

Определяне на затворения обем в междузъбията при зъбни помпи с несиметрични еволвентни зъби

Генчо Попов, Уйсам Мхана, Огнян Алипиев, Ивайло Николаев

Determination of the trapped volume in gear pumps with asymmetrical involute meshing: In this work are obtained relationships for calculating the values of the trapped volume in the process of simultaneous meshing of two pairs of teeth with a backlash as a function of the angular position of the shaft for external gear pumps with asymmetric teeth profiles and to carry out a comparative study with an analogous pump but with a symmetrical teeth profiles.

Keywords: gear pumps, asymmetrical involute meshing, trapped volume, backlash.

ВЪВЕДЕНИЕ

Зъбните помпи с външно еволвентно зацепване широко се използват като източник на енергия в хидравличните системи. Те се характеризират с висока технологичност на изработване, добри енергетични показатели и ниска цена.

За получаване на плавност в работата на зъбните предавки почти винаги те се изработват с продължителност на зацепване по голяма от единица ($\varepsilon > 1$). При това предавката е работоспособна и се подобрява изолирането на нагнетателната от смукателната камера, което осигурява сигурна и надеждна херметизация на помпата [3]. В този случай следващата двойка зъби влиза в контакт преди предходната двойка да е излязла от зацепване. В резултат на едновременния контакт на двете двойки зъби в зъбните помпи, част от нагнетяваната течност се оказва затворена в междузъбието. Този затворен обем често се нарича захапан или защипан обем в зъбните помпи.

Затвореният (захапаният) обем при въртене на вала първоначално постепенно намалява, при което се създават условия за компресиране на течността, намираща се в междузъбното пространство. Понякога налягането на течността в този обем може да достигне повече от пет пъти работното налягане в хидравличната система [5], което в много случаи е предпоставка за сериозни повреди в помпата, както и до възникване на шум и вибрации.

За да се избегне или да се намали високото налягане в захапания обем, се изработват разтоварващи канали в челните повърхнини на лагерните втулки или капациите [4]. Разположението на тези канали има голямо влияние върху характеристиките на помпите, като при неправилно изработване може да се получи увеличаване на вътрешните протечки и като следствие на това до намаляване на обемния и пълния коефициент на полезно действие на помпата [6].

За да се проектират правилно разтоварващите канали е необходимо да се изследват внимателно явленията в защипения обем. За широко използваните в практиката помпи със симетрично зъбно зацепване тези въпроси са подробно изследвани. Целта на настоящата работа е да се получат зависимости за пресмятане големината на затворения (захапания) обем във функция от ъгъла на завъртане на вала на помпата при машини с несиметрични профили на зъбите да се извърши сравнително изследване с помпи със симетрично зъбно зацепване.

ИЗЛОЖЕНИЕ

Големината на затворения обем и неговото изменение при въртене на колелата зависи от това, дали ли е странична хлабина между зацепените зъби. В случай, че липсва странична хлабина, контактът между зъбите става едновременно от двата профила на зъба (работен и неработен профил) и в този случай захапаният обем в междузъбието се разделя на две изолирани части. При зъбните помпи с несиметрични зъби обикновено се осигурява определена хлабина между

неработните профили на зацепените зъби, следствие на което се формира зъбно зацепване със странична хлабина. В този случай страничната хлабина позволява на течността да се движи относително свободно между затворените обеми в двете междузъбия и общият затворен обем се разглежда като едно цяло – фиг. 1.

Използваните в работата означения са представени в табл. 1.

Таб. 1. Означения на основните геометрични размери на зъбните помпи

Означение	Наименование
V_{tr}	Затворен (захапан, защипан) обем.
V_b	Обем на междузъбното пространство.
S_b	Лице на междузъбието.
S_{max}	Максимално лице на затворения обем.
S_{min}	Минимално лице на затворения обем.
ω	Ъглова скорост на въртене на вала на помпата.
$d_w (r_w)$	Диаметър (радиус) на началната окръжност.
$d_b (r_b), d_{b1} (r_{b1})$	Диаметър (радиус) на основната окръжност на работния и неработния профил.
$d_a (r_a)$	Диаметър (радиус) на върховата окръжност.
$d_f (r_f)$	Диаметър (радиус) на петовата окръжност.
b	Ширина на зъбния венец на колелата.
m	Модул на зъбните колела.
z	Брой зъби.
b	Ширината на зъбния венец.
x	Коефициент на изместване (коригиране) на изходния контур.
$\varepsilon, \varepsilon_1$	Коефициент на припокриване.
α, α_1	Ъгъл на изходния контур на работен и неработен профил.
α_a, α_{a1}	Ъгъл на профила в точка от върховата окръжност на работен и неработен профил.
α_w, α_{w1}	Ъгъл на зацепване на работния и неработния профил.
φ	Ъгъл на завъртане на зъбното колело.
s_d	Дебелината зъба по дъга от делителната окръжност.
s_a	Дебелина на зъба по дъга от върховата окръжност.
j	Страничната хлабина по дъга от делителната окръжност.

Получаването на зависимост за обема $V_{tr} = S_{tr} b$, затворен между двете контактни точки в зоната на зацепване, се свежда до определяне големината на напречното сечение на този обем S_{tr} (ширината на зъбните колела b е постоянна и известна величина). В настоящето изследване е използван алогичен подход, както този в работа [2] при изследване на помпи със симетрични зъби.

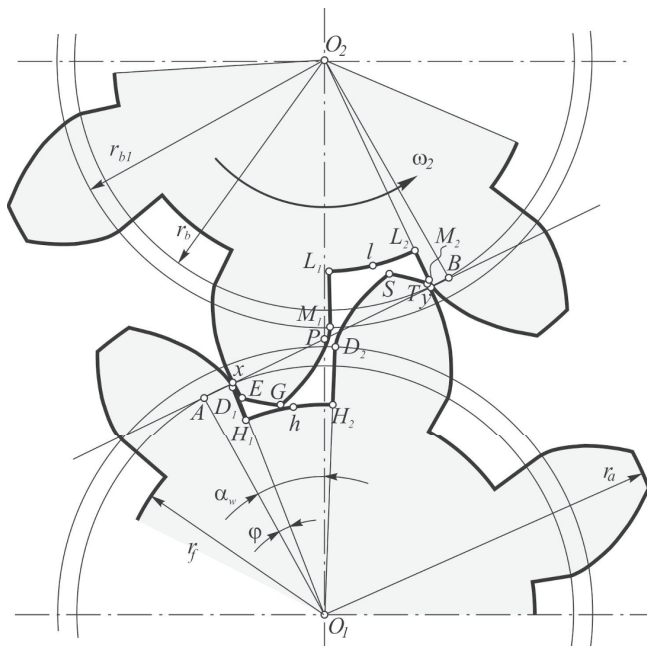
Напречното лице на затворения в междузъбията обем течност се определя с помощта на фиг. 1 и фиг. 2. За даден ъгъл на завъртане на колелата φ от фиг. 1 се вижда, че това лице може да се определи по следния начин:

$$1) \quad S_{tr}(\varphi) = S_1 + S_2 - S_3 - S_4 - S_5 - S_6 - S_7 - S_8 - S_9 - S_{10} - S_{11} - S_{12},$$

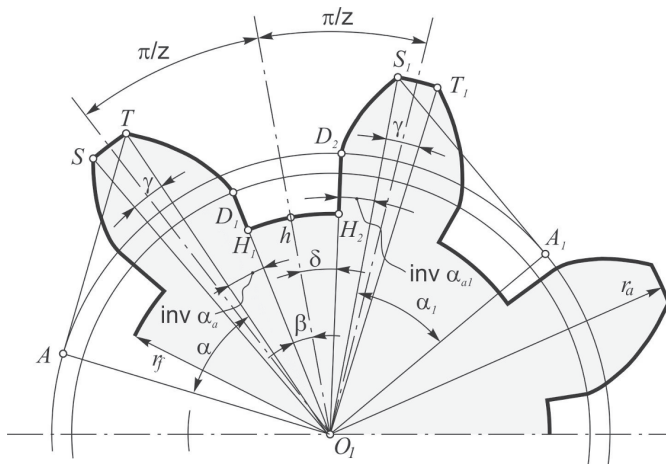
където лицата на отделните площи са:

$$S_1 = \text{пл. } xO_1yx, \quad S_2 = \text{пл. } xO_2yx, \quad S_3 = \text{пл. } xO_1D_1x, \quad S_4 = \text{пл. } H_1hH_2O_1$$

$S_5 = \text{пл. } O_1 D_2 S O_1$, $S_6 = \text{пл. } O_1 S T O_1$, $S_7 = \text{пл. } O_1 T y O_1$, $S_8 = \text{пл. } y O_2 M_2 y$
 $S_9 = \text{пл. } L_2 O_2 L_1 L_2$, $S_{10} = \text{пл. } M_1 G O_2 M_1$, $S_{11} = \text{пл. } E O_2 G E$, $S_{12} = \text{пл. } E O_2 x E$,



Фиг.1. Затворен обем в междузъбието на зъбна помпа с несиметрично еволвентно зацепване



Фиг.2. Основни параметри на зъбното колело с несиметрични профили

На фиг. 2 преходните криви между еволвентните профили и петовата окръжност с радиус r_f са заменени с радиалните линии $D_1 H_1$, $D_2 H_2$. Това

опростяване в геометрията на зъбните колела не оказва влияния върху по-нататъшните изследвания.

Площите S_1 и S_2 са равни по големина и са

$$S_1 + S_2 = 2(\Delta O_1 yA - \Delta O_1 xA) = r_b^2 \frac{\pi}{Z},$$

където площите на триъгълниците са: $\Delta O_1 yA = \frac{1}{2} r_b^2 (\varphi + \frac{2\pi}{Z})$, $\Delta O_1 xA = \frac{1}{2} r_b^2 \varphi$.

Площите, определени от отделните части на еволвентните профили $S_3, S_5, S_7, S_8, S_{10}$ и S_{12} , се намират чрез формулата за лице на криволинеен сектор:

$$2) \quad S_{\text{енв}} = \frac{1}{2} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \rho^2 d\theta,$$

където ρ е радиус-векторът на точка от еволвентния профил спрямо оста на колелото, θ - ъгълът, ограничаващ дадения сектор.

В работа [2] за лицето на площта, определена от еволвентната крива, е получена зависимостта

$$3) \quad S_{\text{енв}} = \frac{1}{2} r_b^2 \int_{\theta_1}^{\theta_2} \theta^2 d\theta^2 = \frac{r_b^2}{6} (\theta_2^3 - \theta_1^3).$$

Границите на ъгъла θ , ограничаващ съответните площи $S_3, S_5, S_7, S_8, S_{10}$ и S_{12} , се изменят по следния начин:

- за площите $S_5 = S_{10} \rightarrow \theta_1 = 0, \theta_2 = \text{tg} \alpha_a$;
- за площта $S_7 \rightarrow \theta_1 = \varphi + \frac{2\pi}{Z}, \theta_2 = \text{tg} \alpha_a$
- за площта $S_8 \rightarrow \theta_1 = 0, \theta_2 = 2(\text{tg} \alpha_w - \frac{\pi}{Z}) - \varphi$
- за площта $S_{12} \rightarrow \theta_1 = 2\text{tg} \alpha_w - \varphi, \theta_2 = \text{tg} \alpha_a$

След заместване и преобразуване се получават следните изрази:

$$4) \quad S_3 = \frac{r_b^2}{6} \varphi^3;$$

$$5) \quad S_5 = S_{10} = \frac{r_{b1}^2}{6} \text{tg}^3 \alpha_{a1};$$

$$6) \quad S_7 = \frac{r_b^2}{6} \left[\text{tg}^3 \alpha_a - \left(\varphi + 2 \frac{\pi}{Z} \right)^3 \right];$$

$$7) \quad S_8 = \frac{r_b^2}{6} \left[2 \left(\text{tg} \alpha_w - \frac{\pi}{Z} \right) - \varphi \right]^3;$$

$$8) \quad S_{12} = \frac{r_b^2}{6} \left[\text{tg} \alpha_a - (2 \text{tg} \alpha_w - \varphi)^3 \right].$$

От фиг. 2 се вижда, че площите S_6 и S_{11} представляват кръгови сектори с радиус r_a , лицата на които се определят по формулата:

$$9) \quad S_6 = S_{11} = \frac{1}{2} r_a^2 \gamma,$$

където ъгълът γ се определя от равенството

$$10) \quad \gamma = \frac{S_a}{r_a}.$$

Дебелината на зъба по дъга от върховата окръжност $s_a = S_1 T_1$, при несиметрични зъбни профили се дава със следната формула [1]:

$$11) \quad s_a = r_a \left(\frac{\pi}{z} + \frac{2x(\operatorname{tg}\alpha + \operatorname{tg}\alpha_1) + x_t - 0.5j}{z} + \operatorname{inv}\alpha + \operatorname{inv}\alpha_1 - \operatorname{inv}\alpha_a - \operatorname{inv}\alpha_{a1} \right),$$

където x_t е тангенциалната корекция на зъбните колела.

В случай, че липсва тангенциално коригиране, т.е. $x_t = 0$, уравнение (11) приема вида:

$$12) \quad s_a = r_a \left(\frac{\pi}{z} + \frac{2x(\operatorname{tg}\alpha + \operatorname{tg}\alpha_1) - j}{z} + \operatorname{inv}\alpha + \operatorname{inv}\alpha_1 - \operatorname{inv}\alpha_a - \operatorname{inv}\alpha_{a1} \right).$$

След заместване на уравнения (10) и (12) в уравнение (9) се получава

$$13) \quad S_6 = S_{11} = \frac{r_a^2}{2} \left(\frac{\pi}{z} + \frac{2x(\operatorname{tg}\alpha + \operatorname{tg}\alpha_1) - j}{z} + \operatorname{inv}\alpha + \operatorname{inv}\alpha_1 - \operatorname{inv}\alpha_a - \operatorname{inv}\alpha_{a1} \right).$$

Площите S_4 и S_9 се изчисляват по следната формула:

$$14) \quad S_4 = S_9 = \frac{1}{2} r_f^2 (\delta + \beta).$$

Ъглите δ и β , съгласно фиг. 2, се определят от равенствата:

$$15) \quad \delta = \frac{\pi}{z} - \frac{\gamma}{2} - \operatorname{inv}\alpha_{a1},$$

$$16) \quad \beta = \frac{\pi}{z} - \frac{\gamma}{2} - \operatorname{inv}\alpha_a.$$

Като се отчетат в горните уравнения изразите (10) и (12) и последващо заместване в (14), за S_4 и S_9 се получава:

$$17) \quad S_4 = S_9 = \frac{r_f^2}{2} \left(\frac{\pi}{z} - \frac{2x(\operatorname{tg}\alpha + \operatorname{tg}\alpha_1) - j}{z} - \operatorname{inv}\alpha - \operatorname{inv}\alpha_1 \right).$$

Зависимостта за изменение големината на напречното сечение на затворения в междוזъбието обем течност във функция на ъгъла на завъртане на вала се извежда като се заместят в уравнение (1) изразите за лицата на площите от S_1 до S_{12} . След съответни преобразувания и като се отчете, че обемът е $V_{tr} = S_{tr} b$, се получава следната формула:

$$18) \quad S_{tr}(\varphi) = 2r_b^2 \left\{ \frac{\pi}{z} \varphi^2 - 2 \frac{\pi}{z} (\operatorname{tg}\alpha_w - \frac{\pi}{z}) \varphi + \frac{\pi}{z} \left[1 + 2\operatorname{tg}\alpha_w (\operatorname{tg}\alpha_w - \frac{\pi}{z}) + \frac{4}{3} \left(\frac{\pi}{z} \right)^2 \right] - \frac{1}{6} \operatorname{tg}^3 \alpha_a \right\} -$$

$$- \frac{r_{b1}^2}{3} \operatorname{tg}^3 \alpha_{a1} - r_a^2 \left(\frac{\pi}{z} + \frac{2x(\operatorname{tg}\alpha + \operatorname{tg}\alpha_1) - j}{z} + \operatorname{inv}\alpha + \operatorname{inv}\alpha_1 - \operatorname{inv}\alpha_a - \operatorname{inv}\alpha_{a1} \right) -$$

$$- r_f^2 \left(\frac{\pi}{z} - \frac{2x(\operatorname{tg}\alpha + \operatorname{tg}\alpha_1) - j}{z} - \operatorname{inv}\alpha - \operatorname{inv}\alpha_1 \right).$$

Минималната стойност на захващания обем е при ъгъл $\varphi = \operatorname{tg}\alpha_w - \frac{\pi}{z}$.

$$19) \quad S_{\min} = 2 r_b^2 \left\{ \frac{\pi}{z} \left[\operatorname{tg}^2 \alpha_w + \frac{1}{3} \left(\frac{\pi}{z} \right)^2 + 1 \right] - \frac{1}{6} \operatorname{tg}^3 \alpha_a \right\} - \frac{r_{b1}^2}{3} \operatorname{tg}^3 \alpha_{a1} - r_a^2 \left(\frac{\pi}{z} + \frac{2x(\operatorname{tg}\alpha + \operatorname{tg}\alpha_1) - j}{z} + \operatorname{inv}\alpha + \operatorname{inv}\alpha_1 - \operatorname{inv}\alpha_a - \operatorname{inv}\alpha_{a1} \right) -$$

$$- r_f^2 \left(\frac{\pi}{z} - \frac{2x(\operatorname{tg}\alpha + \operatorname{tg}\alpha_1) - j}{z} - \operatorname{inv}\alpha - \operatorname{inv}\alpha_1 \right).$$

Максималната стойност е при ъгли $\varphi_1 = \operatorname{tg}\alpha_w - \frac{\varepsilon\pi}{z}$ и $\varphi_2 = \operatorname{tg}\alpha_a - 2\frac{\pi}{z}$:

$$20) \quad S_{\max} = 2r_b^2 \left\{ \frac{\pi}{z} (1 + \operatorname{tg}^2\alpha_w) + \left(\frac{\pi}{z}\right)^3 (\varepsilon - 1)^2 + \frac{1}{3} \left(\frac{\pi}{z}\right)^3 - \frac{1}{6} \operatorname{tg}^3\alpha_a \right\} - \frac{r_{b1}^2}{3} \operatorname{tg}^3\alpha_{a1} - \\ - r_a^2 \left(\frac{\pi}{z} + \frac{2x(\operatorname{tg}\alpha + \operatorname{tg}\alpha_1) - j}{z} + \operatorname{inv}\alpha + \operatorname{inv}\alpha_1 - \operatorname{inv}\alpha_a - \operatorname{inv}\alpha_{a1} \right) - \\ - r_f^2 \left(\frac{\pi}{z} - \frac{2x(\operatorname{tg}\alpha + \operatorname{tg}\alpha_1) - j}{z} - \operatorname{inv}\alpha - \operatorname{inv}\alpha_1 \right).$$

Големината на затворения обем се представя в безразмерен вид, като се отнесе към общия обем на междузъбието $V_B = S_B b$, напречното сечение на който е (фиг. 2):

$$21) \quad S_B = r_a^2 \frac{\pi}{z} - \frac{1}{2} r_a^2 \gamma - \frac{2}{6} r_b^2 \operatorname{tg}^3\alpha_a - \frac{2}{6} r_{b1}^2 \operatorname{tg}^3\alpha_{a1} - \frac{1}{2} r_f^2 (\delta + \beta),$$

където γ , δ и β са определени от уравнения (10), (15) и (16) съответно.

Уравнение (21) може да се представи и в следния вид:

$$22) \quad S_B = r_a^2 \frac{\pi}{z} - S_4 - S_6 - \frac{1}{6} (r_b^2 \operatorname{tg}^3\alpha_a + r_{b1}^2 \operatorname{tg}^3\alpha_{a1}).$$

Следователно безразмерната стойност на затворения обем може да се даде в следния вид:

$$23) \quad \frac{V_{tr}}{V_B} = \frac{S_{tr}}{S_B}.$$

За сравнителното изследване по отношение големината на затворения обем за помпи със симетрични и несиметрични еволвентни зъби са използвани дадените в [2] формули за определяне лицето на напречното сечение на помпите със симетрично зацепване. Тези формули, след отчитане на страничната хлабина, имат следния вид:

$$24) \quad \hat{S}_{tr}(\varphi) = 2r_b^2 \left\{ \frac{\pi}{z} \varphi^2 - 2\frac{\pi}{z} (\operatorname{tg}\alpha_w - \frac{\pi}{z}) \varphi + \frac{\pi}{z} \left[1 + 2\operatorname{tg}\alpha_w (\operatorname{tg}\alpha_w - \frac{\pi}{z}) + \frac{4}{3} \left(\frac{\pi}{z}\right)^2 \right] - \frac{1}{3} \operatorname{tg}^3\alpha_a \right\} - \\ - 2r_a^2 \left(\frac{\pi}{2z} + \frac{2x\operatorname{tg}\alpha - 0.5j}{z} + \operatorname{inv}\alpha - \operatorname{inv}\alpha_a \right) - 2r_f^2 \left(\frac{\pi}{2z} - \frac{2x\operatorname{tg}\alpha - 0.5j}{z} - \operatorname{inv}\alpha \right).$$

$$25) \quad \hat{S}_{\min} = 2r_b^2 \left\{ \frac{\pi}{z} \left[\operatorname{tg}^2\alpha_w + \frac{1}{3} \left(\frac{\pi}{z}\right)^2 + 1 \right] - \frac{1}{3} \operatorname{tg}^3\alpha_a - 2r_a^2 \left(\frac{\pi}{2z} + \frac{2x\operatorname{tg}\alpha - 0.5j}{z} + \operatorname{inv}\alpha - \operatorname{inv}\alpha_a \right) - \right. \\ \left. - 2r_f^2 \left(\frac{\pi}{2z} - \frac{2x\operatorname{tg}\alpha - 0.5j}{z} - \operatorname{inv}\alpha \right) \right\}.$$

$$26) \quad \hat{S}_{\max} = 2r_b^2 \left\{ \frac{\pi}{z} (1 + \operatorname{tg}^2\alpha_w) + \left(\frac{\pi}{z}\right)^3 (\varepsilon - 1)^2 + \frac{1}{3} \left(\frac{\pi}{z}\right)^3 - \frac{1}{3} \operatorname{tg}^3\alpha_a \right\} - \\ - 2r_a^2 \left(\frac{\pi}{2z} + \frac{2x\operatorname{tg}\alpha - 0.5j}{z} + \operatorname{inv}\alpha - \operatorname{inv}\alpha_a \right) - 2r_f^2 \left(\frac{\pi}{2z} - \frac{2x\operatorname{tg}\alpha - 0.5j}{z} - \operatorname{inv}\alpha \right).$$

където \hat{S}_{tr} , \hat{S}_{\min} , \hat{S}_{\max} са съответно лицата на напречното сечение на затворения обем във функция на ъгъла на зацепване, минималната и максималната стойност на това лице за помпи със симетрични еволвентни зъбни профили.

Обемът на междузъбното пространство за помпи със симетрично зацепване се определя чрез лицето \hat{S}_B по формулата:

$$27) \hat{S}_v = r_a^2 \frac{\pi}{2} - r_a^2 \left(\frac{\pi}{2z} + \frac{2xtg\alpha - 0.5j}{z} + inv\alpha - inv\alpha_a \right) - r_f^2 \left(\frac{\pi}{2z} - \frac{2xtg\alpha - 0.5j}{z} - inv\alpha \right) - \frac{1}{3} r_b^2 tg^3 \alpha_a.$$

ЧИСЛЕНИ РЕЗУЛТАТИ

При численото изследване са използвани данни на стандартна зъбна помпа (със симетрично зацепване), производство на фирма „Капрони“ гр. Казанлък [7] и разработена на нейна база експериментална помпа с несиметрично зъбно зацепване. Основните геометрични размери на тези помпи са показани в таблица 2.

Таблица 2. Геометрични размери на изследваните зъбни помпи със симетрично и несиметрично зацепване

Означение	Величина	Стойност	
		симетрично	несиметрично
a_w	Действително междуосово разстояние, mm	31,4	31,4
α_a, α_{a1}	Ъгъл на работния и неработния профил в точка от върховата окръжност.	40,19°	40,19° 35,49
z	Брой зъби.	12	12
m	Модул, mm.	2,6234	2,6234
b	Ширина на зъбното колело, mm.	13,2	13,2
α	Профилен ъгъл на изходния контур.	25°	25° 15°
x	Коефициент на изместване на изходния контур.	0	0
x_t	Коефициенти на тангенциална корекция.	0	0
α_w	Ъгъл на зацепване.	25°	25° 15°
d_a	Диаметър на върховата окръжност, mm.	37,351	37,351
d_f	Диаметър на вътрешната окръжност, mm.	24,662	24,662
d_w	Диаметър на началната окръжност, mm.	31,4	31,4
d_b, d_{b1}	Диаметър на основните окръжности на работния и неработния профил, mm.	28.531	28.531 30,408
ε	Коефициент на припокриване.	1.472	1,472 0,983
s_a	Дебелина на зъба по върховата окръжност след отчитане на j , mm.	0.5508	1.0423
p_b	Стъпката на зацепване по основната окръжност, mm.	7.469	7.469 7,961
j	Страничната хлабина по дъга от делителната окръжност, mm.	0.1	0.1

Резултатите от пресмятанятия за максималното и минималното лице на напречно сечение на затворения обем, както и за лицето на междузъбието за двете сравнявани помпи, са дадени в табл. 3.

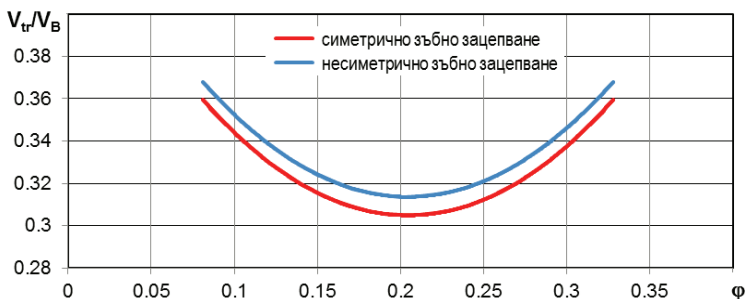
Таблица 3. Стойности на лицето на напречното сечение на затворения обем при използване на симетрична и несиметрична предавка

Величина / Резултати	Симетрично зацепване		Несиметрично зацепване	
	зависимост	стойност	зависимост	стойност
Максимална напречна площ на затворения обем, mm ²	Уравнение (26)	10.699	Уравнение (20)	11.009
Максимална напречна площ на затворения обем, mm ²	Уравнение (25)	9.073	Уравнение (19)	9.383
Лице на напречното сечение на междузъбието, mm ²	Уравнение (27)	29.763	Уравнение (22)	29.920

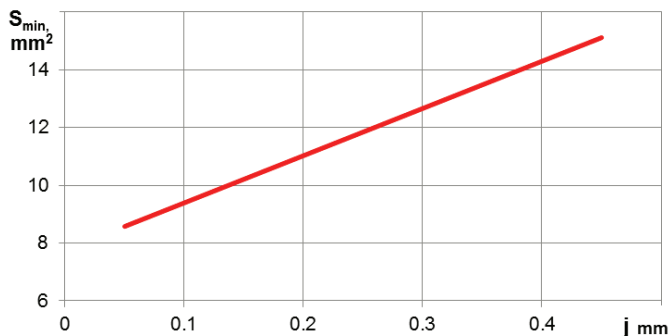
Анализът на резултатите от табл. 3 показват, че при използване на зъбна помпа с несиметрични зъби се получават по-големи стойности на затворения

(захапания) обем в сравнение с този за помпа със симетрични зъби. Причината за това може да се търси в увеличаване обема на междузъбието, поради по-късата част на неработния еволвентен профил на зъбите. В същото време получените резултати показват, че разликата между максималния и минималния затворен обем при помпите с несиметрични зъби е една и съща.

Изменението на относителния затворен обем във функция на ъгъла на завъртане на зъбните колела е дадено на фиг. 3. Добре се вижда от фигурата, че графиката за помпата с несиметрични профили се разполага над тази за случая на симетрично зъбно зацепване, като двете зависимости са почти еквиливантни линии.



Фиг.3. Изменение на относителния затворен обем от ъгъла на завъртане на вала за симетрично и несиметрично зацепване



Фиг.4. Зависимост на минималната стойност на затворения обем от страничната хлабина

Големината на страничната хлабина на предавката j също оказва влияние върху големината на захапания обем. На фиг. 4 е показано това влияние върху стойността на минималното лице на напречното сечение на затворения обем. С увеличаване на страничната хлабина j лицето S_{min} нараства почти линейно.

ИЗВОДИ

- Получена е зависимост (18) за определяне на затворения (захапания) обем в междузъбието на зацепените колела за помпа с несиметрично еволвентно зацепване във функция на основните геометрични параметри на предавката.

- Определени са стойностите на минималния и максималния затворен обем, което дава възможност за проектиране на разтоварващите канали в страничните капаци.
- Показано е, че големината на минималния запахан обем при помпа с несиметрично зацепване е сравнително по-голяма от тази за помпа със симетрично зацепване. Това се дължи на използването на неработен еволвентен профил, при който $\alpha_1 < \alpha$. В същото време разликата между максималния и минималния обем при двете помпи (със симетрично и несиметрично зацепване) е една и съща.
- Страничната хлабина на предавката j оказва съществено влияние върху стойността на минималния запахан обем.

Литература

- [1] Алипиев, О., Г. Попов. Геометрично проектиране на зъбни помпи с несиметрично еволвентно зацепване // Механика на машините 100, Година XXI, Книга 1, Варна 2013, стр. 71-76.
- [2] Рыбкин, Е.А, А.А.Усов, Шестеренные насосы для металлорежущих станков, Машгиз, Москва, 1960.
- [3] Попов, Г. Ст. Обемни хидравлични машини. УИЦ при РУ “Ангел Кънчев“, Русе, 2013г. 200 стр.
- [4] Khalaf Hassan Ali. The design and performance of gear pumps with particular reference to marginal suction condition”. Cranfield Institute of Technology School of Mechanical Engineering, Ph. D Thesis, 1988-89.
- [5] STUPA, V. I., Analytical determination of the pressure in the inter-tooth space of a metering gear pump. Translated from Khimicheski Volokan, No. 2, pp53-55, March-April,
- [6] YANADA, H., ALCHIKAWA, T. Study of the trapping of fluid in a gear pump. Proc. Inst. of Mech. E., vol. 201,NO. A1, pp39-45,1984.
- [7] www.caproni.bg

За контакти:

Проф. д-р Генчо Попов, катедра “Топлотехника, хидравлика и екология”, Русенски университет “Ангел Кънчев”, e-mail: gspopov@uni-ruse.bg

Проф. д-р Огнян Алипиев, катедра РНММЛХТ, Русенски университет “Ангел Кънчев”, e-mail: alipiev@uni-ruse.bg

Инж. Уисам Р. Мхана – редовен докторант в катедра “Топлотехника, хидравлика и екология”, Русенски университет “Ангел Кънчев”, e-mail: wesam_mhana@yahoo.com

Инж. Ивайло Николаев, катедра “Топлотехника, хидравлика и екология”, Русенски университет “Ангел Кънчев”, e-mail: nikolaev@uni-ruse.bg.

Докладът е рецензиран.