

Ю.В. Кулешков, канд. тех. наук,

А.А. Матвиенко,

Т.В. Руденко, канд. тех. наук

Кировоградский национальный технический университет

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ УТЕЧЕК ЧЕРЕЗ ТОРЦЕВОЙ МЕЖЦЕНТРОВЫЙ ЗАЗОР ШЕСТЕРЕННОГО НАСОСА ТИПА НШ

Запропоновано новий підхід до втрат робочої рідини через зазор в спряженні торців втулок і шестерень насоса. Поділ втрат робочої рідини на три складові дозволив вдосконалити існуючі уявлення про торцеві втрати робочої рідини шестеренного насоса. Вперше створено математичну модель втрат робочої рідини через міжцентровий сектор торцевого спряження шестерень з ущільнюючою поверхнею втулок.

New approach is offered to the losses of working liquid through a butt end gap in the in gear pumps of HSH-type. Dividing of losses of working liquid into three allowed to perfect constituents existent pictures of losses of butt ends of working liquid in gear pumps. The mathematical model of losses of working liquid through the intercentral sector of butt end interface is offered in first time.

Введение

Современные представления про торцевые утечки в шестеренных насосах основываются на утверждении о том, что они направлены от периферии к центру рис. 1 [1] и далее по подшипниковому зазору в камеру низкого давления (рис. 2) [2].

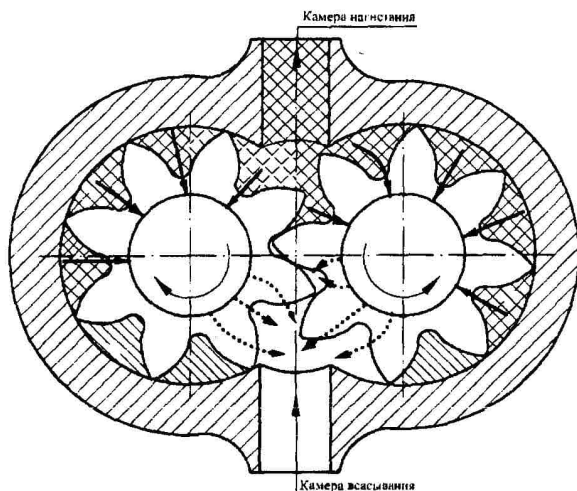


Рис. 1. Схема внутренних утечек в шестеренном насосе.

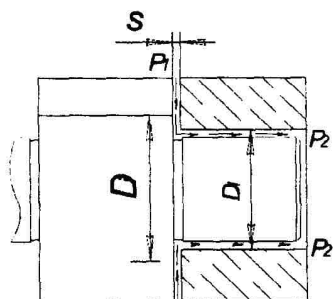


Рис. 2. Схема направления утечек через торцевой зазор.

Основываясь на этих предположениях, была разработана математическая модель утечек рабочей жидкости через торцевой зазор. В этом направлении работали многие авторы, но наиболее удачную модель описана в [3] для случая двух взаимно вращающихся колец, сопрягающихся своими торцами.

Применительно к шестеренным насосам эта модель принимает такой вид:

$$q_{mk} = \left[\Delta P - \frac{3\rho\omega^2}{20} (R^2 - r_u^2) \right] \frac{\beta_{\text{вд}} \delta_6^3}{12\mu \ln \frac{R}{r_u}}, \quad (1)$$

где $\frac{3\rho\omega^2}{20} (R^2 - r_u^2)$ — центробежная составляющая, препятствующая утечкам; ρ — плотность рабочей жидкости, кг/м^3 ; R — внешний радиус кольца, м ; r_u — внутренний радиус кольца, м ; μ — динамическая вязкость, $\text{Па} \cdot \text{с}$; $\beta_{\text{вд}}$ — коэффициент протяженности камеры высокого давления, рад .

Однако результаты расчетов по представленной модели имеют существенные расхождения (25%...40% от расчетного значения утечек в зависимости от величины зазора) с результатами экспериментальных исследований. Это побудило авторов к усовершенствованию математической модели внутренних утечек через торцевой зазор. Кроме того, авторами работы [4] совершенно справедливо замечено, что в действительности, кроме потока утечек рабочей жидкости в радиальном направлении, имеют также место утечки рабочей жидкости через торцевой зазор в зоне зацепления зубьев шестерен.

Основные результаты исследования

Целью исследования является анализ существующих представлений об утечках рабочей жидкости через торцевые зазоры и разработка новой математи-

ческой модели утечек рабочей жидкости через межцентровую область торцевого зазора сопряжения шестерен с втулками шестеренного насоса.

При разработке математической модели утечек рабочей жидкости через торцевые зазоры шестеренного насоса будем исходить из предпосылок, состоящих в том, что утечки рабочей жидкости через торцевые сопряжения шестерен и втулок происходит параллельно по трем направлениям (рис. 3):

- через кольцевой торцевой зазор на угловом протяжении $\beta_{\text{до}}$, соответствующем камере высокого давления в направлении от периферии к центру шестерен насоса;
- через торцевой зазор, непосредственно отделяющий камеру нагнетания от камеры всасывания в зоне сопряжения зубьев шестерен — назовем этот зазор торцевой межцентровый зазор (ТМЦЗ);
- через торцевой зазор зубьев, находящихся в переходной зоне возрастания давления, — назовем его торцевым зазором в переходной зоне.

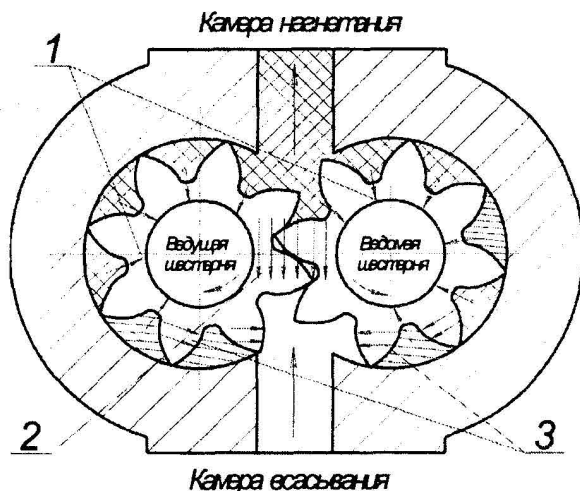


Рис. 3. Предлагаемая модель внутренних утечек рабочей жидкости через торцевой зазор

- 1 — утечки через кольцевой торцевой зазор [1, 2];
- 2 — утечки через торцевой межцентровый зазор;
- 3 — утечки через торцевой зазор в переходной зоне.

В настоящей работе, прежде всего, рассмотрены утечки рабочей жидкости через ТМЦЗ. Следует отметить, что на утечки рабочей жидкости через этот зазор оказывают влияние два фактора — перепад давления между камерами нагнетания и всасывания (напорная составляющая) и фрикционная составляющая утечек — часть жидкости, переносимая из камеры нагнетания в камеру всасывания, которая увлекается вращающимися шестернями.

Основная трудность, возникающая при разработке математической модели утечек через ТМЦЗ в шестеренном насосе — определение длины уплотняюще-

го элемента шестерен в ТМЦЗ, поскольку эта длина является переменной величиной как по высоте зуба вследствие его эвольвентного профиля, так и в зависимости от угла поворота зуба шестерни.

Рассмотрим прежде всего закономерности напорной составляющей утечек через ТМЦЗ зуба ведущей шестерни в определенный фиксированный момент работы шестеренного насоса, когда зуб шестерни находится в строго горизонтальном положении (рис. 4).

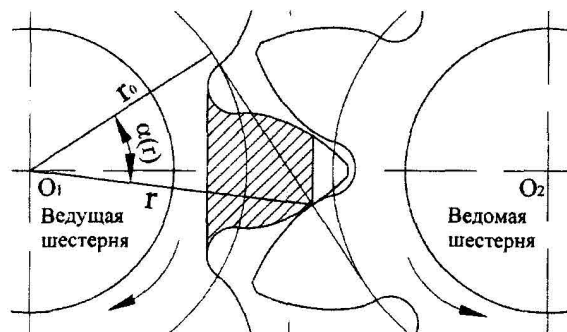


Рис. 4. Область утечек через зуб ведущей шестерни в момент, когда зуб шестерни находится в горизонтальном положении.

Разделив зуб шестерни в поперечном направлении на n элементарных отрезков и зная величину утечек через элементарный отрезок [3], утечки через весь зуб шестерни найдем как сумму утечек на каждом из упомянутых отрезков:

$$Q = \frac{\Delta P \cdot \delta^3}{12 \cdot \mu} \cdot \int_{R_i}^{r_L} \frac{dr}{l(r)}, \quad (2)$$

где R_i — радиус окружности впадин, мм; r_L — радиус, соответствующий точке на линии зацепления для данного момента работы шестеренного насоса, мм.

Длина зазора $l(r)$ является хордой, которая зависит от соответствующего радиуса:

$$l(r) = 2 \cdot r \cdot \sin \frac{\varphi(r)}{2}, \quad (3)$$

где $\varphi(r)$ — центральный угол, опирающийся на дугу радиуса r .

Угол $\varphi(r)$ можно определить через центральный угол, опирающийся на дугу радиуса основной окружности φ_0 :

$$\varphi(r) = \varphi_0 - 2 \operatorname{inv} \alpha(r). \quad (4)$$

Текущий угол $\alpha(r)$ можно выразить из прямоугольного треугольника, сторонами которого являются отрезок линии зацепления, радиус основной окружности r_0 и текущий радиус r (рис. 4):

$$\alpha(r) = \arccos \frac{r_0}{r}. \quad (5)$$

Таким образом, зависимость длины зазора от текущего радиуса принимает такой вид

$$l(r) = 2 \cdot r \cdot \sin\left(\frac{\varphi_0}{2} - \operatorname{inv}\left(\arccos \frac{r_0}{r}\right)\right). \quad (6)$$

Исходя из этого, напорная составляющая утечек через ТМЦЗ зуба ведущей шестерни для фиксированного момента работы насоса, когда зуб находится в строго горизонтальном положении, принимает вид:

$$Q = \frac{\Delta P \cdot \delta^3}{24 \cdot \mu} \cdot \int_{R_1}^{r_L} \frac{dr}{r \cdot \sin\left(\frac{\varphi_0}{2} - \operatorname{inv}\left(\arccos \frac{r_0}{r}\right)\right)}. \quad (7)$$

Полученный интеграл в аналитическом виде выразить не удалось, но он определяется численным методом.

В действительности при вращении шестерен зуб изменяет свое положение, а утечки остаются неизменно направленными из камеры нагнетания в камеру всасывания, перпендикулярно горизонтальной оси насоса. Рассмотрим случай, когда зуб ведущей шестерни расположен под произвольным углом ψ к горизонтальной оси и найдем выражение, в соответствии с которым можно определить длину пути утечек (рис. 5).

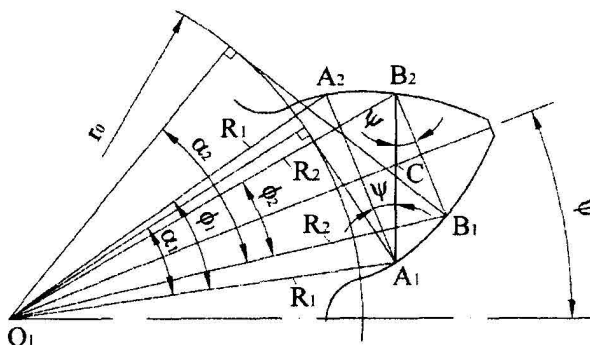


Рис. 5. Схема для определения длины торцевого межцентрового зазора при произвольном угле наклона зуба.

Из рис. 5 видно, что искомая длина $l = A_1B_2$ состоит из двух частей:

$$A_1B_2 = A_1C + CB_2; \quad (8)$$

$$l = l_1 + l_2. \quad (9)$$

Каждую из этих частей можно найти, зная, на какой радиус и угол они опираются, а также угол наклона шестерни ψ :

$$l = R_1 \cdot \frac{\sin \varphi_1}{\cos \psi} + R_2 \cdot \frac{\sin \varphi_2}{\cos \psi}. \quad (10)$$

Подставив в зависимость (10) значение углов φ_1 и φ_2 из зависимостей (4) и (5), получим

$$l = R_1 \cdot \frac{\sin\left(\frac{\varphi_0}{2} - \operatorname{inv}\left(\arccos \frac{r_0}{R_1}\right)\right)}{\cos \psi} + R_2 \cdot \frac{\sin\left(\frac{\varphi_0}{2} - \operatorname{inv}\left(\arccos \frac{r_0}{R_2}\right)\right)}{\cos \psi}. \quad (11)$$

Из треугольника $A_1O_1B_2$, воспользовавшись теоремой синусов, запишем уравнение для нахождения радиуса R_2

$$\frac{R_1}{\sin\left(90^\circ - \frac{\varphi_2}{2} - \psi\right)} = \frac{R_2}{\sin\left(90^\circ - \frac{\varphi_1}{2} + \psi\right)}. \quad (12)$$

Упростим полученное уравнение

$$R_2 \cdot \cos\left(\frac{\varphi_2}{2} + \psi\right) = R_1 \cdot \cos\left(\frac{\varphi_1}{2} - \psi\right). \quad (13)$$

Используя зависимости (4) и (5), получаем

$$R_2 \cdot \cos\left(\frac{\varphi_0}{2} - \operatorname{inv}\left(\arccos \frac{r_0}{R_2}\right) + \psi\right) = R_1 \cdot \cos\left(\frac{\varphi_0}{2} - \operatorname{inv}\left(\arccos \frac{r_0}{R_1}\right) - \psi\right). \quad (14)$$

Учитывая, что в данном случае радиус R_1 выступает в роли переменной r , по которой производится интегрирование, а радиус R_2 — величина, зависящая от r , можем записать формулу для определения напорной составляющей утечек через ТМЦЗ при определенном угле наклона зуба шестерни ψ

$$Q = \frac{\Delta P \cdot \delta^3}{12 \cdot \mu} \cdot \int_{R_1}^{r_L} \left[\frac{1}{r \cdot \frac{\sin\left(\frac{\varphi_0}{2} - \operatorname{inv}\left(\arccos \frac{r_0}{R_1}\right)\right)}{\cos \psi}} + \frac{\sin\left(\frac{\varphi_0}{2} - \operatorname{inv}\left(\arccos \frac{r_0}{R_2(r)}\right)\right)}{\cos \psi} \right] dr. \quad (15)$$

Угол наклона шестерни изменяется в пределах от ψ_1 до ψ_2 . Эти пределы характеризуют начало и конец нахождения зуба между областями высокого и низкого давления. При этом в момент поворота шестерни на угол ψ_1 относительно горизонта очеред-

ная пара зубьев входит в зону уплотнения ТМЦЗ, которая определяется зоной перепада давления рабочей жидкости между камерами нагнетания и всасывания. При повороте шестерни на угол $\Delta\psi = \psi_2 - \psi_1$ в зоне уплотнения находится упомянутая пара зубьев, а при достижении угла поворота ψ_2 — упомянутая пара зубьев выходит из зоны уплотнения ТМЦЗ.

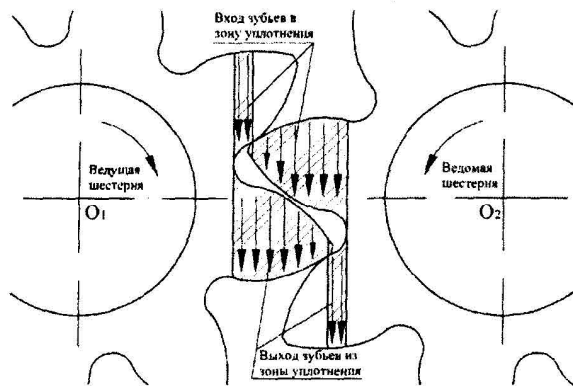


Рис. 6. Момент смены пар зубьев в зоне уплотнения ТМЦЗ.

На рис. 6 показан момент смены пар зубьев в зоне уплотнения ТМЦЗ. Он соответствует моменту, при котором защемленный объем достигает своего минимального значения. При дальнейшем проворачивании шестерен защемленный объем начинает увеличиваться, тем самым превращаясь в область низкого давления. Таким образом, нижняя пара зубьев уже не разделяет зоны высокого и низкого давления — эта функция перешла на верхнюю пару зубьев.

Продолжительность цикла, выраженную через угол поворота шестерни, можно определить как

$$\frac{z}{2\pi},$$

где z — число зубьев шестерни, которое и есть количеством циклов за один оборот.

Далее возникает задача определения утечек через ТМЦЗ для одного зуба за один цикл, умножив которые на количество зубьев, можно будет определить утечки через ТМЦЗ, приходящиеся на одну шестерню.

В насосах с одинаковым числом зубьев шестерен на второй шестерне возникают точно такие же циклические изменения утечек через ТМЦЗ, как и на первой. Разница лишь в том, что утечки в ТМЦЗ через разные шестерни находятся в противофазе — когда область утечек через зазор зуба первой шестерни минимальная, то в этот момент область утечек зуба второй шестерни максимальная и наоборот (рис. 6). В полюсе же зацепления области утечек обеих зубьев одинаковы.

Из рис. 7 видим, что момент прекращения существования защемленного объема соответствует углу наклона зуба ведущей шестерни, который можно определить в соответствии с зависимостью

$$\psi_{\text{кон.з.об}} = \frac{2 \cdot \pi}{z} - \left(\gamma_e - \alpha - \frac{\varphi_e}{2} \right), \quad (16)$$

где γ_e — угол радиус-вектора эвольвенты в вершине зуба, рад; α — угол зацепления передачи, рад; φ_e — центральный угол, соответствующий дуге по окружности головок, рад.

Угловую продолжительность существования защемленного объема можно выразить через коэффициент перекрытия зубчатой передачи ε [5]

$$\varphi_{\text{з.об}} = \frac{2 \cdot \pi}{z} (\varepsilon - 1). \quad (17)$$

Зная продолжительность существования защемленного объема и угол наклона шестерни в конце существования защемленного объема $\psi_{\text{кон.з.об}}$, можем найти угол наклона шестерни в середине существования защемленного объема $\psi_{\text{ср.з.об}}$, что является началом и концом цикла:

$$\psi_1 = \psi_{\text{ср.з.об}} = \psi_{\text{кон.з.об}} + \frac{\varphi_{\text{з.об}}}{2}; \quad (18)$$

$$\psi_1 = \frac{2 \cdot \pi}{z} - \gamma_e + \alpha + \frac{\varphi_e}{2} + \frac{\pi}{z} (\varepsilon - 1). \quad (19)$$

Учитывая, что $\varphi_e = \varphi + 2 \cdot \text{inv} \alpha - 2 \cdot \text{inv} \gamma_e$ и упростив выражение (19), получаем окончательное выражение для угла наклона шестерни, при котором начинается цикл утечек через ТМЦЗ:

$$\psi_1 = \frac{\pi}{z} (\varepsilon + 1) + \frac{\varphi}{2} + \text{tg} \alpha - \text{tg} \gamma_e, \quad (20)$$

где φ — центральный угол, соответствующий дуге начальной окружности, рад.

Угол наклона шестерни в конце цикла найдем, зная продолжительность цикла:

$$\psi_2 = \psi_1 - \frac{2 \cdot \pi}{z}. \quad (21)$$

Также необходимо найти угол наклона шестерни, при котором новая пара шестерен только вступает в зацепление, соответствующий моменту образования защемленного объема $\psi_{\text{нач.з.об}}$, так как этот параметр используется в дальнейшем:

$$\psi_{\text{нач.з.об}} = \psi_{\text{кон.з.об}} + \varphi_{\text{з.об}}; \quad (22)$$

$$\psi_{\text{нач.з.об}} = \frac{\pi}{z} \varepsilon + \frac{\varphi}{2} + \text{tg} \alpha - \text{tg} \gamma_e. \quad (23)$$

Последний параметр, необходимый для произведения расчетов по разработанной математической модели — это радиус r_L , соответствующий точке на линии зацепления для данного момента работы шестеренного насоса. Он является верхней границей интегрирования и зависит от угла наклона шестерни. С движением точки зацепления по линии зацепления этот радиус растет, расширяя зону утечек через зуб.

Найдем радиус ведущей шестерни на линии зацепления, при котором начинается зацепление $r_{L_{\text{нач}}}$.

Его можно найти, рассматривая треугольники O_1AP и O_2AP , известные элементы которых показаны на рис. 7. Из треугольника O_2AP , воспользовавшись теоремой синусов, найдем сторону AP , а затем из треугольника O_1AP , пользуясь теоремой косинусов, найдем искомый радиус $r_{Lнач}$.

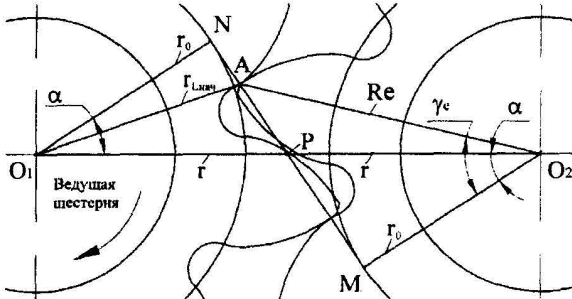


Рис. 7. Момент вступления в зацепление новой пары зубьев (к выводу).

$$NA = MN - MA; \quad (24)$$

$$NA = 2 \cdot r_o \cdot \operatorname{tg} \alpha - r_o \cdot \operatorname{tg} \gamma_e; \quad (25)$$

$$r_{Lнач} = \sqrt{NA^2 + O_1N^2}; \quad (26)$$

$$r_{Lнач} = \sqrt{r_o^2 \cdot (2 \cdot \operatorname{tg} \alpha - \operatorname{tg} \gamma_e)^2 + r_o^2}; \quad (27)$$

$$r_{Lнач} = r_o \cdot \sqrt{(2 \cdot \operatorname{tg} \alpha - \operatorname{tg} \gamma_e)^2 + 1}; \quad (28)$$

Далее найдем зависимость радиуса, соответствующего точке на линии зацепления r_L , от угла наклона зуба шестерни ψ .

Для вывода зависимости $r_L(\psi)$ воспользуемся свойством эвольвенты (рис. 8).

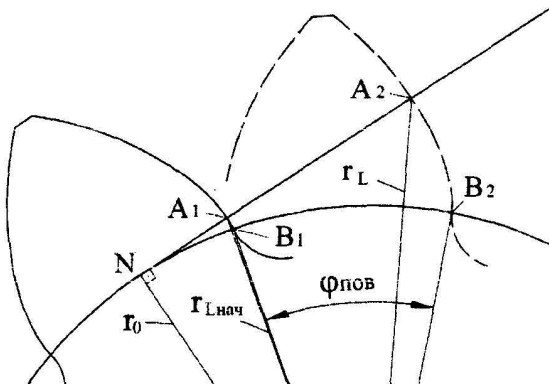


Рис. 8. Схема изменения параметра.

$$r_o \cdot \varphi_{нов} = \sqrt{r_L^2 - r_o^2} - \sqrt{r_{Lнач}^2 - r_o^2}, \quad (30)$$

где $\varphi_{нов}$ — угол поворота шестерни, рад.

Отсюда следует

$$r_L(\varphi_{нов}) = \sqrt{r_{Lнач}^2 + r_o^2 \cdot \varphi_{нов}^2 + 2r_o \cdot \varphi_{нов} \cdot \sqrt{r_{Lнач}^2 - r_o^2}}. \quad (31)$$

Сделаем замену аргумента в этой зависимости — заменим угол поворота шестерни $\varphi_{нов}$ на угол наклона шестерни ψ :

$$r_L(\psi) = \sqrt{r_{Lнач}^2 + r_o^2 (\psi_{нач.з.об} - \psi)^2 + 2r_o (\psi_{нач.з.об} - \psi) \sqrt{r_{Lнач}^2 - r_o^2}}. \quad (32)$$

Таким образом, окончательно математическая модель напорной составляющей утечек через ТМЦЗ представлена выражениями (33)–(40), а графики зависимостей утечек рабочей жидкости через ТМЦЗ по результатам расчетов по математической модели, определяемой зависимостями — (33)–(40), представлены на рис. 9.

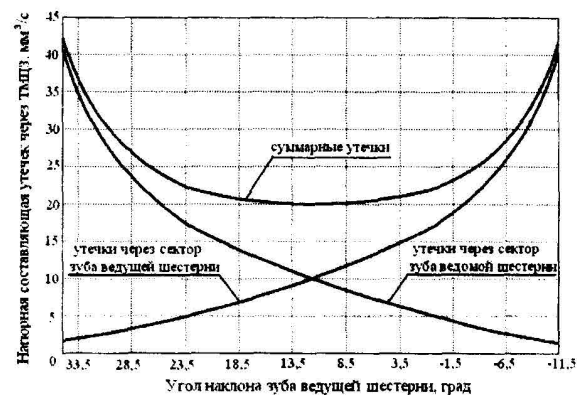


Рис. 9. Зависимость напорной составляющей утечек рабочей жидкости через ТМЦЗ от угла наклона зуба ведущей шестерни за цикл при зазоре $\delta = 0,01$ мм на примере насоса НШ-32УКФ-3.

$$Q(\psi) = \frac{\Delta P \cdot \delta^3}{12 \cdot \mu} \cdot \int_{R_1}^{r_L(\psi)} \frac{dr}{l(r)}; \quad (33)$$

$$l(r) = r \cdot \frac{\sin\left(\frac{\varphi_0}{2} - \operatorname{inv}\left(\arccos \frac{r_0}{r}\right)\right)}{\cos \psi} + R_2(r) \cdot \frac{\sin\left(\frac{\varphi_0}{2} - \operatorname{inv}\left(\arccos \frac{r_0}{R_2(r)}\right)\right)}{\cos \psi}; \quad (34)$$

$$R_2(r) \cdot \cos\left(\frac{\varphi_0}{2} - \operatorname{inv}\left(\arccos \frac{r_0}{R_2(r)}\right) + \psi\right) =$$

$$= r \cdot \cos \left(\frac{\varphi_0}{2} - \operatorname{inv} \left(\arccos \frac{r_0}{r} \right) - \psi \right); \quad (35)$$

$$r_L(\psi) = \sqrt{r_{L_{нач}}^2 + r_o^2 (\psi_{нач.з.об} - \psi)^2 + 2r_o (\psi_{нач.з.об} - \psi) \sqrt{r_{L_{нач}}^2 - r_o^2}}; \quad (36)$$

$$r_{L_{нач}} = r_0 \cdot \sqrt{(2 \cdot \operatorname{tg} \alpha - \operatorname{tg} \gamma_e)^2 + 1}; \quad (37)$$

$$\psi_{нач.з.об} = \frac{\pi}{z} \cdot \varepsilon + \frac{\varphi}{2} + \operatorname{tg} \alpha - \operatorname{tg} \gamma_e; \quad (38)$$

$$\psi_1 = \frac{\pi}{z} \cdot (\varepsilon + 1) + \frac{\varphi}{2} + \operatorname{tg} \alpha - \operatorname{tg} \gamma_e; \quad (39)$$

$$\psi_2 = \psi_1 - \frac{2 \cdot \pi}{z}. \quad (40)$$

Зная закон изменения утечек на протяжении цикла, найдем утечки за весь цикл:

$$Q_{нап} = \int_{\psi_1}^{\psi_2} Q(\psi) d\psi, \text{ мм}^3/\text{цикл}; \quad (41)$$

или можно получить это выражение в мм³/рад:

$$Q_{нап} = \frac{1}{\Delta\psi} \cdot \int_{\psi_1}^{\psi_2} Q(\psi) d\psi. \quad (42)$$

$$Q_{нап} = \frac{\Delta P \cdot \delta^3}{12 \cdot \mu} \cdot \int_{\psi_1}^{\psi_2} \int_{R_i}^{r_L} \frac{dr}{l(r)} d\psi. \quad (43)$$

Полученное выражение характеризует утечки через один зуб за один оборот шестерни. Тогда утечки через оба зуба шестерен, находящихся в зоне уплотнения ТМЦЗ за полный оборот шестерен, составят, мм³/об:

$$Q_{нап} = \frac{\Delta P \cdot \delta^3 \cdot z}{6 \cdot \mu} \cdot \int_{\psi_1}^{\psi_2} \int_{R_i}^{r_L} \frac{dr}{l(r)} d\psi. \quad (44)$$

Теперь, зная величину утечек за один оборот ведущей шестерни, можно выразить утечки через ТМЦЗ в мм³/с:

$$Q_{нап} = \frac{\Delta P \cdot \delta^3 \cdot z \cdot n}{3 \cdot \mu} \cdot \int_{\psi_1}^{\psi_2} \int_{R_i}^{r_L} \frac{dr}{l(r)} d\psi, \quad (45)$$

где n — частота вращения ведущей шестерни насоса, об/с.

Следующим этапом является определение фрикционной составляющей утечек через ТМЦЗ. При этом следует отметить, что направление фрикционной составляющей утечек совпадает с направлением напор-

ной составляющей, поскольку направление вращения шестерен совпадает с градиентом давления.

При течении утечек в зазоре, образованном двумя параллельными стенками, из которых одна перемещается в своей плоскости со скоростью u , фрикционная составляющая имеет такой вид:

$$Q_{фр} = \frac{u \cdot \delta \cdot b}{2}. \quad (46)$$

В нашем случае шестерня вращается, поэтому скорость u меняется по радиусу шестерни.

Разделив рассматриваемый зазор по ширине на n отрезков и выразив фрикционную составляющую как сумму на всех отрезках, приходим к такому выражению

$$Q = \frac{\delta \cdot \omega}{2} \cdot \int_{R_i}^{R_e} r dr, \quad (47)$$

где R_e — радиус окружности вершин, мм.

После интегрирования и замены угловой скорости на частоту вращения, получаем окончательное выражение для одной шестерни, мм³/с:

$$Q_{фр} = \frac{\pi \cdot n \cdot \delta \cdot (R_e^2 - R_i^2)}{2}. \quad (48)$$

Фрикционная составляющая от вращения второй шестерни будет иметь такое же выражение, поэтому можем записать для всего ТМЦЗ шестеренного насоса с шестернями с одинаковым числом зубьев, мм³/с:

$$Q_{фр} = \pi \cdot n \cdot \delta \cdot (R_e^2 - R_i^2). \quad (49)$$

Удобно также оценивать утечки, выраженные в мм³/об:

$$Q_{фр} = \pi \cdot \delta \cdot (R_e^2 - R_i^2). \quad (50)$$

Таким образом, имея выражения напорной и фрикционной составляющей утечек через ТМЦЗ, можем записать окончательное выражение

$$Q = \frac{\Delta P \cdot \delta^3 \cdot z \cdot n}{6 \cdot \mu} \cdot \int_{\psi_1}^{\psi_2} \int_{R_i}^{r_L} \frac{dr}{l(r)} d\psi + \pi \cdot \delta \cdot (R_e^2 - R_i^2), \quad (51)$$

Результаты расчетов утечек через ТМЦЗ, представляющих собой сумму напорной и фрикционной составляющей утечек, представлены в виде графиков на рис. 10.

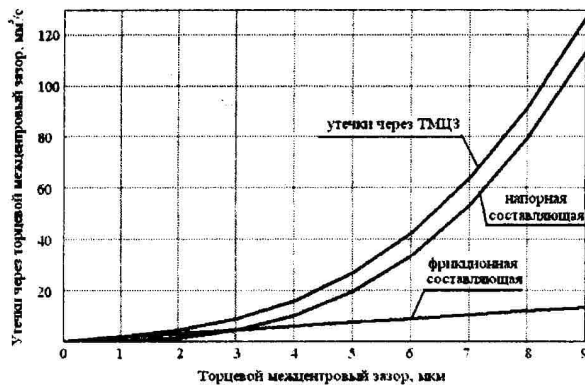


Рис. 10. Залежність витоків через ТМЦЗ від величини зазора.

Выводы

1. Предложен новый подход к расчету утечек рабочей жидкости через торцевой зазор, сущность которого состоит в дифференциации условий течения рабочей жидкости через разные его участки.
2. Установлено, что утечки рабочей жидкости через торцевой межцентровый зазор (ТМЦЗ) обусловлены давлением рабочей жидкости (напорная составляющая утечек) и движением шестерен (фрикционная составляющая утечек). Направление воздействия этих факторов совпадает — из камеры нагнетания в камеру всасывания.
3. Предлагаемый подход позволил впервые разработать математическую модель утечек рабочей жидкости через ТМЦЗ.
4. Впервые полученная математическая модель утечек рабочей жидкости во многом определяется конструктивными особенностями шестеренного насоса, в частности, параметрами зубчатого зацепления его шестерен.

5. Сравнение напорной и фрикционной составляющей утечек через ТМЦЗ показало, что при малых зазорах $\delta = 0 \dots 3,5$ мкм они практически одинаковы. Однако при дальнейшем увеличении зазоров $\delta > 3,5$ мкм напорная составляющая становится преобладающей, и при зазорах $\delta > 9,0$ мкм она на порядок превосходит фрикционную составляющую утечек (рис. 10).

6. Полученная математическая модель утечек рабочей жидкости через ТМЦЗ предполагает возможность анализа влияния параметров зубчатого зацепления шестеренного насоса на утечки через этот зазор.

Литература

1. Башта Т.М. Расчеты и конструкции самолетных гидравлических устройств. Изд. 3-е перераб и доп. — М.: Оборонгиз, 1961. — 475 с.
2. Савунов М.П. Исследование работоспособности агрегатов гидросистем с.х. тракторов. — Дис... канд. техн. наук. — Горки, 1970.
3. Осипов А.Ф. Объемные гидравлические машины. — М.: Машиностроение, 1966. — 159 с.
4. Рыбкин Е.А., Усов А.А. Шестеренные насосы для металлорежущих станков. — М.: Машгиз, 1960. — 189 с.
5. Юдин Е.М. Шестеренные насосы. — М.: Машиностроение, 1964. — 236 с.