

ВПЛИВ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ П'ЯТИ ПЛУНЖЕРА КАЧАЮЧОГО ВУЗЛА АКСІАЛЬНО-ПЛУНЖЕРНИХ ГІДРОМАШИН НА РОБОТОЗДАТНІСТЬ ГІДРАВЛІЧНИХ ТРАНСМІСІЙ

Выявлено, что износ пяты плунжера в большей мере влияет на увеличение механических потерь в агрегатах. Это приводит к внезапному отказу. В качестве контролирующего параметра необходимо использовать температуру рабочей жидкости в дренажной магистрали.

THE INFLUENCE OF THE TECHNICAL CONDITION OF THE PLUNGER HEEL OF SWINGING OF AXIAL-PLUNGER HYDRAULIC ENGINE PERFORMANCE FOR HYDRAULIC TRAN

It is revealed that plunger heels wear increasingly affects the increase of mechanical losses in the aggregates. This leads to a sudden failure. The temperature of the working fluid is to be used as a controlling parameter in the drainage line.

Аналіз показників надійності мобільних машин обладнаних гідравлічними трансмісіями ГСТ-90, ГСТ-112 показує, що близько 30 % відказів в умовах експлуатації припадає на гідролізовану трансмісію.

Детальний аналіз причин, які привели до втрати роботоздатного стану, показав, що значна їх частина (близько 20 %) обумовлюється експлуатаційними відмовами. До них можна віднести експлуатацію гідравлічних трансмісій на забруднених оливах (15-17 клас замість 10-го), несвоєчасна заміна фільтруючих елементів (або взагалі їх відсутність) та якість проведення робіт з технічного обслуговування та діагностування гідравлічних агрегатів не у відповідності до технічних вимог.

Є очевидним, що причини пов'язані з контролем технічного стану робочої рідини носять суб'єктивний характер і можуть бути усунені. Так питання контролю технічного стану гідравлічних агрегатів трансмісії при ресурсному і заявочному діагностуваннях потребують більш детального розгляду.

Застосування ефективних методів діагностування гідроагрегатів обумовлюється наявністю досліджених взаємозв'язків між структурними параметрами технічного стану основних деталей в спраженнях, які в першу чергу зумовлюють втрату роботоздатного стану агрегатів, та діагностичними параметрами, які побічно дають кількісну оцінку структурного параметру.

До структурних параметрів технічного стану в гідравлічних агрегатах трансмісії (аксіально-поршневого насоса і гідромотора) слід віднести технічний стан деталей качаючого вузла: «розподільник – приставне дно», «п'ята плунжера – опора (похила шайба)», «плунжер – втулка» та інші.

Аналіз літературних джерел [1, 2, 3, 4] показує, що зношення деталей вище наведених спражень призводить до об'ємних втрат та в цілому до зменшення об'ємного ККД.

Разом з тим проведені нами детальні дослідження технічного стану деталей даних спражень показали, що в процесі зміни технічного стану деталей спраження «п'ята плунжера – опора (похила шайба)» порушується аксіальна жорсткість гідростатичного підшипника, що приводить до появи ділянок з граничними умовами тертя на робочих поверхнях п'яти і відповідно опори. Даний процес супроводжується збільшеними витоками робочої рідини до дренажної магістралі гідромашини та механічними втратами за рахунок збільшення площі граничного тертя в деталях спраження.

Для обґрунтування впливу технічного стану п'яти плунжера на роботоздатність агрегатів розглянемо взаємозв'язок між зносом кільцевої опори п'яти плунжера за висотою та втратами робочої рідини.

Схема роботи гідростатичного розвантаження підп'ятника показано на рис. 1. Вона детально розглядається в ряді робіт [5, 6]. Але в них в більшій мірі розглядаються питання гідростатичного зрівноваження підп'ятника, однією із основних задач є знаходження умов з мінімальними сумарними втратами.

Для вирішення цієї задачі вони підходили з конструктивної точки зору, визначаючи оптимальні параметри п'яти. При цьому практично не розглядалось питання роботи гідростатичної опори з врахуванням зношення, яке виникає в процесі експлуатації.

Розглянемо взаємозв'язок впливу зношення кільцевої опори по висоті h та зазору δ між опорою п'яти і опорною поверхнею виходячи із того, що зростання зазору буде обумовлювати збільшення витрат робочої рідини (РР) але при цьому аксіальна жорсткість забезпечує паралельність між п'ятою і опорою.

Складемо рівняння балансу сил, які діють на п'яту (див. рис. 1)

$$P_3 \cdot S_3 + F_{\text{пр}} - P_1 \cdot S_1 + P_2 \cdot S_2 = 0, \quad (1)$$

де P_1 – зусилля відтискання, що виникає на площі п'яти обмеженої кільцевою опорою;

P_2 – тиск робочої рідини в корпусі гідромашини;

P_3 – тиск робочої рідини на площу плунжера;

S_1 – площа п'яти, що обмежена кільцевою опорою;

S_2 – площа п'яти, на яку діє тиск P_1 ;

S_3 – площа плунжера, на яку діє тиск P_3 ;

$F_{\text{пр}}$ – зусилля пружини на п'яту.

З виразу (1) визначаємо P_1 :

$$P_1 = \frac{F_{\text{пр}} + P_3 \cdot S_3 + P_2 \cdot S_2}{S_1} = \frac{S_3}{S_1} \cdot P_3 + \frac{F_{\text{пр}}}{S_1} + \frac{P_2 \cdot S_2}{S_1}. \quad (2)$$

Складемо умову збереження витрати рідини, вважаючи що

$$Q_1 = K \cdot \frac{\Delta P \cdot S}{l}, \quad (3)$$

де K – коефіцієнт жорсткості пружини;

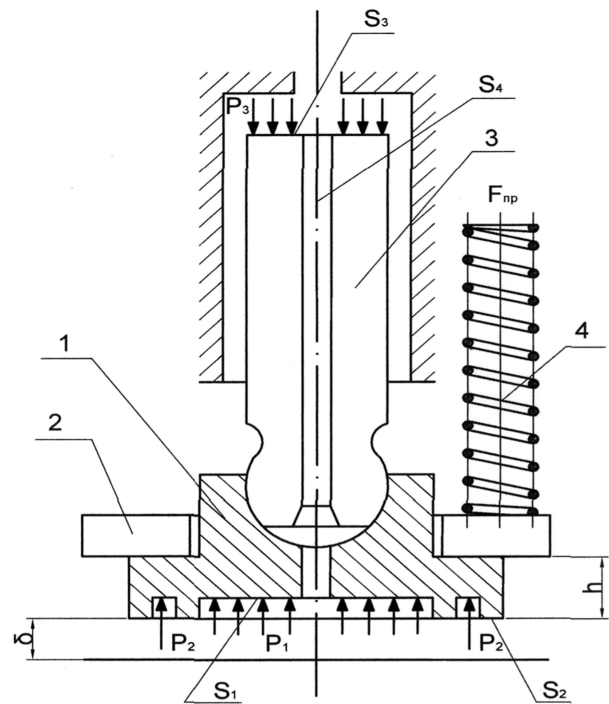
ΔP – перепад тиску;

l – довжина каналу;

S – площа перерізу отвору.

Тоді через отвір плунжеру будемо мати витрату

$$Q_1 = K \cdot \frac{(P_3 - P_1) \cdot S_4}{l_4}, \quad (4)$$



1 – п'ята, 2 – сепаратор, 3 – плунжер, 4 – пружина
Рис. 1 – Схема роботи гідростатичного розвантаження підп'ятника

де S_4 – площа перерізу отвору плунжера;

l_4 – довжина каналу, що проходить через плунжер.

Витрати через кільцеву щілину між п'ятою та опорою будуть визначатись виразом:

$$Q_2 = K \cdot \frac{(P_1 - P_2) \cdot \delta \cdot 2 \cdot \pi \cdot R}{\lambda}, \quad (5)$$

де δ – висота щілини;

R – радіус, де проходить перепад P_1 на P_2 ;

λ – довжина пояску, на якому проходить втрата.

Прирівнюючи отримані значення витрат, визначимо δ :

$$\delta = \frac{(P_3 - P_1) \cdot S_4 \cdot \lambda}{l_4 \cdot \pi \cdot D \cdot (P_1 - P_2)}. \quad (6)$$

Підставивши P_1 з рівняння (2) в (6), знайдемо залежність висоти щілини δ від P_3 :

$$\delta = -\frac{S_4 \cdot \lambda}{l_4 \cdot \pi \cdot D} \cdot \left[1 - \frac{(P_3 - P_2) \cdot S_1}{S_3 \cdot P_3 + F_{np} + P_2 \cdot (S_2 - S_1)} \right]. \quad (7)$$

Таким чином з (7) випливає, що

$$\delta = f(P_3, F_{np}). \quad (8)$$

Якщо зберегти P_3 , то стирання висоти кільцевої опори буде призводити до зміни

F_{np} :

$$F_{стип} = F_{np} \cdot \cos \alpha; \quad (9)$$

$$F_{np} = K \cdot (l_0 - l_1), \quad (10)$$

де α – характерний кут нахилу п'яти по відношенню до плунжера;

l_0 – початкова довжина пружини;

l_1 – довжина стисненої пружини.

Тоді з рис. 2 виходить, що довжина стисненої пружини визначається як

$$l_1 = A - h - \delta_0. \quad (11)$$

Підставляючи вираз (11) у (10), отримаємо

$$F_{np} = K \cdot (l_0 - A - h + \delta_0). \quad (12)$$

Тоді вираз (8) з врахуванням виразу (12) отримає вид

$$\delta = F[P_3, K(l_0 - A + h + \delta_0)]. \quad (13)$$

Таким чином, ми отримали зв'язок між висотою зазору δ та висотою конструкції п'яти плунжера h , яка в процесі роботи може змінюватись за рахунок зносу.

Знайдемо залежність між відхиленням $u\delta$, тобто $\Delta\delta$, та відхиленням uh , тобто Δh :

$$\Delta\delta = F'_{F_{np}} \cdot F_{F_{np}, h} \cdot \Delta h; \quad (14)$$

$$F'_{F_{np}, h} = K; \quad (15)$$

$$F'_{F_{np}} = -\frac{S_4 \cdot \lambda}{l_4 \cdot \pi \cdot D} \cdot \left[\frac{S_1 \cdot (P_3 - P_2)}{[S_3 \cdot P_3 + F_{np} + P_2 \cdot (S_2 - S_1)]^2} \right]. \quad (16)$$

Підставимо у вираз (14) значення $F'_{F_{np}, h}$ та $F'_{F_{np}}$, отримаємо

$$\Delta\delta = -\frac{S_4 \cdot \lambda \cdot S_1 \cdot (P_3 - P_2) \cdot K \cdot \Delta h}{l_4 \cdot \pi \cdot D \cdot [S_3 \cdot P_3 + F_{np} + P_2 \cdot (S_2 - S_1)]^2}. \quad (17)$$

Вираз (17) зв'язує зміну висоти кільцевої опори з величиною щілини між кільцевою опорою п'яти й опорою люльки або похилої шайби гідромотора.

Розрахунок зазору $\Delta\delta$ між кільцевою опорою п'яти й опорою люльки залежно від зношування кільцевої опори по висоті Δh виконувався за наступним даними: площа перетину отвору в плунжері $S_4 = 8 \text{ мм}^2$; довжина поясу на якому відбувається витік робочої рідини $\lambda = 4 \text{ мм}$; площа п'яти, що обмежена кільцевою опорою $S_1 = 281 \text{ мм}^2$; довжина каналу в плунжері $l_4 = 90 \text{ мм}$; коефіцієнт жорсткості пружини $K = 34,1$; зношування кільцевої опори по висоті $\Delta h = (0,1 \dots 0,7) \text{ мм}$; площа плунжера $S_3 = 286 \text{ мм}^2$; діаметр на якому відбувається перепад тиску P_1 на P_2 , $D = 20 \text{ мм}$; тиск робочої рідини на плунжер $P_3 = 3,5; 15,0; 21,0 \text{ МПа}$; зусилля, яке розвиває пружина $F_{\text{пр.}} = 182 \text{ Н}$; тиск робочої рідини в дренажній магістралі $P_2 = 25 \cdot 10^{-2} \text{ МПа}$; площа п'яти плунжера: на яку діє тиск дренажу $S_2 = 276,32 \text{ мм}^2$.

Результати розрахунків представлені в табл. 1 і зображені графічно на рис. 3.

Таблиця 1 – Залежність зазору в сполученні «кільцева опора п'яти – опора люльки» від зношування кільцевої опори п'яти по висоті та тиску робочої рідини

Зношування кільцевої опори по висоті	Значення зазору між кільцевою опорою п'яти й опорою люльки в мм, при тиску робочої рідини		
	$P_3 = 3,5 \text{ МПа}$	$P_3 = 15,0 \text{ МПа}$	$P_3 = 21,0 \text{ МПа}$
0,1	0,0013	0,0018	0,0016
0,2	0,0026	0,0036	0,0032
0,3	0,0039	0,0054	0,0048
0,4	0,0052	0,0072	0,0064
0,5	0,0065	0,0090	0,0080
0,6	0,0078	0,0180	0,0096
0,7	0,0091	0,0126	0,0110

Аналіз отриманих результатів показує, що при зношуванні кільцевої опори до 0,7 мм зазор між кільцевою опорою та опорою люльки збільшується від 0,0091 мм при $P_3 = 3,5 \text{ МПа}$, до 0,011 мм при $P_3 = 21,0 \text{ МПа}$. Збільшення зазору до 0,0126 мм при тиску $P_3 = 15,0 \text{ МПа}$, пояснюється конструкцією плунжера та п'яти (співвідношення площ S_3 і S_1). Вони підібрані таким чином, що при номінальному тиску $P_n = P_3 = 21,0 \text{ МПа}$ між парами тертя утвориться оптимальний зазор.

Збільшення зазору між кільцевою опорою п'яти та опорою люльки, через зношування першої, буде спричиняти ріст втрат робочої рідини.

Взявши до уваги, що аксіальна твердість гідростатичного підшипника забезпечує паралельність третьових поверхонь деталей, визначимо витрату рідини через зазор використовуючи наступний вираз [8, 9]:

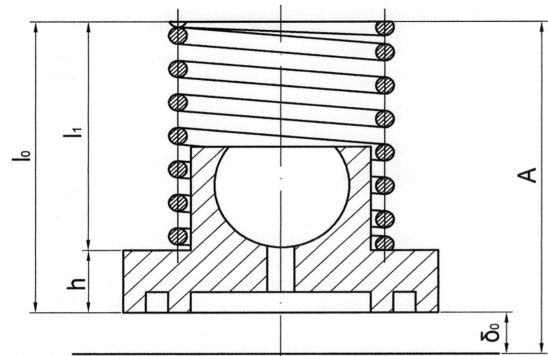


Рис. 2 – До визначення довжини стисненої пружини

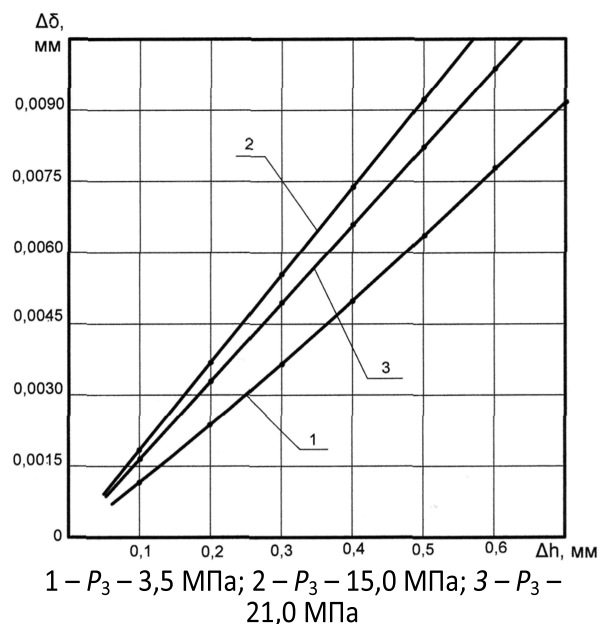


Рис. 3 – Залежність зазору у спряженні «кільцева опора п'яти – опора люльки» від зносу кільцевої опори по висоті (Δh) та тиску робочої рідини

$$Q^y = \frac{\pi \cdot P_3 \cdot \delta^3}{6 \cdot \nu \cdot \rho \cdot \ln \frac{r_2}{r_1}}, \quad (18)$$

де r_2, r_1 – відповідно зовнішній і внутрішній радіуси кільцевої опори п'яти.

Вираз (18) дозволяє визначити втрати робочої рідини для сполучення «кільцева опора п'яти – опора люльки».

Тоді сумарні втрати робочої рідини через зазор у парі «кільцева опора п'яти – опора люльки», виходячи з того, що качаючий вузол гідромашини має дев'ять таких пар, п'ять із яких працює в магістралі високого тиску, а чотири в магістралі низького тиску, визначається виразом:

$$Q^y = \frac{\pi \cdot \delta^3}{6 \cdot \nu \cdot \rho \cdot \ln r_2 / r_1} (\Delta P_4 \cdot Z_1 + \Delta P_5 \cdot Z_2), \quad (19)$$

де ΔP_4 – перепад тиску робочої рідини між магістралями високого тиску й дренажною магістраллю;

ΔP_5 – перепад тиску робочої рідини між магістралями високого тиску й дренажною магістраллю;

Z_1 і Z_2 – відповідно число плунжерів високого й низького тисків, що перебувають у магістралі.

Розрахунок сумарних втрат робочої рідини, обумовлених зазором між кільцевою опорою п'яти й опорою люльки виконувався за наступними даними: зазор у сполученні $\delta = (0,0013 \dots 0,0112)$ мм; внутрішній радіус кільцевої опори $r_1 = 9$ мм; зовнішній радіус кільцевої опори $r_2 = 11$ мм; перепад тиску робочої рідини між магістралями високого тиску й дренажною магістраллю $\Delta P_4 = 3,5; 15,0; 21,0$ МПа; перепад тиску робочої рідини між магістралями низького тиску й дренажною магістраллю $\Delta P_5 = 1,45$ МПа; число плунжерів, що перебувають у магістралі високого тиску $Z_1 = 5$; число плунжерів, що перебувають у магістралі низького тиску $Z_2 = 4$; щільність робочої рідини $\rho = 11 \cdot 10^2$ кг/м³ [9]; коефіцієнт кінематичної в'язкості $\nu = 10 \cdot 10^{-6}$ м²/с.

Результати розрахунку зведені в табл. 2.

Таблиця 2 – Значення втрат робочої рідини, обумовлених зазором у сполученні «кільцева опора п'яти – опора люльки»

Значення δ і Q^y при $\Delta P_4 = 3,5$ МПа; $\Delta P_5 = 1,45$ МПа;		Значення δ і Q^y при $\Delta P_4 = 15,0$ МПа; $\Delta P_5 = 1,45$ МПа		Значення δ і Q^y при $\Delta P_4 = 21,0$ МПа; $\Delta P_5 = 1,45$ МПа	
δ , мм	Q^y , см ³ /с	δ , мм	Q^y , см ³ /с	δ , мм	Q^y , см ³ /с
0,013	$1,34 \cdot 10^{-2}$	0,0018	$1,22 \cdot 10^{-1}$	0,0016	$1,18 \cdot 10^{-1}$
0,026	$1,07 \cdot 10^{-1}$	0,0036	$9,8 \cdot 10^{-1}$	0,0032	$9,5 \cdot 10^{-1}$
0,0039	$3,62 \cdot 10^{-1}$	0,0054	3,31	0,0048	3,20
0,0052	$8,57 \cdot 10^{-1}$	0,0072	7,83	0,0064	7,60
0,0065	$1,34 \cdot 10^{-2}$	0,0090	15,31	0,0080	14,85
0,0078	$1,34 \cdot 10^{-2}$	0,0108	26,46	0,0096	25,66
0,0091	$1,34 \cdot 10^{-2}$	0,0126	42,0	0,0112	38,60

Отримана залежність, представлена графічно на рис. 4, показує, що при повністю зношеній кільцевій опорі п'яти ($\Delta h = 0,7$ мм) і номінальному робочому тиску $\Delta P_4 = 21,0$ МПа втрати робочої рідини сягають $Q^y = 38,60$ см³/с. Ці значення сумарних втрат робочої рідини на порядок нижче від втрат у сполученні «розподільник – приставне дно» і можуть компенсуватися насосом підживлення за умови; що інші зазори в парах тертя качаючих вузлів, відповідають номінальним значенням.

Отже, при рівномірному зношенні кільцевої опори п'яти плунжера технічний стан деталей спряження «п'ята – опора» суттєво не буде впливати на втрату робото здатності агрегатів за рахунок об'ємних втрат.

В більшій мірі технічний стан деталей даного спряження буде впливати на роботоздатний стан трансмісії за умов нерівномірного спрацювання поверхонь, коли порушується робота гідростатичного підшипника і в парах тертя виникають поверхні з умовами граничного та сухого тертя. Їх виникнення призводить до збільшення механічних втрат та зростання температурного режиму роботи агрегатів.

Тривала експлуатація п'яти в такому стані призводить до викиду п'яти із заробки плунжера та аварійному відказу трансмісії.

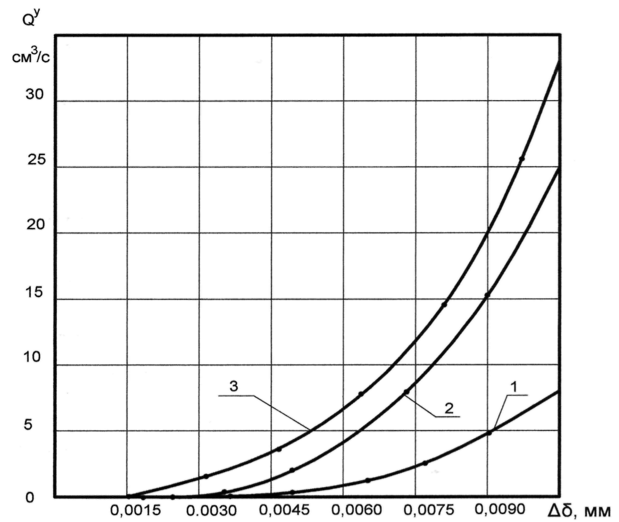
Отже структурний параметр п'яти плунжера буде обумовлюватись порушенням роботи гідростатичного підшипника і виникненням площ з граничним та сухим тертям.

Висновки:

- рівномірне зношення кільцевої опори п'яти плунжера приводить до збільшення зазору в спряженні «п'ята плунжера – опора» та витоків робочої рідини, які за своїм об'ємом не впливають суттєво на об'ємний ККД трансмісії;
- зміна структурного параметру п'яти плунжера в більшій мірі буде призводити до збільшення механічних втрат які обумовлюються появою поверхонь, які працюють за умов граничного та сухого тертя;
- для визначення технічного стану п'яти плунжера при ресурсному діагностуванні в якості контролюючого параметру необхідно застосовувати температуру робочої рідини в дренажній магістралі в перші хвилини роботи трансмісії, яка змінюється за рахунок порушення роботи гідростатичного підшипника.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Мельянцов П.Т. Опыт ремонта гидропривода ГСТ-90 на ремонтных предприятиях / П.Т. Мельянцов, Б.Г. Харченко, И.Г. Голубев // Обзорная информация. – М.: АгроНИИТЭИИТО, 1989. – 41 с.
2. Горбатов В.В. Почему низка надёжность гидрообъёмного привода / В.В. Горбатов// Техника в сельском хозяйстве. – 1987. – № 9. – С. 10-19.
3. Havlictk V. Diagnostiky system hydrostaitc kyck soustar mobilni zemledelske techiky / V. Havlictk // Mechanizace zemledelstvi. – 1985. – № 3. – С. 166-118.
4. Башта Т.М. Техническая диагностика гидравлических приводов / Т.М. Башта, Т.В. Алексеева, В.Д. Бабанская. – М.: Машиностроение, 1989. – 264 с.
5. Петухов В.М. О потерях мощности в аксиально-поршневых гидромоторах / В.М. Петухов, А.А. Фенхель, П.Т. Головкин // Гидропривод и гидропневмоавтоматика. – К.: Техника, 1983. – Вып. 2. – 138 с.
6. Костецкий Б.И. Трение, смазка и износ в машинах / Б.И. Костецкий. – К.: Техника, 1990. – 234 с.
7. Башта Т.М. Объёмные насосы и гидравлические двигатели гидросистем / Т.М. Башта. – М.: Машиностроение, 1974. – 606 с.



1 – $\Delta P_4 = 3,5$ МПа, $\Delta P_5 = 1,45$ МПа; 2 – $\Delta P_4 = 1,5$ МПа, $\Delta P_5 = 1,45$ МПа; 3 – $\Delta P_4 = 21,0$ МПа, $\Delta P_5 = 1,45$ МПа

Рис. 4 – Втрати робочої рідини Q_v , що обумовлені зазором $\Delta\delta$ у спряженні «кільцева опора п'яти – опора люльки»