

## Сравнително изследване на обемните загуби през радиалната хлабина при зъбни помпи със симетрично и с несиметрично еволвентно зацепване

Уисам Мхана

**Comparative study of volumetric losses through the radial clearance in gear pumps with symmetrical and asymmetrical involute gears:** In this work the volumetric losses in the radial clearance in gear pump with asymmetrical involute gears have been examined, relationship for calculating these losses, taking into account the influence of the non-worked involute angle of the rack. . Also a comparison between the volumetric losses in standard pump (with symmetrical profiles) and developed pump (with asymmetrical profiles) has been done. The obtained results showed that gear pumps with asymmetric tooth profiles give less volumetric loss in compare with these losses obtained by using symmetric tooth profiles, this is due to the greater length of the arc of the tooth at the addendum circle obtained in pumps with asymmetrical meshing.

**Keywords:** gear pump, asymmetrical tooth profiles, radial leakages, and volumetric losses

### ВЪВЕДЕНИЕ

В последните години се наблюдава засилен интерес към нетрадиционните еволвентни предавки със симетрични и несиметрични зъби. Тези предавки могат да се използват в автомобилни трансмисии, вятърни турбини, зъбни хидравлични машини и други устройства, при които движението се предава само в една посока. Този интерес е продиктуван от редица техни предимства, които са възможността за намаляване на броя на зъбите на колелата допълнително, спомагане за повишаване на коефициента на продължителността в работната посока на движение чрез увеличаване на ъгъла на зацепване между работните профили за сметка на намаляване на ъгъла на зацепване между неработните профили; едновременно с това, при равни други условия нараства дебелината на зъба при върховата окръжност [1,5].

Зъбните помпи са един от най-разпространените ротационни обемни помпи, използвани в хидрозадвижванията в общото машиностроене. Те се характеризират с проста и технологична конструкция, което позволява използването на високо производителни технологии при тяхното изработване. Това ги прави сравнително евтини машини, което определя и тяхното широко използване практиката [3].

Целта на настоящата работа е да се проведе сравнително изследване на обемните загуби през радиалната хлабина на такива зъбни помпи със симетрични и несиметрични еволвентни профили на зъбите.

### РАДИАЛНИ ПРОТЕЧКИ

Обемните загуби от протечки в зъбните помпи се получават между нагнетателната и смукателната камери по три пътя:

- През радиалната хлабина между върховете на зъбите и корпуса.
- През челната хлабина между челните повърхности на зъбните колела и повърхностите на уплътняващите части (лагерни втулки или капаци).
- През зоната на зацепване на зъбите в резултат на неплътност в контакта между зъбните профили.

Радиалните протечки между върха на зъба и корпуса могат да се представят като сума от два дебита – фиг.1. Първият се получава от разликата в налягането през дъгата по върха на зъба  $\Delta Q_1$ , с посока към смукателната страна, а вторият  $\Delta Q_2$  е следствие от фрикционното течение, което е в обратна посока на пада на налягането. Затова протечките през радиалната хлабина може да се представят по следния начин:

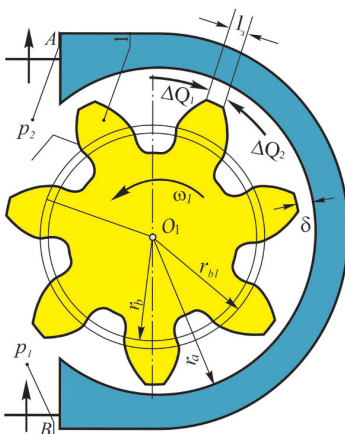
$$1) \quad \Delta Q_{\text{пр}} = 2(\Delta Q_1 - \Delta Q_2).$$

където  $\Delta Q_1 = \Delta p \frac{\delta^3}{12\mu l} b$  са протечките от разликата в налягането;  $\Delta Q_2 = \omega \frac{\delta r_a}{2} b$  - протечките от фрикционно течение;  $\Delta p = p_d - p_s$  - налягането на помпата;

За общите радиални протечки се получава:

$$2) \quad \Delta Q_{\text{пр}} = 2 \left( \Delta p \frac{\delta^3}{12\mu l} - \omega \frac{\delta r_a}{2} \right) b,$$

където:  $\delta$  е радиалната хлабина между върховете на зъбите и корпуса в уплътнителния участък между смукателната и нагнетателната зона на помпата;  $\mu$  - динамичният вискозитет на течността;  $l$  - Общата дължина на дъгата на радиалната уплътнителна хлабина;  $\omega$  - ъгловата скорост на колелото;  $r_a$  - радиусът на върховата окръжност;  $b$  - ширината на зъбните колела.



фиг.1. Обемни загуби през радиалната хлабина

Башта [2] предлага вместо отчитане на общата дължина  $l$  на дъгата на хлабината да се отчита само сумата от дължините на дъгите  $l_3$  на  $z_n$  броя зъби, които са в областта на уплътнителния участък. При това формула (2) добива вида

$$3) \quad \Delta Q_{\text{пр}} = 2 \left[ \Delta p \frac{\delta^3}{12\mu z_n l_3} - \omega \frac{\delta r_a}{2} \right] b.$$

Радиалната хлабина  $\delta$  зависи от големината на хидравличното натоварване, хлабините в лагерите, подаването (огъването) на валове, ексцентричното разположение на колелата и отворите в тялото и радиалното биене на зъбните колела.

С отчитане на изложените показатели, които въздействат върху големината на радиалната хлабина, Рыбкин и Усов [4] предлагат следната формула за средната стойност на радиалната протечка

$$4) \quad \Delta Q_{\text{пр}} = 2 \left[ \Delta p \frac{(D_T - D_a)^3}{96\mu l_3 z_n} - \omega \frac{D_a}{4} (D_T - D_a) \right] b,$$

където:  $D_T$  е диаметърът на разстързания отвор в тялото,  $D_a$  - диаметърът на върховата окръжност на зъбното колело.

# МЕТОДИКА НА ИЗСЛЕДВАНЕТО

Зъбните помпи с несиметрични зъби се характеризират с много особености, които може да влияят върху работата им. Една от тези особености е възможността за намаляване на профилния ъгъл на неработния профил  $\alpha_1$  на зъбното колело, което води до увеличаване на дължината на дъгата по върховата окръжност на колелото и увеличаване на изолацията между зъбните колела и корпуса на помпата.

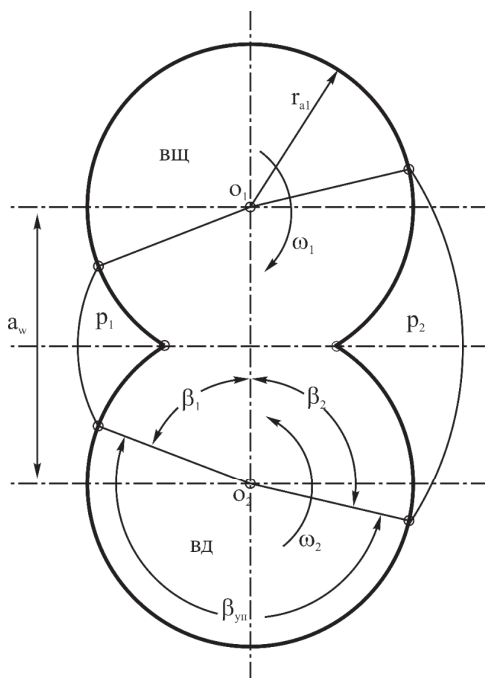
За да се изследва влиянието на този показател ( $\alpha_1$ ) върху радиалните протечки между върховете на зъбите и корпуса на помпата, е необходимо да се получи формула, в която да се отчете влиянието на ъгъла на изходния контур на неработния профил.

Определянето на броя зъби  $z_n$ , които са в радиалния уплътнителен участък зависи от конфигурацията на смукателната и нагнетателните камери на помпата, определена от ъглите  $\beta_1$  и  $\beta_2$  - фиг. 2. Ъгълът, определящ радиалния уплътнителен участък е:

$$5) \quad \beta_{yn} = 2\pi - (\beta_1 + \beta_2).$$

За определяне на броя зъби, които са в уплътнителната зона се използва следната зависимост:

$$6) \quad z_n = \frac{z\beta_{yn}}{2\pi} + 1.$$



Фиг. 2 Схема на смукателната и нагнетателната камери

Дължината на радиалната хлабина при несиметрични помпи представлява дъгата на зъба по върховата окръжност ( $l_3 = s_a$ ), която се определя от следата формула [1]

$$7) \quad I_3 = S_a = r_a \left( \frac{\pi}{z} + \frac{2x(\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \alpha_1)}{z} \right) j + \operatorname{inv} \alpha + \operatorname{inv} \alpha_1 - \operatorname{inv} \alpha_a - \operatorname{inv} \alpha_{a1}.$$

След заместването на уравнение (6) в (3) се получава:

$$8) \quad \Delta Q_{\text{пр}} = \frac{\omega b}{r_a} \left[ \Delta p \frac{\delta^3}{12 \omega \mu z_n \left( \frac{\pi}{z} + \frac{2x(\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \alpha_1)}{z} \right) j + \operatorname{inv} \alpha + \operatorname{inv} \alpha_1 - \operatorname{inv} \alpha_a - \operatorname{inv} \alpha_{a1}} - \frac{\delta r_a^2}{2} \right].$$

Като се използва безразмерната величина  $\sigma = \frac{\mu \omega}{\Delta p}$  (често наричана число на Sommerfield или режимен параметър), уравнение (8) приема следния вид:

$$9) \quad \Delta Q_{\text{пр}} = \frac{\omega b}{r_a} \left\{ \frac{\delta^3}{12 \sigma z_n \left( \frac{\pi}{z} + \frac{2x(\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \alpha_1)}{z} \right) j + \operatorname{inv} \alpha + \operatorname{inv} \alpha_1 - \operatorname{inv} \alpha_a - \operatorname{inv} \alpha_{a1}} - \frac{\delta r_a^2}{2} \right\}.$$

където:  $x$  е коефициентът на изместване на изходния контур;  $j$  - страничната хлабина на предавката;  $\alpha$ ,  $\alpha_1$  - профилните ъгли на работния и неработния профил.

Получаната зависимост дава възможност да се изследват обемните загуби през радиалната хлабина във функция от геометричните размери на колелата и хлабината между зъбите на помпи с несиметрични профили.

Големината на обемните загуби  $\Delta Q_{\text{пр}}$  се представя в безразмерен вид, като се отнася към теоретичния дебит  $Q_T$  на помпата –  $\frac{\Delta Q_{\text{пр}}}{Q_T}$

## РЕЗУЛТАТИ

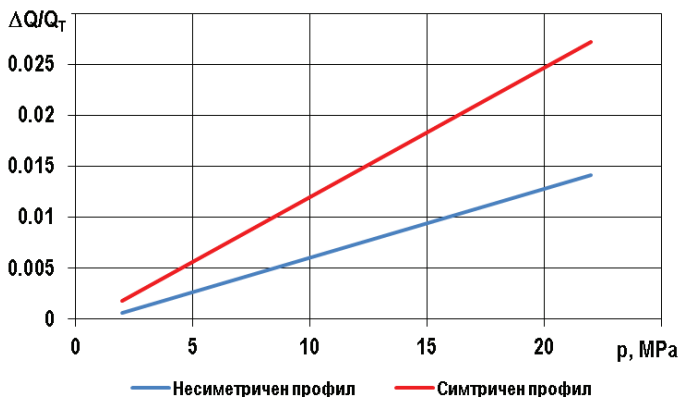
За пресмятания на обемните загуби  $\Delta Q_{\text{пр}}$  през радиалната хлабина при несиметрично зацепване, са използвани данните за стандартна зъбна помпа, производство на фирма „Капрони“ – гр. Казанлък и разработена на нейна база експериментална помпа с несиметрично зъбно зацепване. Основните геометрични размери на двата вида помпи са поставени в таблица 1 [6].

Т а б л и ц а 1. Геометрични размери на зъбните помпи със симетрично и с несиметрично зацепване

Означени е	Величина	Стойност	
		симетрично	несиметрично
$a_w$	Действително междуосово разстояние, mm	31,4	31,4
$\alpha$	Профилен ъгъл на изходния контур	25°	25° 15°
$z$	Брой зъби	12	12
$m$	Модул, mm	2.6234369	2.6234369
$b$	Ширина на зъбното колело, mm	13.17	13.17
$\alpha_w$	Ъгъл на зацепване	25°	25° 15°
$x$	Коефициент на изместване на изходния контур, mm	0	0
$d_a$	Диаметър на върховата окръжност, mm	37,351	37,351
$d_f$	Диаметър на вътрешната окръжност, mm	24,699	24,699
$d_w$	Диаметър на началната окръжност, mm	31,4	31,4

$\alpha_a, \alpha_{a1}$	Ъгъл на работния и неработния профил в точка от върховата окръжност.	40.19 <sup>0</sup>	40.19 <sub>0</sub>	35.49 <sup>0</sup>
$d_b, d_{b1}$	Диаметър на основните окръжности на работния и неработния профил, mm.	28.531	28.53	30.408
$s_a$	Дебелина на зъба по върховата окръжност след отчитане на $j$ , mm.	0.609	1.0423	
$b$	Ширина на колелото mm.	13.2	13.2	
$\delta$	Радиалната хлабина mm.	0.0245	0.0245	
$\mu$	Динамичен вискозитет на течността.	0.0483	0.0483	
$q$	Работен обем на помпа cm <sup>3</sup> .	8,2	8,2	
$j$	Страничната хлабина по дъга от делителната окръжност, mm.	0.1	0.1	
$\beta_{yn}$	Уплътняващ ъгъл	195°	195°	
$z_n$	Брой зъби в уплътнителната зона	7	7	

На фиг. 3 е показано измемнеието на отнистелните обемни загуби през радиалната хлабина за двете изследвани помпи. Добре се вижда, че при помпата с несиметрични профили тезаи загуби са по-малки, като трендът на нарастване при тях е по-малък. Това, както и следва да се очква, се дължи на по-голямата дължина на дъгата на зъба по върховата окръжност при несиметричните зъби, Това води до подобряване на уплътнителния ефект на хлабината между върховете на зъбите и корпуса на помпата.



Фиг. 3. Радиални протечки спрямо работното налягане на двата вида помпи ( $n=1000$ )

Изследвана е възможността за подобряване на уплътнителния ефект на радиалната хлабина чрез увеличаване броя зъби на зъбните колела при запазване на останалите основни геометрични размери. Резултатите показват, че при помпата със симетричен профил на зъбите не е възможно увеличаване на техния брой. Това е поради факта, че дебелината на върха на зъба става недопустимо малка (намалява от  $s_a = 0,609$  mm при  $z = 12$  до  $s_a = 0,276$  mm, при  $z = 13$ ) и не е изпълнено следното условие [1]:

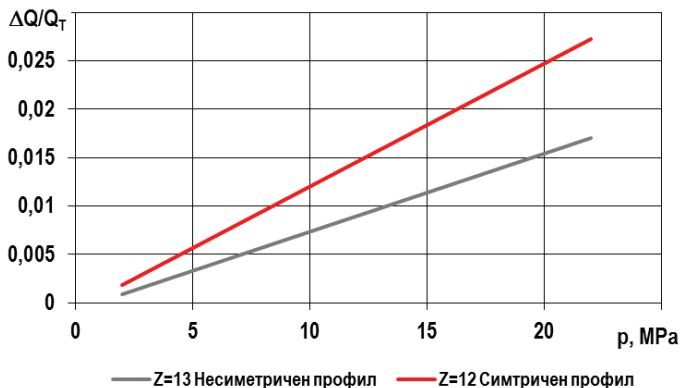
$$10) \quad s_a \geq s_a^* \cdot m = 0,603 \div 0,725.$$

Тук  $s_a^*$  е безразмерен коефициент, зависещ от якостта на върха на зъба,

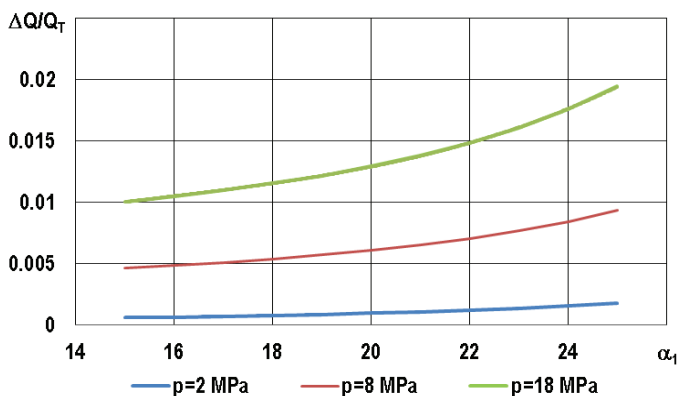
получена след съответната термообработка на зъбните колела ( $s_a^* = 0,25 \div 0,3$ ) [1].

При зъбни помпи с несиметрични профили техният брой може да се увеличи с един зъб, при което дебилната на зъба по върха намалява от  $s_a = 1,0423$  mm при  $z = 12$  до  $s_a = 0,760$  mm при  $z = 13$ , като се удовлетворява условие (10). Едновременно с това броят на зъбите, които са в уплътнителния участък, се увеличава, съгласно зависимост (5), което води както до подобряване на уплътнителния ефект на радиалната хлабина, така и до намаляване кинематичната неравномерност на дебита. В същото време обаче това ще бъде придружено от известно намаляване на работния обем на машината.

На фиг. 4 са представени резултатите от това изследване. Добре се вижда, че въпреки намаляването на дължина на зъба по върховата окръжност вследствие на увеличаването с един зъб при несиметричната помпа, обемните загуби остават по-малки в сравнение с тези при симетричната помпа.



Фиг. 4. Изменение на радиалните обемни загуби спрямо работното налягане на зъбни помпи с несиметрични профили при различни брой зъби ( $n=1000 \text{ min}^{-1}$ )



Фиг.5. Изменение на радиалните обемни загуби спрямо профилен ъгъл на изходния контур на неработния профили ( $n=1000 \text{ min}^{-1}$ )

Интерес представлява изясняването на въпроса за влиянието на профилния ъгъл на изходния контур на неработния профил върху радиалните протечки  $\Delta Q_{\text{пр}}$  на зъбни помпи с несиметрично зацепване, определени по формула (9).

На фиг. 5 е показано влиянието на профилния ъгъл на неработния профил  $\alpha_1$  върху радиалните протечки при различни стойности на работното налягане (2Мра, 8Мра, 18Мра). От нея се вижда, че радиалните протечки растат пропорционално с нарастване на налягането, но най-малките протечки се осигуряват при по-малките ъгли на неработния профил  $\alpha_1$ .

### ИЗВОДИ

- Получена е зависимост (9) за пресмятане на обемните загуби през радиалната хлабина за помпи с несиметрично зъбно зацепване при режим на ламинарно течение. Тя отчита влиянието на профилния ъгъл на изходния контур  $\alpha_1$  на неработния профил върху големината на радиалните протечки при тези помпи. Намаляването на този ъгъл води до увеличаване на дължината на дъгата на зъба по върховата окръжност на зъбното колело, с което се подобрява на уплътнението на хлабината между зъбите и корпуса на помпата.

- Използването на зъбни помпи с несиметрични зъбни профили дава възможност за увеличаване броя на зъбите на колелата и осигурява по-добро уплътнение между върховете на зъбите и корпуса на помпата, спрямо тези със симетрично зъбно зпване.

**Благодарности:** докладът отразява резултати от работата по проект No 2015 – АИФ – 03, финансиран от фонд „Научни изследвания“ на Русенския университет.“

### 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] Башта, Т.М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем. Москва, Машиностроение, 1974.
- [3] Попов, Г. Ст. Обемни хидравлични машини. УИЦ при РУ “Ангел Кънчев“, Русе, 2013г. 200 стр.
- [4] Рыбкин, Е.А, А.А.Усов, Шестеренные насосы для металлорежущих станков, Машгиз, Москва, 1960.
- [5] Kapelevich, A. Geometry and design of involute spur gear with asymmetric teeth, Mechanism and Machine Theory, Vol.35, 2000, p117-130.
- [6] www.caproni.bg

### За контакти:

инж. Уисам Мхана – Русенски университет „Ангел Кънчев“, катедра ТХЕ

**Докладът е рецензиран.**