

Динамика на ролките на ролкова помпа Част I. Моделиране на силовото натоварване

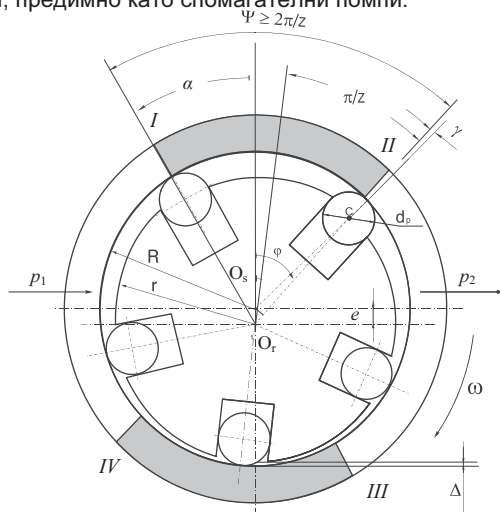
Юлиян Ангелов, Генчо Попов

Dynamics of the rollers of a roller pump, Part I. Modeling of force load: The paper presents an approach for creating a deterministic mechanical and mathematical model for studying kinematic and dynamic characteristics of the rolls of a roller pump.

Keywords: roller pump, roll, mechanical and mathematical model.

ВЪВЕДЕНИЕ

Ролковите помпи са обемни хидравлични машини, предназначени за работа с ниско вискозни течности предимно вода, водни разтвори и средно агресивни химически течности при сравнително ниски налягания (до 2 МПа). Намират приложение в машините за растителна защита, в гориво инжекционни системи на двигателите с вътрешно горене и по-рядко в системите за хидравлични задвижвания, предимно като спомагателни помпи.



Фиг.1 Схема на ролкова помпа

Основни елементи на помпата (фиг. 1) са статор и ротор с радиални канали, в които са разположени цилиндрични ролки. Ексцентричното разположение на ротора и статора оформя сърповидно пространство между тях, което се разделя от ролките на отделни камери. При въртене на ротора тези камери променят своя обем. Когато се увеличава обемът на камерите, се извършва процес на засмукване, а при намаляване на обема – нагнетяване. Разделянето и изолирането на смукателната от нагнетателната зона на помпата се постига чрез уплътнителните участъци I-II и III-IV.

Работата на този вид машини е свързана с различни по вид и степен неравномерности на основните им характеристики и натоварвания. Тя се определя основно от процесите, свързани с пренасянето на течността от зоната на засмукване към зоната на нагнетяване, както и от особеностите в кинематиката и динамиката на работните органи (ролките) на помпата. За изследване на динамичните процеси в механични системи се използват предимно теоретични детерминирани механо-

математични модели на обекта [1, 4]. Предимството им е, че се характеризират с голяма степен на общност при изучаване на механизма на протичащите явления и са валидни за широк диапазон на изменение на параметрите на обекта. Неравномерността на силовото натоварване на ролките при ролковите помпи е изследвано в [1]. С предложения модел са проведени числени експерименти за ограничено изследване на контактното взаимодействие между ролката от една страна, а от друга - ротора и статора на помпата.

Целта на настоящата работа е да се предложи механо-математичен модел за разширяване обхвата на изследванията на кинематиката и динамиката на ролките.

МЕХАНО-МАТЕМАТИЧЕН МОДЕЛ

Най-близък за целта на изследването е предложението в [1] подход, но при строго дефиниране на границите на уплътнителните участъци и коректна интерпретация на процесите в тях. За ъгъла α , определящ началото на преходните участъци между смукателната и нагнетателната зони в [3] от условия за оптималност на засмукване и нагнетяване на работните камери е предложена формулата:

$$\alpha = \pi/z - 2\lambda r_p / r_{p,\min}, \quad (1)$$

където z е броят на ролките, $\lambda = e/R$ - относителният ексцентрицитет на помпата e спрямо радиуса R на статора, r_p е радиуса на ролката, а $r_{p,\min}$ е възможната му минимална стойност от условието за незаклинване на ролката

$$r_{p,\min} = R \{ (1+\lambda)/2 - [(0,5(1+\lambda))^2 - \lambda(1-\bar{\Delta}) - \bar{\Delta}]^{1/2} \}, (2)$$

като $\bar{\Delta} = \Delta/R$ е относителната минимална хлабина Δ между ротора и статора.

Дължината на уплътнителните участъци се определят от условието в тях да има поне една ролка изолираща смукателната от нагнетателната камери (фиг. 1), което се формализира с неравенството

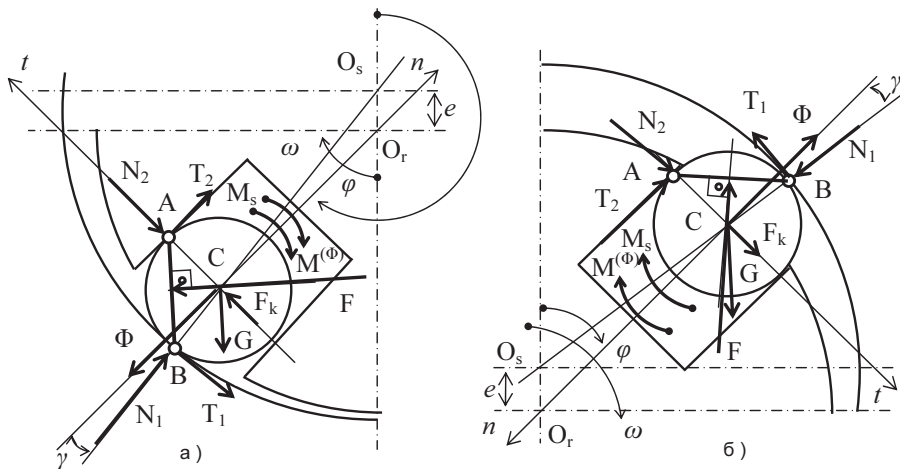
$$\psi \geq \beta, \quad (2)$$

където $\beta = 2\pi/z$ е ъгълът между две съседни ролки.

При моделиране на натоварването върху ролката се отчитат спецификата на взаимодействията в двата уплътнителни участъка (фиг. 2) по различен начин. Необходимостта от това се определя от действието на доминиращата върху ролката сила F , породена от разликата в налягането $\Delta p = p_2 - p_1$ на смукателната и нагнетателната камери, като предизвиква скокообразно изменение на силовото натоварване върху ролката за различните участъци. Тя се проявява само в преходните уплътнителни участъци I-II и III-IV (фиг. 1) в различни контактни точки, като направлението ѝ е от високото p_2 към ниското p_1 налягане, а големината ѝ се определя от площта, върху която действа тази разлика чрез зависимостта [1]:

$$F = 2\Delta p l r_p \sin(\pi/4 + \gamma/2), \quad (4)$$

където: l е ширината на ролката; $\overline{AB} = 2r_p \sin(\pi/4 + \gamma/2)$ е дължината на хордата, определяща частта от повърхнината на ролката, по която действа разликата в налягането Δp , а $\gamma = \arcsin(\lambda \sin \phi)$ - ъгълът между радиуса на ротора и статора.



Фиг.2 Схема на натоварването на ролката в уплътнителните участъци:
 а) при навлизане в смукателната зона;
 б) при навлизане в нагнетателната зона.

Други приложени върху ролката въздействия са [1]: силата на тежестта G , реакциите в контактните зони на ролката със статора N_1 и T_1 и със стените на каналите в ротора N_2 и T_2 , инерционната сила Φ в резултат на преносното и относителното ускорение на ролката, кориолисовата инерционна сила F_k , моментът от вискозно съпротивление при ротационното движение на ролката M_s , а с $M^{(\phi)}$ е означен инерционния момент на ролката.

За построяване на модела се прилага кинетостатичният метод спрямо осите на равнинния подвижен триедър с начало центъра на тежестта на ролката (точка C), като n е главната нормала, а t е тангентата. От изчислителните схеми на фиг. 2 се съставят кинетостатичните уравнения.

За фиг. 2б се получава:

$$\vec{F}_n^{(e)} + \vec{\Phi}_n = \vec{0}; \quad G \cos \varphi - F \cos(\pi/4 - \gamma/2) + N_1 \cos \gamma - T_1 \sin \gamma - T_2 - \Phi = 0, \quad (5)$$

$$\vec{F}_t^{(e)} + \vec{\Phi}_t = \vec{0}; \quad G \sin \varphi - F \sin(\pi/4 - \gamma/2) - N_1 \sin \gamma - T_1 \cos \gamma + N_2 + F_k = 0, \quad (6)$$

а за фиг. 2а -

$$\vec{F}_n^{(e)} + \vec{\Phi}_n = \vec{0}; \quad -G \cos(\pi + \varphi) - F \cos(\pi/4 - \gamma/2) + N_1 \cos \gamma + T_1 \sin \gamma + T_2 - \Phi = 0, \quad (7)$$

$$\vec{F}_t^{(e)} + \vec{\Phi}_t = \vec{0}; \quad -G \sin(\pi - \varphi) + F \sin(\pi/4 - \gamma/2) + N_1 \sin \gamma - T_1 \cos \gamma - N_2 + F_k = 0. \quad (8)$$

От уравнения (1), (2) и (3) за $z=6$, уплътнителния участък (I-II) от фиг. 2б е определен интервалът $\varphi \in [-\alpha : (\beta - \alpha)]$, а за уплътнителния участък (III-IV) от фиг. 2а - интервалът $\varphi \in [\pi - \alpha : \pi + (\beta - \alpha)]$.

След преобразуване на кинетостатичните уравнения спрямо неизвестните нормални реакции N_1 и N_2 се получават уравненията (9).

За интервала $\varphi \in [-\alpha : \pi - \alpha]$ се получават

$$N_1 = \frac{F[\cos(\pi/4 - \gamma/2) + \mu_2 \sin(\pi/4 - \gamma/2)] - G(\cos \varphi + \mu_2 \sin \varphi) - \mu_2 F_k + \Phi}{\cos \gamma(1 - \mu_1 \mu_2) - \sin \gamma(\mu_1 + \mu_2)}, \quad (9)$$

$$N_2 = F \sin(\pi/4 - \gamma/2) + N_1 (\sin \gamma + \mu_1 \cos \gamma) - G \sin \varphi - F_k,$$

като за $\varphi \in [(\beta - \alpha) : \pi - \alpha]$, $F = 0$,

а за интервала $\varphi \in [\pi - \alpha : 2\pi - \alpha]$,

$$N_1 = \frac{F [\cos(\pi/4 - \gamma/2) - \mu_2 \sin(\pi/4 - \gamma/2)] - G (\cos \varphi + \mu_2 \sin \varphi) - \mu_2 F_k + \Phi}{\cos \gamma (1 - \mu_1 \mu_2) + \sin \gamma (\mu_1 + \mu_2)},$$

$$N_2 = F \sin(\pi/4 - \gamma/2) + N_1 (\sin \gamma - \mu_1 \cos \gamma) + G \sin \varphi + F_k,$$

като за $\varphi \in [\pi + (\beta - \alpha) : 2\pi - \alpha]$, $F = 0$.

Големините на силите и моментите се определят по установените в [1] зависимости:

$$\begin{aligned} \Phi &= m \omega^2 R [1 - r_p / 2R - \lambda^2 / 4 + 2\lambda \cos \varphi + 5\lambda^2 \cos(2\varphi) / 4], \\ F_k &= 2m\lambda\omega^2 R [\sin \varphi + \lambda \sin(2\varphi) / 2], \\ G &= mg, T_1 = \mu_1 N_1, T_2 = \mu_2 N_2, M_c = k\omega_p, M^{(\Phi)} = J\varepsilon, \end{aligned} \quad (10)$$

където g е земното ускорение; ω – ъгловата скорост на въртене на ротора; μ_1 и μ_2 – коефициентите на триене при плъзгане; k – коефициентът на съпротивление от вискозно триене между ролка и работна среда; m и J – масата и масовият инерционен момент на ролката; ε и ω_p – ъгловото ускорение и ъгловата скорост на ролката.

Посоките на инерционния момент $M^{(\Phi)}$ и на момента от вискозно съпротивление M_s са обратни съответно на ъгловото ускорение и скорост.

Моментовото кинетостатично уравнение спрямо оста на въртене на ролката за интервала $\varphi \in [-\alpha : 2\pi - \alpha]$ има вида:

$$\overline{M_c}^{(e)} + \overline{M_c}^{(\Phi)} = \vec{0}; \quad T_1 r_p - T_2 r_p - M^{(\Phi)} - M_c = 0 \quad (11)$$

След заместване на силите и моментите със зависимостите от (10), се изразява ускорението на ролката:

$$\varepsilon = \frac{2(\mu_1 N_1 r_p - \mu_2 N_2 r_p - k\omega_p)}{m r_p^2}. \quad (12)$$

Възможност за определяне на ъгловата скорост на ролката дава решението на линейното нехомогенно диференциално уравнение с постоянни коефициенти (12) и при нулеви начални условия. За него се получава:

$$\omega_p = (T_1 - T_2) \frac{r_p}{k} \left(1 - e^{-\frac{k}{J} t} \right), \quad (13)$$

където $t = \varphi / \omega$ е текущото време.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Предложен е усъвършенстван модел за изследване на силите, действащи върху ролките на ролковите помпи, предложен в [1]. Уравненията от (1) до (3) еднозначно дефинират границите на уплътнителните участъци с характерно силово натоварване върху ролките на помпата. Натоварването за отделните участъци, формиращи се по време на работа на помпата, е обобщено в уравненията (9) и допълнено с уравнения (10), което създава условия за подобряване на достоверността на получаваните резултати. Уравнения (12) и (13) допълват модела и съдържат зависимости за определяне на основни кинематични характеристики на движението на ролката, с които да се изследва нейното поведение в процеса на

работа на помпата. Съвкупността от посочените уравнения дава възможност да се разшири обхватът на провежданите изследвания върху ролковите помпи.

ЛИТЕРАТУРА

[1] Бацов, Т. Г., Г. Попов, Ю. Ангелов. Модел за изследване на силите, действащи върху ролките на ролкова помпа. Списание "Механика на машините", Варна, година XIII, книга 1, 2005.

[2] Попов Г. С., П. Русев. Неравномерност на дебита при ролкови помпи, Научни трудове на РУ "А, Кънчев", том 37, сер. 9, Русе 1999, стр. 102-105.

[3] Попов, Г. С., П. Русев. Относно геометрията на разпределение на течността при ролкови помпи. Научни трудове на РУ "А, Кънчев", том 37, сер. 9, Русе 1999, стр. 106-110.

[4] Heinz, M., Schellbach. Entwicklung von Rollenzellenpumpen zur Kraftstoffforderung. Pumpen und Verdichter, v.2, 1983, 37+40.

За контакти:

гл. ас. д-р инж. Юлиан Ангелов, катедра „Техническа механика“, Русенски университет “Ангел Кънчев”, тел. 082-888 572, e-mail: julian@uni-ruse.bg

проф. д-р Генчо Попов, катедра „Топлотехника, хидравлика и екология“ Русенски университет “Ангел Кънчев”, тел. 082-888 580, e-mail: gsropov@uni-ruse.bg

Докладът е рецензиран.