні стосовно торців шестірень.

З внутрішньої сторони кришки передбачене поглиблення, закрите манжетою 15 і металевим кільцем. Кільце і манжета розташовані в одній площині з кришкою. Кришку з'єднують з корпусом 1 насоса шістьма болтами 18 із пружинними шайбами. Сполучення корпус-кришка ущільнюють круглим гумовим кільцем.

Насос може мати праве обертання, якщо його приводний вал обертається по годинній стрілці (дивитися в торець насоса з боку денця), і ліве - при обертанні вала в зворотному напрямку.

Зона високого тиску в насосах невеликого об’єму обмежена в осьовому напрямку платиками 5 і в радіальному - підтискною обоймою 10. У центральній частині цієї обойми виконані два сегменти з точно обробленою поверхнею, що прилягає до шестірень і охоплює навколо кожної шестірні дугу, рівну приблизно 1,5 шагу зубців. Ці дугові поверхні обмежують зону високого тиску.

Осьовий піджим створює робоча рідина, що надходить з камери нагнітання насоса по косих свердліннях (e) у платиках 5 до осьового отвору (*n*).

Рідина, що надходить по косих отворах (e) платиків 5, обмежених манжетами 16, піджимає їх до торців шестірень, а рідина, що надходить через осьовий отвір (*n)*, створює в камерах корпуса і кришки, обмежених манжетами 15, осьове зусилля, що врівноважує підтискну обойму 10, на яку діє тиск, переданий з камер платиків 5 через манжету 17.

Рідина, що надходить у нагнітальну магістраль давить на ущільнювальну манжету 9, опорну пластину 8 і тим самим здійснює радіальний піджим піджимної обойми 10, яка по мірі зносу опорних поверхонь компенсує радіальний зазор між своєю ущільнюючою поверхнею, і зубцями шестірень.

У міжзубчатому просторі з боку нагнітання створюються замкнені об’єми рідини, що знаходяться під тиском, що перевершує допустимий.

Для розвантаження насоса в платиках 5 виконані косі отвори (д) з розточенням, по яких рідина з замкненого об’єму відводиться в зону високого тиску.

Усі витоки робочої рідини в насосі ідуть через зазор між підшипниковою 6 і підтискнию 10 обоймами, а потім по пазу (л) підшипникової обойми 6 надходять на усмоктування.

Завдяки принципово новим конструкторським рішенням насоси НШ-К вигідно відрізняються від насосів типу НШ: по-перше, насос має автоматичну компенсацію радіальних і торцевых зазорів, завдяки чому ресурс збільшений; по-друге, конструкція насоса допускає можливість секціонування, а отже, розширену область його використання; і велику надійність.

Двухсекційні насоси випускаються двох типів: НШ-32-10-2 з об’ємом секцій. 32 і 10 см^3 і НШ-10-10-2 з об’ємом секцій 10 см Вони призначені для одночасного нагнітання рабочої рідини двома самостійними потоками для двох різних споживачів.

Кожен двухсекційний насос складається з двох самостійних насосів, що розміщені в сполучених корпусах і приводяться в дію від одного вала. але мають самостійні усмоктувальні і нагнітальні трубопроводи.

Переваги цих насосів полягають у скороченні однорідного привода, зниження питомої металоємності, більш зручному технічному обслуговуванні й ін. Недоліки конструкції складаються в зайвих енергетичних витратах і в зносі з'єднань однієї із секцій насоса при відсутності необхідності в споживанні рідини одним зі споживачів. При відмовленні однієї секції насоса необхідно ремонтувати обидві секції.

Насоси типу НМШ призначені для створення і підтримки циркуляції робочої рідини в гідравлічних системах трансмісій тракторів і складних сільськогосподарських машин для переключення передач, включення і вимикання вала відбору потужності. Насоси цього типу постійно включені в роботу.

Марка насоса позначає: Н-насос, М-малого тиску, Ш - шестеренний. Цифри вказують робочий об’єм насоса в см

Насоси цього типу умовно поділяють по робочому тиску на наступні групи: низького до 2,5 МПа; середнього від 2,5 до 8 МПа і високого від 8 до 25 МПа.

Особливість конструкції насосів НМШ у тім, що вони мають привалочну площину, через яку виведений хвостовик ведучого вала насоса. У цій площині розташовані усмоктувальні і нагнітальні отвори. Отже, ці насоси самостійно не застосовують. Випускаються насоси НМШ-25-Р, НМШ-25, НМШ-50, НМШ-80-1, НМШ-125 і насос гідросистеми коробки передач трактора К-701.

Шестеренні гідромотори уніфіковані із шестеренними насосами, однак мають деякі особливості: високий перепад тиску, необхідний для зрошування з місця, нестійка робота на малих оборотах і значна пульсація крутящого моменту. Повний і об'ємний ККД шестеренних гідромоторів лише у вузькому діапазоні чисел оборотів і навантажень досягають значень відповідно 0,8 і 0,9. Тому їх застосовують головним чином на малопотужних і швидкохідних приводах. Запускати їх необхідно без навантаження. Величина пускового моменту досягає 0,..0,4 від номінального. Для поліпшення пускових характеристик шестеренних гідромоторів використовують різні конструктивні удосконалення. Один з варіантів такого рішення приведений на рис. 15.

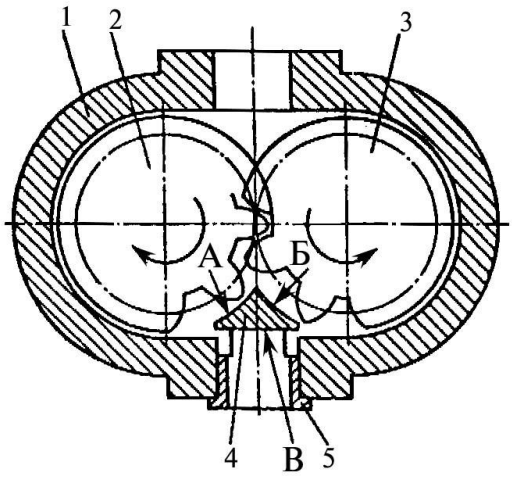

Рис. 15. Схема шестерневого гідромотору з пристроєм для покращення пуску: 1 – корпус; 2 і 3 – шестерні зовнішнього зчеплення; 4 - пристрій для покращення пуску; 5 – втулка.

Шестеренний гідромотор містить корпус 1, шестірні зовнішнього зачеплення 2 і 3, опори ковзання і пристрій для поліпшення пуску гідромотора 4. Пристрій виконаний у вигляді ущільнювального елемента, що має поверхні А и Б, які охоплюють частину зубців шестірень 2 і 3, в місці виходу їх із зачеплення по колу виступів на всій їхній довжині, а також поверхня В, що є продовженням дотичних до ділильних кіл шестірень 2 і

У момент пуску гідромотора (при наявності пристрою 4) площа впливу тиску робочої рідини на шестірні 2 і 3 зменшується на величину охоплення їхніх зубців поверхнями А и Б ущільнювального елемента. При цьому тиск робочої рідини перерозподіляється і діє на шестірні 2 і 3 і на поверхню В.

Завдяки цьому, по-перше, досягається часткове розвантаження опор ковзання від радіальних зусиль, що викликають тертя в них у момент пуску до подачі змащення в опори ковзання, по-друге, зменшується зусилля притиску шестірень 2 і 3 до поверхонь розточення корпуса і, по-третє, збільшується пусковий момент за рахунок ослаблення протидіючого йому крутящому моменту, від зусиль впливу робочої рідини на зуби шестірень у зоні їхнього зачеплення.

Крім того, у момент пуску гідромотора потік робочої рідини, що проходить через втулку 5, направляється поверхнею В безпосередньо по дотичним до ділильних кіл шестірень 2 і 3, що дозволяє ефективно використовувати динамічний вплив потоку робочої рідини на зуби шестірень. Усе це дозволяє збільшити пусковий момент у 1,..1,5 рази.

В індексації марки шестеренної гідромашини вказують тип гідромашини: НШ- насос шестеренний, ГМШ - гідромотор шестеренний, МНШ – мотор-насос шестеренний (оборотний НШ); напрямок обертання: Л - ліве, Р - реверсивний, відсутність букви означає праве обертання; подачу за

один оборот вала q_m (см^3/об) і групу виконання.

Наприклад: ГМШ – 10 - гідромотор шестеренний, $q_m = 10$ см^3/об, перша група виконання (у маркіровці цифру 1 не ставлять), правого обертання.

Гідромотор можна експлуатувати в режимі насоса, але об'ємний ККД при цьому буде на 10 % нижче, ніж у НШ такої ж марки. У паспорті об'ємного насоса чи гідромотора звичайно вказують номінальне (ном), максимальне ($\max$) і мінімальне ($\min$) значення параметрів. Об'ємна гідромашина може використовуватися тривалий час при робочих параметрах: $p_{роб}^{\max} \le p_{ном}$, $n_{роб} = n_{\min} ... n_{\max}$ у цьому випадку запобіжний клапан у системі регулюється на тиск $p_{пр.кл.} = 1{,}25\, p_{роб}^{\max}$.

Будь який «круглий» насос можна використовувати як гідромотор без переробок. При цьому необхідно подачу робити в нагнітальний патрубок насоса під тиском $p_{надл} \le 0{,}8\, p_н^{ном}$, частота обертання вала в режимі гідромотора $n_м \le 0{,}8 n_н^{ном}$. Крім того, виготовляють «круглі» шестеренні гідромотори ГМШ 32-3, ГМШ 50 - 3 і ГМШ 100-3, призначені для гідроприводів активних робочих органів сільськогосподарських машин. Конструкція цих гідромоторів аналогічна конструкції «круглих» насосів НШ 32, НШ 50, НШ 100 (рис. 16.)

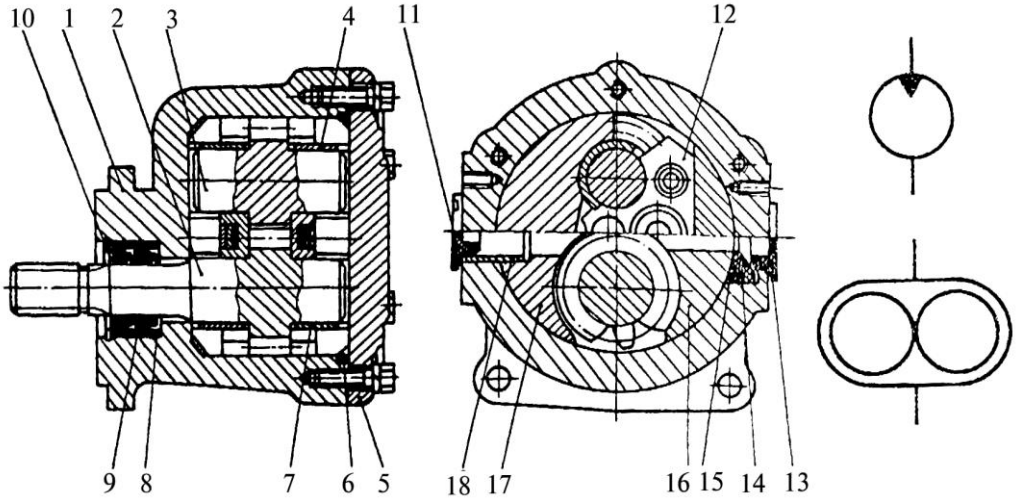

Рис. 16 Улаштування і умовне означення "круглих" гідромоторів ГМШ 32-3, ГМШ 50-3 і ГМШ 100-3: 1 - корпус; 2 - ведуча шестірня; 3 - ведена шестірня; 4 і 7 - антифрикційні вкладиші; 5 - кришка; 6 - ущільнювальне кільце; 8 - ущільнювальні манжети ведучого вала; 9 - опорне кільце ущільнювальної манжети; 10 - пружинне кільце; 11 і 13 - пробки (транспортувальні); 12 - платики-замикателі; 14 - радіальна манжета з боку порожнини високого тиску; 15-опорна пластина; 16- підтискна обойма; 17 - підшипникова обойма; 18 - втулка (центрирующа) із сторони усмоктувальної порожнини.

Заводи-виготовлювачі гарантують для «круглих» насосів безвідмовну роботу до першого капітального ремонту протягом 6 000 мото-годин роботи трактора за умови дотримання правил експлуатації, збереження і технічного обслуговування. Варто розрізняти шестеренні машини МНШ (мотор-насос шестеренний) і НМШ (насос малого тиску шестеренний). Конструкція гідромоторів типу МНШ відрізняється від уніфікованих з ними насосів тільки лише тим, що в їхньому денці виконаний конічний різьбовий отвір, для приєднання дренажної гідролінії, що передбачається для уникнення випадків вибивання манжети ущільнення вала.

Планетарні гідромашини знайшли широке застосування як гідромотори для приводу активних робочих органів комбайнів і інших сільськогосподарських машин.

Планетарні гідромотори характерні тим, що їхній ротор у процесі роботи робить складний плоскопаралельний (планетарний) рух.

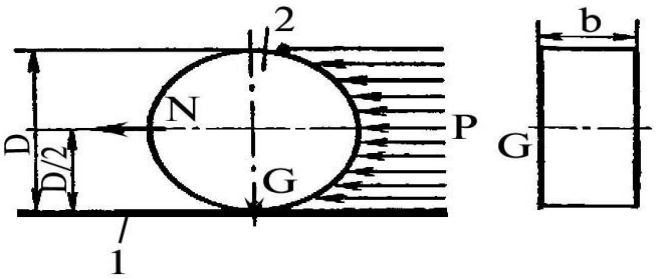

Рис. 17 Принципова схема гідромотора з рухливою віссю

Ряд цікавих конструкцій таких гідромашин розробив Ф. Н. Ерасов. Найбільш добре ці гідромашини виявили себе в режимі гідромотора. Зі збільшенням числа зубів статора і ротора з'явилася можливість створення тихохідних высоко-моментных гідромоторів (при високій рівномірності обертання вала), що знайшли широке застосування як загалом, так і в сільськогосподарському машинобудуванні. Схема роботи такого гідромотора показана на рис. 17.

На направляючі 1 установлений ротор 2 (діаметром D і шириною b), на який з однієї сторони рівномірно діє сила тиску рідини Р гідравлічного поля, під дією якої ротор 2 котиться по направляючої 1 навколо миттєвого центру G/. Для такої гідромашини ефективна робоча площа $F = Db$, тоді від тиску рідини з'являється результуюча сила $N = pF$. Сила N створює на валу гідромотора крутячий момент

$$M_{кр} = N\frac{1}{2}D = P\frac{1}{2}D^2b$$

З аналізу отриманої залежності випливає, що зі збільшенням діаметра крутящий момент, що розвивається ротором 2 зростає пропорційно квадрату радіуса ротора $\left(\frac{1}{2}D^2\right)$, а зі збільшенням його ширини і тиску робочої рідини момент зростає тільки прямо пропорційно.

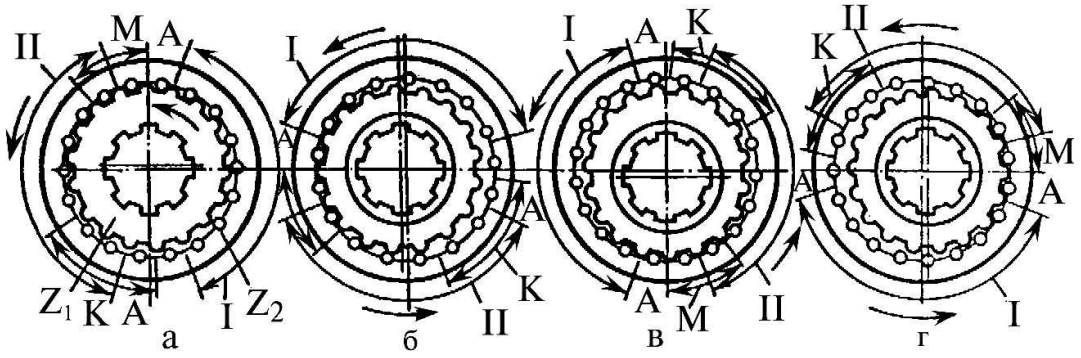

Рис. 18 Схема руху ротора і гідравлічного поля планетарної ГМ

Розглянута схема гідромотора непридатна для практичного застосування в такому виді, як вона показана на рис. 28. Для безупинного перетворення енергії потоку робочої рідини в механічну, направляюча 1 повинна бути нескінченною і тому її виконують у вигляді кільця, а для усунення прослизання на сполучених поверхнях ротора 2, і направляючої 1 нарізають зубці.

Зубчасті ротор 2 і направляюча 1 утворюють основний характерний вузол планетарних ГМ - силове з'єднання. В основу конструкції силового з'єднання планетарних ГМ закладений принцип роботи пари з внутрішнім зачепленням, при цьому число зубів Z_2 шестірні, що охоплює, на 1 зуб більше числа зубів Z_1 охоплюваної шестірні (тобто $Z_2 = Z_1 + 1$). У такій зубчатій парі дотримуються одночасно умови обкатування і безупинного контакту зубців, що забезпечує відділення зони нагнітання від зони зливу.

Так як, гідравлічне поле рухається паралельно направляючі (а направляюча виконана у вигляді кільця), то воно обертається. При цьому ротор 2 обкатується по направляючі 1 з тією же швидкістю, що і гідравлічне поле, повільно повертаючись в протилежну сторону, тобто гідравлічне поле виконує роль кривошипа планетарного редуктора.

На (рис. 18,а) представлені чотири положення ротора планетарної гідромашини. На рис. 18, а відображений момент, коли з правої сторони площини симетрії А-А знаходиться зона тиску рідини 1, а з другої - зона зливу рідини II. На (рис. 18, б) відображений момент, коли зони повернені на 90°, на (рис. 18, в) - на 180°, на (рис. 18, г) - на 270°. Таким чином, коли гідравлічне поле зробить повний оборот проти годинної стрілки, ротор повернеться в протилежну сторону усього на один зуб, чи на кут $\varphi = \frac{360^0}{Z_1}$.

У зачепленні з круговим профілем зубів, розробленим стосовно до гідромашин, зачеплення відбувається в двох зонах - К и М, розташованих по одну сторону площини А-А, що проходить через полюс зачеплення і центри направляючої і ротора. Наявність двох зон контакту забезпечує при роботі постійну герметичність між зонами тиску і зливу.

Поворот гідравлічного поля здійснюється розподільними пристроями, що забезпечують зміну положення гідравлічного поля синхронно обкатуванню по замкнутій направляючі ротора.

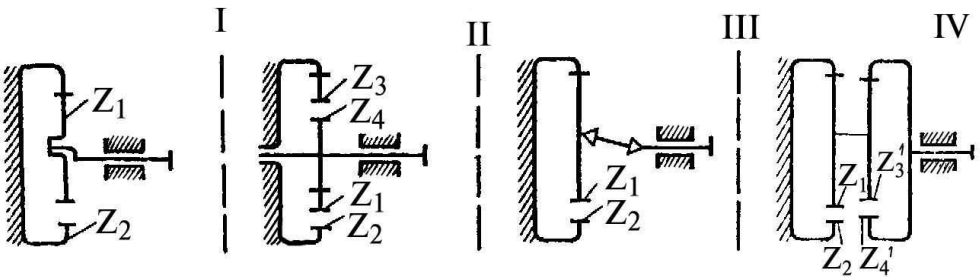

Рис. 19 Кінематичні схеми планетарних гідромоторів

У залежності від способу перетворення складного плоскопланетарного руху ротора в концентричне обертання вихідного вала кінематичні схеми планетарних гідравлічних машин можуть бути чотирьох типів (рис. 19), що відрізняються перетворюючим механізмом.

У ГМ першої кінематичної схеми планетарний рух ротора перетворюється в концентричне обертання вихідного вала за рахунок кривошипного механізму. Робочий об'єм такого гідромотора визначається по формулі:

$$q_m^{'} = 2eb\pi D_{e_2}\frac{Z_1}{Z_2},$$

де e - ексцентриситет; b - ширина ротора; D_{e2} - діаметр виступів направляючої; Z_1 і Z_2 - відповідно число зубів ротора і статора.

У ГМ схеми II за рахунок додаткового евольвентного зачеплення $Z_3 = Z_4$, розміщеного в одній площині з зачепленням кругового профілю, робочий об'єм

$$q_m^{"} = \frac{2eb\pi D_{e_2} Z_2}{i},$$

де i - передатне відношення евольвентного зачеплення;

$$i = 1 + \frac{Z_1(Z_3 - Z_2)}{Z_4}$$

У ГМ схеми III - за рахунок рухливої муфти. У ГМ IV - за рахунок додаткової зубчатої пари внутрішнього зачеплення, сателіт якої з'єднаний з ротором.

При цьому

$$q_m^{III} = 2eb\pi D_{e_2} Z_2;\ q_m^{IV} = 2eb\pi D_{e_2} Z_2 i$$

де $Z_3^{'}$ і $Z_4^{'}$ - число зубів додаткової зубчатої пари.

$$i = \frac{Z_4'}{Z_1(Z_4' - Z_3') - Z_2'}$$

ГМ в залежності від кінематичної схеми, по якій вони зібрані, при тих самих параметрах ротора відрізняються робочими характеристиками. Це пояснюється тим, що витрата рідини за один оборот вихідного вала в

машинах I схеми менше, ніж у II; у II менше, ніж у III, а в III менше, ніж у IV. У машині I схеми за один оборот вала ротор робить одне обкатування по направляючій (тобто відбувається один цикл), у ГМ схеми II- $Z_1 / 2$ циклів, у машині III схеми здійснюється Z_1 циклів, а в машині схеми IV - $Z_1 u$ циклів, причому $u > 1.$

Планетарні ГМ першої схеми відносяться до швидкохідних низькомоментних ГМ, ГМ - II, III і IV схем - до тихохідних високомоментних машин.

При виробництві планетарних ГМ знаходять застосування всі чотири описані вище кінематичні схеми з різними відомими і знову створеними пристроями розподілу рідини: клапанним, золотниковим і безпосередньо самим ротором.

Сполучення кожного виду розподілу з тією чи іншою кінематичною схемою, що відрізняються перетворюючим механізмом складного плоскопараллельного руху ротора в концентричне обертання вала, дає новий варіант планетарної гідромашини.

Регулювання частоти обертання вала гідромотора здійснюється найчастіше зміною об'єму рідини поступаючої від насоса. У загальному випадку теоретична продуктивність насоса

$$Q_н = q_н n_н e_н,$$

а витрата рідини в гідромоторі

$$Q_м = q_м n_м e_м,$$

де $q_н, q_м$ відповідно робочий об'єм насоса і гідромотора при максимальній величині регулювання; $n_н, n_м$ - відповідно частота обертання вала насоса і гідромотора; $e_н, e_м$ - параметри регулювання насоса і гідромотора.

Величини q і e для насоса і гідромотора залежать від конструктивних особливостей їх устаткування.

Припускаючи, що $Q_Н = Q_М$, можна записати

$$i = \frac{n_Н}{n_г} = \frac{q_М e_М}{q_Н e_М}$$

тобто, передаточне відношення привода залежить від параметрів регулювання насоса і гідромотора і від відношення робочих об'ємів.

В даний час промисловістю освоєне виробництво ряду конструкцій планетарних гідромоторів і гидрообертачів, серед яких найбільш розповсюдженими є ИРТ-14.200, ГПР-Ф, ГВТ-6300 і ін. Конструкція планетарного гідромотора ИРТ-14.200 приведена на (рис.20). Його конструктивне виконання відрізняється від гідрообертача ГВТ-6300 наявністю вихідного вала, його концентричним обертанням відносно корпуса гідромотора, розподілом робочої рідини, здійснюваним золотниковим пристроєм плоского типу. Основний вузол гідромотора - силовий блок, що

складається з вала, розподільника, шестірні ротора з роликами і щоки. Шпонка зв'язує розподільник і шестірню в єдиний вузол. Осьове фіксування цих деталей (шестірні і розподільника) здійснюється затягуванням щоки, що зв'язана з валом різьбовим сполученням. Таке положення щоки фіксується штифтом 4. Висота ротора і роликів менше висоти шестірні, тому ротор (з роликом) може обертатися навколо шестірні без заїдання.

Силовий блок за допомогою шарикопідшипників 5 і 10 встановлюється в корпус. Компенсація планетарного руху ротора виконується за допомогою внутрішнього зубчатого зачеплення, утвореного охоплюваної (зовнішньої) поверхнею ротора і охопленою (внутрішньої) поверхнею корпуса. Осьове переміщення силового блоку обмежується передньої 3 і задньої 8 кришками. У задній кришці 8 установлений золотник, що своїми проточками з'єднаний з порожнинами 11 і 14 підводу (відводу) робочої рідини. Піджиму золотника до розподільника в момент пуску (відсутність тиску в робочих порожнинах) здійснюється пружиною. З задньою кришкою 8 золотник зв'язаний штифтом 1 Кріплення кришок гідромотора за допомогою стопорів 22 і штифта 13 дозволяє зробити установку фази розподілу шляхом повороту кришок відносно корпуса. Після установки фази розподілу, кришки фіксуються стопором 16. Ущільнювачі 1 і 2 служать для запобігання витоків по валу.

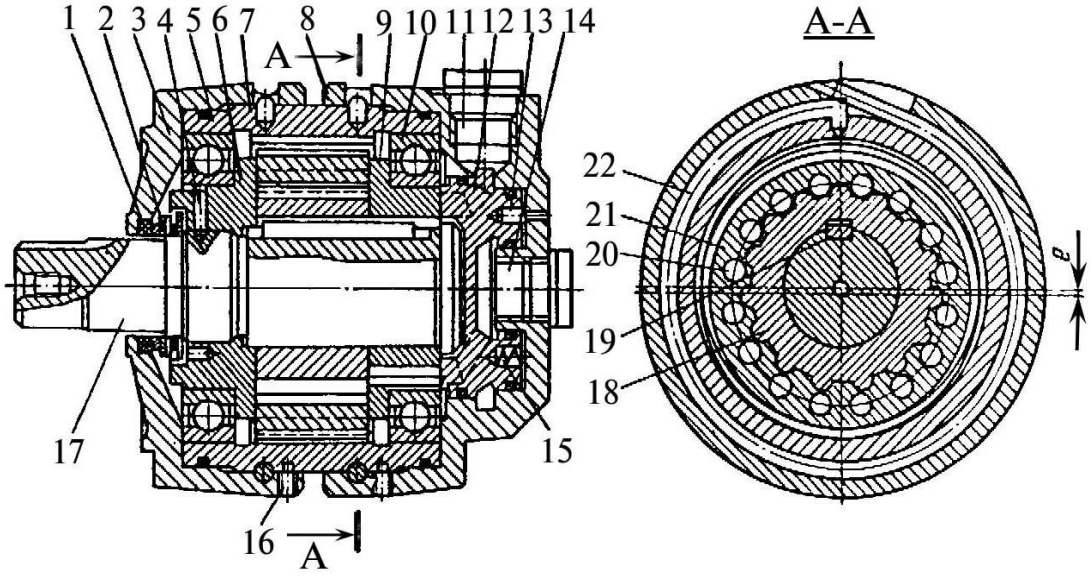

Рис. 20 Планетарно-роторний гідромотор ИТР-14.200: 1 і 2 – ущільнювачі; 3 і 8 – кришки; 4 і 13 – штіфти; 5 і 10 – шарикопідшипники; 6 – щока; 7 – корпус; 9 – розподільник; 11 і 14 – порожнини; 12 – золотник; 15 – пружина; 16 і 22 – стопори; 17 – вал; 18 - шестірня, 19 - шпонка; 20 - ролики; 21-ротор.

Як усі роторні ГМ, гідромотор ИРТ-14.200 реверсивний. Зміна напрямку обертання вихідного вала гідромотора здійснюється зміною

напряму руху робочої рідини.

Розглянута конструкція гідромотора була прийнята за основу при створенні уніфікованого ряду планетарно-роторних гідромоторів.

Одна з переваг цього типу гідромоторів - порівняно низька металоємність. Наприклад, питома маса планетарних гідромоторів на одиницю робочого об’єму складає $7{,}5\text{-}10^{-6}$ кг/л (у кращих плунжерних ГМ - $1{,}2\text{-}10^{-4}$ кг/л).

Гідромотори типу ГПР-Ф дозволяють одержати номінальну частоту обертання вала в межах $n_{ном}$ = 150...600 хв$^{-1}$ при крутячому моменті відповідно, $M_{кр}^{ном}$ = 1430...365 Н м.

У сільськогосподарській техніці також широко застосовують мотори гідравлічні планетарні (МГП), а в гідросистемах рульового керування сільськогосподарських і інших машин, що мають максимальну швидкість руху до 50 км/г, застосовують насоси-дозатори моноблочні (НДМ).

Гвинтові гідромашини найчастіше застосовують як насоси одногвинтові чи багатогвинтові. Схема устрію одногвинтового насоса (мононасоса) представлена на рис. 21.

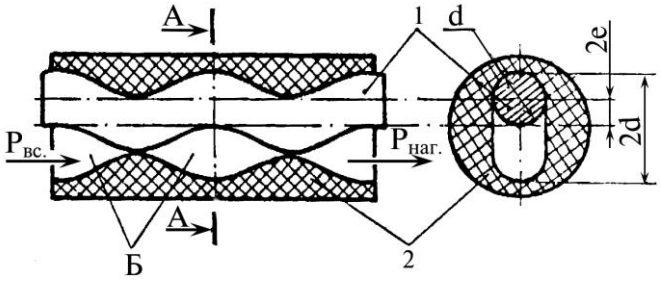

Рис. 21- Конструктивна схема й умовне означення насоса гвинтового типу

Головними частинами мононасоса є його робочі органи - ротор виконаний у виді однозаходного гвинта 1 круглого перетину з нержавіючої сталі і статор 2, що представляє собою гумову товстостінну трубу, внутрішня поверхня якої виконана у вигляді двохзаходної гвинтової поверхні з кроком у два рази більшим, ніж у ротора. Будь-який поперечний переріз гвинта і ротора, перпендикулярний осі його обертання, є колом з діаметром d, а центри цих кіл лежать на гвинтовій лінії, вісь якої є віссю обертання гвинта. Відстань центра поперечного переріза гвинта від осі обертання називається ексцентриситетом e. Перетин внутрішньої порожнини статора 2, являє собою овал, що складається з двох півкіл, з'єднаних загальними дотичними. Відстань між центрами півкіл дорівнює чотирьом ексцентриситетам ($4e$). Під час роботи ротор робить складний планетарний рух. Вал насоса обертається навколо своєї осі, а вісь у той же час робить рух по колу з радіусом, рівним ексцентриситету гвинта. Для того, щоб забезпечити ротору можливість робити складні рухи, його з'єднують із приводним валом насоса за допомогою торсионного чи карданного з'єднання. При обертанні ротора між зовнішньою поверхнею гвинта і внутрішньою поверхнею статора утворяться робочі порожнини Б, об’єм яких міняється від нуля до максимуму, при цьому рідина переміщається від однієї замкнутої порожнини

до іншої з постійною швидкістю і поступовим наростанням тиску від $p_{вс}$ на усмоктуванні до $p_{наг}$ на виході з насоса.

Одним з позитивних якостей одногвинтових насосів є можливість перекачування води з підвищеним змістом домішок (до 0,2 % по масі), а також застосування в гідротранспортуванні по трубах високов'язких, середовищ, що важко перекачуються, одержуємих у харчових виробництвах і кормових гідросумішах у тваринництві з відносною вологістю $W \geq 70\%$. Для означених цілей широко застосовують одногвинтові насоси: 1В-20/3, 1В-20/5, 1В-20/10 (Q = 20 м³/г і $p_{max} = 3;5;10$ ат), а в харчових виробництвах - 1В12/10Х ($Q = 3...10$ м³/г, $p_{наг} = 10$ ат); 1В50/5Х ($Q = 8...25$ м³/г. , $p_{наг} = 5$ ат). Гвинтові насоси мають досить високий ККД (η_{max} = 0,75) і велику висоту усмоктування $h_{вс} \leq 6$ м, величина яких у значній мірі залежить від реологічних властивостей гідросуміші, що перекачується.

Найбільш широке поширення одержали трьохгвинтові насоси для перекачування рідин, що володіють змазуючою здатністю, при відсутності абразивних домішок. Схема робочої частини трьохгвинтового насоса показана на рис.22. Сталеві гвинти ведучий 1 і відомі 2 укладені в обойму Нарізка гвинтів двохзаходна з циклоїдним зачепленням з діаметром основного кола ведучого гвинта d, зовнішнім діаметром гвинта $D = 5d/3$, внутрішнім діаметром нарізки відомого гвинта $d_1 = d/3$ і шагом гвинтової різьби $t = 10d/3$. Середній гвинт 1 обертається від приводного двигуна, а разом з ним під тиском рідини, що перекачується, обертаються відомі гвинти 2. Знаходячись у зачепленні, гвинти утворюють ізольовані камери, що при їхньому обертанні переміщаються поступально, у результаті чого рідина переноситься з області усмоктування в область нагнітання.

Подачу насоса (Q, м³/хв), для описаних гвинтів, можна визначити по формулі:

$$Q = \frac{3\pi t n}{16}\eta_0 (D^2 - d^2),$$

де n - частота обертання ведучого гвинта, хв$^{-1}$; η_0 - об'ємний ККД насоса.

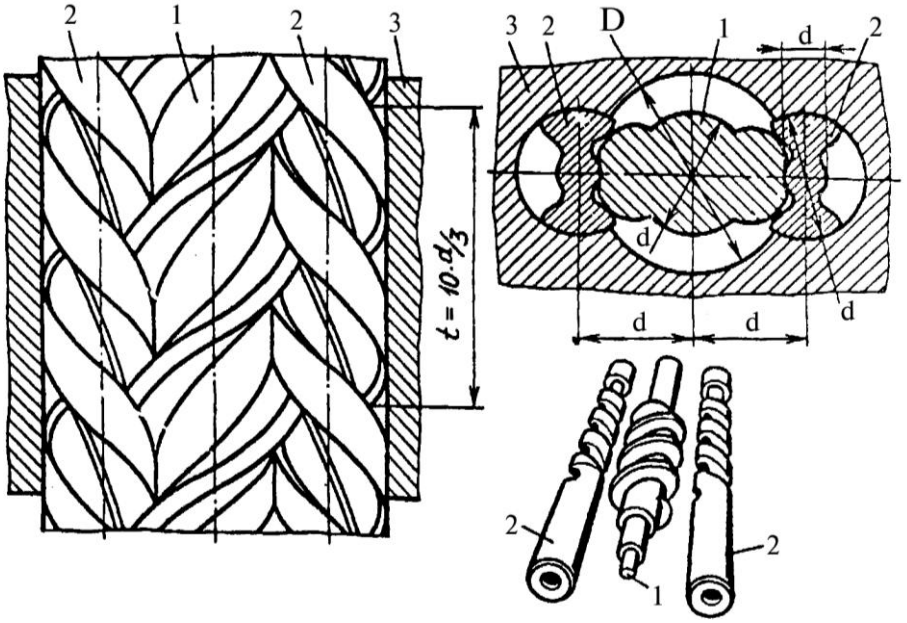

Рис. 22 – Конструктивна схема трьохгвинтового насоса

Випускаються насоси з подачею від 0,3 до 800 $м^3/г$ при тиску нагнітання 0,5...25 МПа і ККД 60...80%. Перевагою гвинтових гідромашин є мала нерівномірність подачі, відсутність пульсацій тиску і безшумність у роботі.

Питання для самоконтролю до лекції № 11.

1. Що називається характеристикою гідронасоса? Охарактеризуйте її.
2. Які основні параметри роторних гідромашин ви знаєте?
3. Що називається номінальним робочим об'ємом? Охарактеризуйте його.
4. Що називається номінальним робочим тиском? Охарактеризуйте його.
5. Що таке номінальна частота обертання гідромашини? Охарактеризуйте її.
6. Що називається об'ємною подачею насоса. Охарактеризуйте це.
7. Що таке об'ємна витрата гідромотора? Охарактеризуйте це.
8. Що таке корисна потужність насоса? Охарактеризуйте її.
9. Що таке ефективна потужність гідромотора? Охарактеризуйте її.
10. Що називається номінальним крутячим моментом гідромотора? Охарактеризуйте його.
11. Розшифруйте марки гідромашин НШ-32-3Л; ГМШ-50-2.
12. Що називається об'ємним к.к.д. гідронасоса? Охарактеризуйте його.
13. Що називається механічним к.к.д. гідромотора? Охарактеризуйте його.

Що називається повним к.к.д. гідропривода? Охарактеризуйте його.

14. Що називається характеристикою гідронасоса? Охарактеризуйте її.
15. Які основні параметри роторних гідромашин ви знаєте?
16. Що називається номінальним робочим об'ємом? Охарактеризуйте його.
17. Що називається номінальним робочим тиском? Охарактеризуйте його.
18. Що таке номінальна частота обертання гідромашини? Охарактеризуйте її.
19. Що називається об'ємною подачею насоса. Охарактеризуйте це.
20. Що таке об'ємна витрата гідромотора? Охарактеризуйте це.
21. Що таке корисна потужність насоса? Охарактеризуйте її.
22. Що таке ефективна потужність гідромотора? Охарактеризуйте її.
23. Що називається номінальним крутячим моментом гідромотора? Охарактеризуйте його.

24. Розшифруйте марки гідромашин НШ-32-3Л; ГМШ-50-2.

25. Що називається об’ємним к.к.д. гідронасоса? Охарактеризуйте його.

26. Що називається механічним к.к.д. гідромотора? Охарактеризуйте його. Що називається повним к.к.д. гідропривода? Охарактеризуйте його.