



## ОСНОВНИ ВИДОВЕ РОТАЦИОННИ ХИДРОМАШИНИ

НИКОЛА НАЧЕВ, СТАНИСЛАВ АЛЕКСИЕВ, СТОЙЧО СТОЕВ

**Резюме:** *В настоящата публикация е направен преглед на основните видове ротационни хидромашини – приложение, предимства и недостатъци.*

**Ключови думи:** *ротационни хидромашини, помпа, хидромотор, пластинкови помпи, зъбни помпи, геротор помпи*

## GENERAL TYPES OF ROTARY HYDRAULIC MACHINES

NIKOLA NACHEV, STANISLAV ALEKSIEV, STOYCHO STOEV

**Abstract:** *This paper provides an overview of the general types of rotary hydraulic machines - application, advantages and disadvantages.*

**Keywords:** *rotary hydraulic machines, pump, hydraulic motor, vane pumps, gear pumps, gerotor pumps*

### 1. Въведение.

Ротационните хидромашини – помпи и хидромотори намират широко приложение в различни отрасли на промишлеността: машини използвани в селското стопанство, автомобилостроене, шприцмашини, различни хидравлични инсталации и други.

Различните видове ротационни хидромашини притежават различни характеристики, поради което в отделните отрасли се използват различни видове помпи в зависимост от желаните ефект и предназначение.

Основна цел на настоящата статия е да бъдат разгледани основните видове ротационни хидромашини използвани в промишлеността.

### 2. Понятия използвани в хидравличните системи.

Помпа – хидравлична машина, в която механичната енергия, приложена към изходния

вал, се преобразува в хидравлична енергия на потока на работната среда [3].

Хидродвигател – машина, в която енергията на потока на работната среда се преобразува в енергия на движение на изходното звено. Ако изходното звено в хидродвигателя в резултат на оказаното преобразуване на енергията получи ротационно движение, то такава машина се нарича хидромотор, ако е постъпателно, то е силов цилиндър [3].

Хидромашина, която може да работи в режим на помпа или хидромотор, се нарича обратима.

Под работна среда в хидромашините се разбира работната течност (минерални масла, смеси, вода) [3].

Работен обем на хидромашината: в помпата – това е обема течност, изместен в системата за един оборот на вала на помпата; в

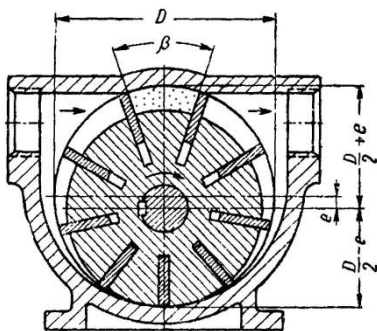
хидромотора – обема течност, необходим за получаване на един оборот на вала на хидромотора. Изработват се хидромашини с постоянен и променлив работен обем. В съответствие с това машините с постоянен работен обем се наричат нерегулируеми, а с променлив – регулируеми [3].

### 3. Видове ротационни хидромашини.

**Пластинкови помпи.** Пластинковите помпи, наричани в практиката още лопаткови, се явяват най-прости от съществуващите типове помпи [2].

По броя на работните цикли за един оборот на вала се различават пластинкови помпи и хидромотори с еднократно и многократно (две-, три- и четирикратно) действие. Помпите с еднократно действие се изпълняват като регулируеми, така и като нерегулируеми, а помпите с многократно – нерегулируеми.

Схема на най-простата от тези помпи, използвани главно в системите за смазване, е показана на Фиг. 1.



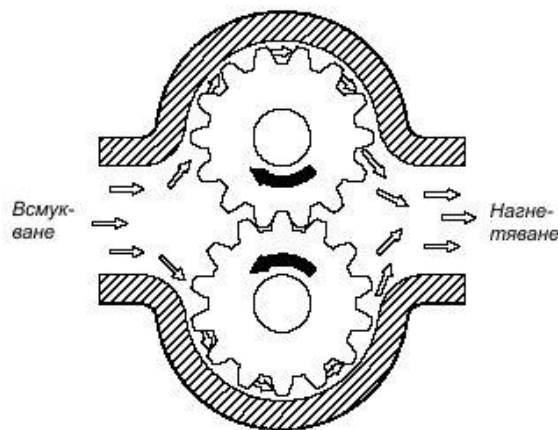
Фиг. 1. Схема на пластинкова помпа.

В помпите се използва положително припокриване, при което работната клетка (шрихована с точки) в средното си положение е отделена (изолирана) както от смукателната, така и от нагнетателната кухина. За да се избегне компресиране на течността в работната клетка (камера и да се намали неравномерното припокриването на свързващата камера трябва да е възможно най-малко, но толкова, че да позволява разделяне на смукателната от нагнетателната камера.

Воденето на пластините и плътността на контакта им със статора се извършва от налягането на течността, подведена в прорезите под пластините или с помощта на пружини и други механични средства. При този вид помпи броят на пластините обикновено е 8-12. При

увеличаване на броя на пластините намалява действащото на тях натоварване и се повишава равномерността на потока на нагнетена течност. При намаляване на броя на пластините (по-малко от осем), потокът става неравномерен.

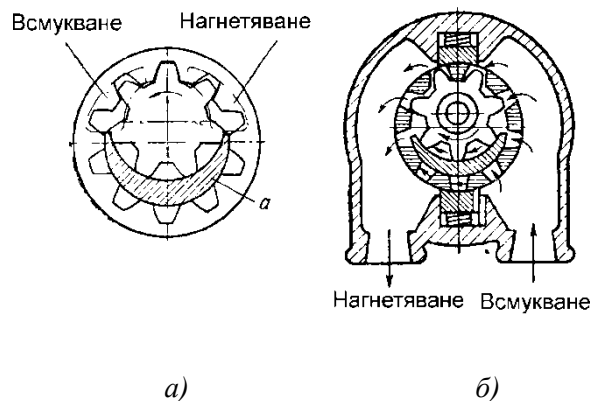
**Зъбни помпи.** Тези помпи се изпълняват със зъбни колела, както с външно (фиг. 2), така и с вътрешно зацепване. Помпите от първия вид се състоят от двойка зацепени цилиндрични зъбни колела, поместени в плътно обхващащ ги корпус, имащ канали на входа и изхода на зацепването.



Фиг. 2. Зъбна помпа с външно зацепване.

Този вид помпи се явяват най-прости и се отличават с надеждност при експлоатация.

Зъбните помпи с вътрешно зацепване (фиг. 3) се отличават с компактност (малки габарити) и по-голяма производителност в сравнение с тези с външно зацепване. Предимство на тези помпи също е и симетричното разположение на задвижващия вал спрямо корпуса [2].



Фиг. 3. Зъбна помпа с вътрешно зацепване: а) с изтичане на флуида през челото на камерата; б) с изтичане на флуида през периферията на външното зъбно колело.

Принципа на действие на тези помпи е аналогичен на този при помпите със зъбно външно зацепване. Течността запълва междузъбното пространство на зъбните колела, пренася се в нагнетателната кухина, където се влива през сърпообразни прозорци в страничните капаци на корпуса (фиг. 3, а) или през радиални отвори в падините между зъбите на външното колело (фиг. 3, б). За отделяне на всмукателната от нагнетателната камера е приложен сърповиден разделителен елемент а.

Геротор помпите (фиг. 4) са разновидност на зъбните помпи с вътрешно зацепване. Главната разлика между геротор помпите и тези с еволвентен профил на зъбите е липсата на сърповиден разделител на всмукателната от нагнетателната камера. При помпите с еволвентни зъбни колела разликата в броя на зъбите на външното и вътрешното зъбно колело е 2-3 зъба, при геротор помпите с циклоиден профил на зъбите – 1 зъб. Това позволява скоростта на относително плъзгане между въртящите елементи при геротор помпите да е много малка, което осигурява голям срок на употреба и плавната работа на помпата.

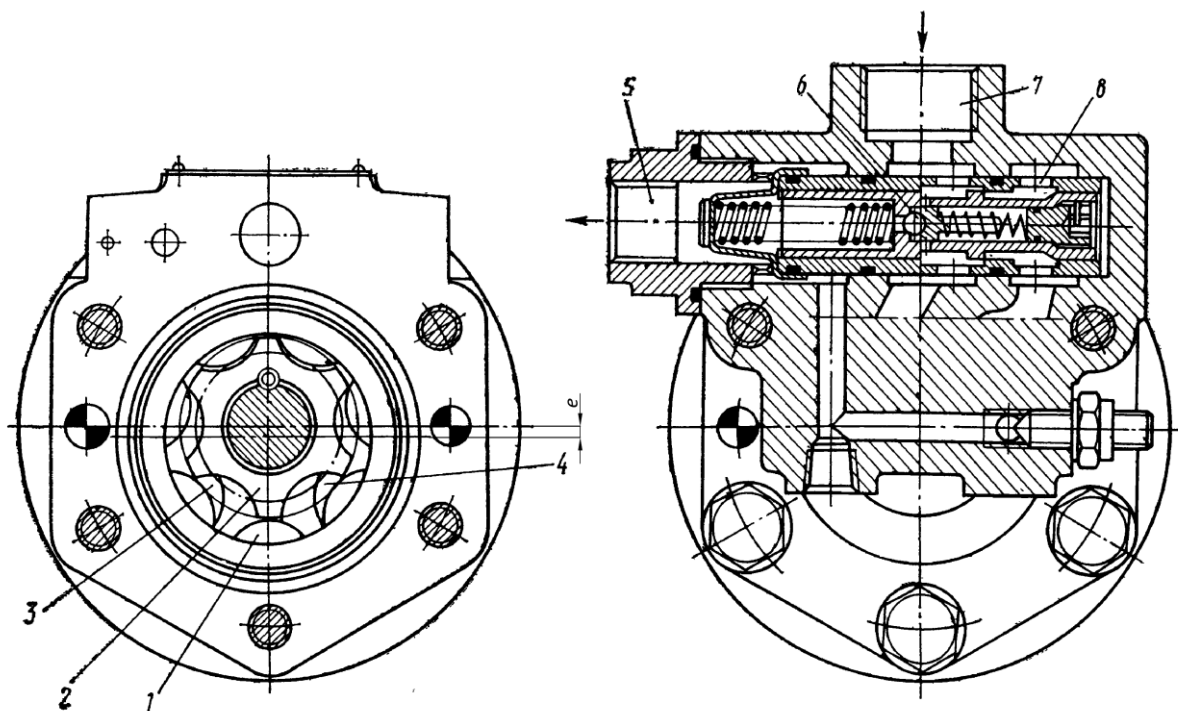
Наименованието геротор или биротор идва от там, че такъв вид хидромашини (помпи и хидродвигатели) имат два въртящи работни органа, т. е. с два ротора [1]. Осите на двете колела участващи в зъбната двойка – външното 1 и вътрешното 2 (фиг. 5) са изместени

относително една от друга на разстояние е (ексцентрицитет), което осигурява зацепване на зъбното колело в зоната на горната разделителна преграда. Контактът на зъбите при преминаването им през долната разделителна преграда осигурява изолацията на камерите за високо и ниско налягане. Междузъбното пространство е свързано с входни 7 и изходни 5 канали с помощта на сърпообразните прозорци 3 и 4 на страничните капаци. Предвиден е и монтаж в корпуса на помпата на регулатор на дебита 8 с предпазен клапан 6 [1].

Героторните хидромашини се използват



Фиг. 4. Геротор помпа.

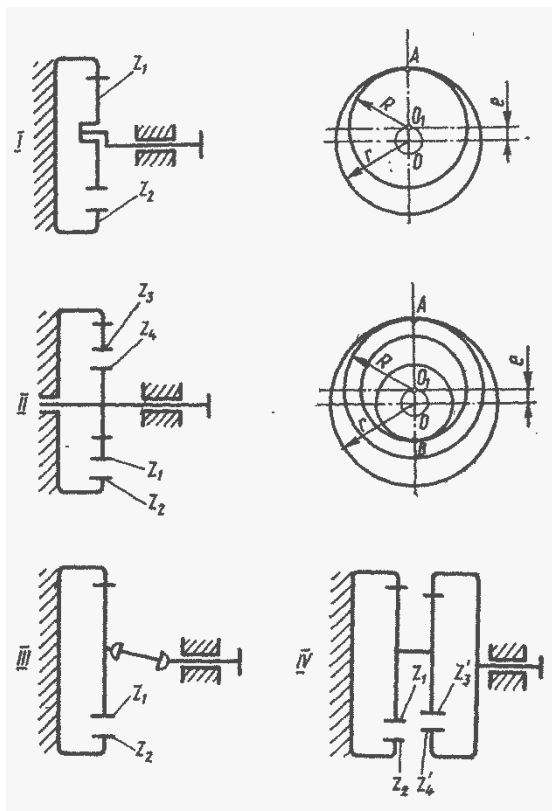


Фиг. 5. Принципно устройство на геротор помпа: 1 – външно колело; 2 – вътрешно колело; 3 и 4 – сърповидни прозорци; 5 – изходен канал; 6 – предпазен клапан; 7 – входен канал; 8 – регулатор на дебита.

като: помпи за работа при налягания на работната течност до 14 МПа и чистота на въртене на вала  $30 \text{ s}^{-1}$ ; бързоходни нискомоментни хидромотори. В отделни случаи такива хидромашини се конструират за налягане 30 МПа и честота на въртене  $60 \text{ s}^{-1}$ .

Планетарно-роторни хидромашини. Ако един от роторите (обикновено външния) на бироторна хидромашинна е фиксиран, то втория ротор при съответстващ брой степени на свобода ще се намира в абсолютно планетарно движение. При въртенето на хидравличното поле ротора се търкаля по зъбите на статора със същата скорост като на полето, и бавно се завърта в противоположна посока (относително на въртящото се поле). Оста на планетарния ротор при това търкаляне по вътрешната зъбна повърхност на статора описва окръжност, радиусът на която е равен на ексцентрицитетата  $e$ . Такава машина се нарича планетарно-роторана (или планетарна) [1].

Съотношението на скоростта на въртене на ротора и изходния вал, и работния обем на планетарните хидромашини зависят от метода на преобразуване на сложното движение на ротора в равнината във въртене на изходния вал. На фиг. 6 са показани основните варианти на техните кинематични схеми.



Фиг. 6. Кинематични схеми на планетарни хидромашини.

В хидравличните машини с кинематична схема I равнинното движение на ротора се преобразува във въртене на изходния вал за сметка на коляно (кривошип). Ротора е свързан ексцентрично с входния вал, оста на който минава през центъра O на неподвижното колело (контура на работната камера). Дължината на кривошипа (ексцентрицитет)  $e = r - R$ . При тази схема изходният вал извършва един оборот за цикъл, съответстващ на завъртането на хидравличното поле на ъгъл  $2\pi$ . Неговата скорост на въртене е  $z1$  пъти по-голяма от скоростта на въртене на ротора в противоположната посока.

В машини изпълнени по схема II движението на ротора в равнината се преобразува във въртене на изходния вал за сметка на допълнително еволвентно зацепване, разположено в една равнина с ротора.

Схема III се използва в орбитални хидравлични машини. Тук ротора, въртящ се с ъглова скорост  $\omega_1$ , извършва орбитално движение, търкаляйки се по периметъра на работната кухина. При това изходния вал е свързан с ротора с помощта на подвижни муфи, които осигуряват въртеливото и равнинното движение на ротора. При тази схема скоростта на въртене на изходния вал е равна на скоростта на въртене на ротора:  $\omega_1 = \omega_B$ .

Орбиталните хидромашини по схема III широко се използват в: обемни хидравлични кормилни управления на подвижни машини в качеството на дозиращи помпи; за преводи на работните органи на селскостопански машини.

Входния вал извършва един оборот за  $z1$  цикъла.

Схема IV позволява да се получи висок въртящ момент на вала на хидромотора при относително налягане на работната течност и малки габарити на машината. Освен основната работна двойка – ротора и статора, има още две зъбни колела с вътрешно зацепване с малка разлика в броя на зъбите, явяваща се преобразуващ механизъм.

Планетарни хидромашини по схема IV се прилагат в такива случаи, когато възниква необходимост от бавноходни хидромотори, способни при малки налягания на работната среда ( $0,5 \div 3 \text{ МПа}$ ) да развият въртящ момент, равен на момента създаван от хидромашинна по схема III при налягане 10 МПа.

#### 4. Основни параметри на хидромашините – работни обеми и ъглови скорости.

Приближено работния обем на героторните (бироторните) зъбни хидромашини

може да се намери, считайки за равни обемите на вдлъбнатините и изпъкналостите на зъбните колела [1].

Ако входният вал е свързан с вътрешното колело, работния обем на хидромашината е:

$$V_0 = 2be\pi D_{e2} \frac{z_2}{z_1} \quad (1)$$

Ако входния вал е свързан с външното колело, то обема е:

$$V_0 = 2be\pi D_{e2} \quad (2)$$

Където:

$b$  е ширина на ротора;

$D_{e2}$  – диаметър на изпъкналостите на външното колело;

$z_1, z_2$  – брой на изпъкналостите съответно на вътрешното и външното колело.

Скоростта на точка А на ротора, при планетарно-роторните хидромашини изпълнени по схема I (фиг. 6), е равна на геометричната сума на двете съставляващи: линейната скорост  $\omega_B e$  на въртене на неговия център O1 относително около точка O ( $\omega_B$  – ъглова скорост на въртене на изходния вал) и линейната скорост  $\omega_1 R$  на въртене на точка А в кръг около центъра O1 ( $\omega_1$  – ъглова скорост на въртене на ротора относително около точка O1) [1].

Тъй като направленията на векторите на тези скорости са в противоположни страни, а скоростта на точка А, контактуваща с неподвижното зъбно колело, е равна на нула, може да се запише:

$$\omega_1 R + \omega_B e = 0 \quad (3)$$

Откъдето:

$$\frac{\omega_B}{\omega_1} = -\frac{R}{e} \quad (4)$$

$$\text{или } \frac{\omega_B}{\omega_1} = -z_1 \quad (5)$$

Работният обем на такъв тип хидромашини се изчислява по формула (1).

За схема II (фиг. 6) при въртенето на ротора около неговия център O1 въртящ се в кръг около ос, минаваща през центъра O, със скорост  $\omega_1$ , определяща се по израза:

$$\frac{\omega_0}{\omega_1} = -z_1 \quad (6)$$

За разглежданата точка B, принадлежаща на зъбния венец  $z_3$ , получаваме:

$$\omega_B z_4 = \omega_1 z_3 - \omega_0 (z_3 - z_4) \quad (7)$$

Като заместим уравнение (6) в уравнение (7) получаваме предавателното число:

$$u_{II} = \left| \frac{\omega_B}{\omega_1} \right| = \frac{z_3 + z_1 (z_3 - z_4)}{z_4} \quad (8)$$

За един оборот на изходния вал ротора извършва  $z_1/u_{II}$  цикъла. Работния обем на хидравлична машина с кинематична схема II е с  $z_1/u_{II}$  пъти по-голям от работния обем на планетарна хидромашини с кинематична схема I:

$$V_{0II} = 2be\pi D_{e2} \frac{z_2}{u_{II}} \quad (9)$$

При кинематична схема III скоростта на въртене на изходния вал е равна скоростта на въртене на ротора:  $\omega_1 = \omega_B$ .

Входния вал извършва един оборот за  $z_1$  цикъла. Като умножим работния обем на машина за еднократно действие (схема I) на  $z_1$ , получаваме формулата за определяне на работния обем на машина, изпълнена по схема III:

$$V_{0III} = 2be\pi D_{e2} z_2 \quad (10)$$

Съответно уравненията на ъгловите скорости за кинематична схема IV са следните:

За преобразувачия механизъм:

$$\omega_B z_4 = \omega_1 z_3 + \omega_0 (z_4 + z_3) \quad (11)$$

За помпения възел:

$$\omega_0 = -\omega_1 z_1 \quad (12)$$

Отгук предавателното число е:

$$u_{IV} = \left| \frac{\omega_B}{\omega_1} \right| = \frac{z_1(z_4 - z_3) - z_3}{z_4} \quad (13)$$

Работния обем на хидравлична схема IV е:

$$V_{0IV} = 2be\pi D_{e2} \frac{z_2}{u_{IV}} \quad (14)$$

Във всички планетарни хидромашини поради неуравновесеността на ротора, центъра на масата на който е изместен относително от оста на вала, възниква центробежна сила:

$$F_u = (2\pi n)^2 m_1 e \quad (15)$$

Където:

$n$  е честота на цикъла (брой на оборотите на центъра на ротора за 1 сек.);

$m_1$  – маса на ротора.

С възникването на центробежна сила се появяват вибрации с честота рана на честотата на цикъла. Допустимата неуравновесеност определя относителната големина на центробежната сила (в проценти от тежестта на машината) и зависи от предназначението и условията на работа на машината. В практически изпълнените конструкции неуравновесеността на ротора съставлява 5...40%.

## 5. Заключение.

Направен е преглед на основни видове ротационни хидромашини използвани в хидравлични системи в промишлеността. Посочени са методи за изчисляване на хидравличните параметри – работни обеми и ъглови скорости.

## ЛИТЕРАТУРА.

**1. Андреев А. Ф., Баргашевич Л. В., Богдан Н. В. и др.,** Гидропневмоавтоматика и гидропривод мобильных машин, “Вышэйшая школа“, Минск, 1987.

**2. Башта Т. М.,** Машиностроительная гидравлика, “Машиностроение“, Москва, 1971.

**3. Богданович Л. Б.,** Гидравлические приводы, “Вища школа“, Киев, 1980.

Technical University of Sofia, branch Plovdiv  
Faculty of Mechanical Engineering  
Department of Mechanical Engineering and Technologies  
25 “Tsanko Dyustabanov”  
Plovdiv  
4000  
Bulgaria

Nikola Vladimirov Nachev  
Engineer, Doctoral student  
e-mail: [eng.nachev@gmail.com](mailto:eng.nachev@gmail.com)

Stanislav Lyubenov Aleksiev  
Associate Professor, Doctor of Engineering  
e-mail: [stanislav\\_al@abv.bg](mailto:stanislav_al@abv.bg)

Stoycho Kolev Stoev  
Chief assistant Professor  
e-mail: [stevini@abv.bg](mailto:stevini@abv.bg)

Постъпила на .....

Рецензент .....