

А.О. ПРОХОРЕНКО, канд. техн. наук, доц., НТУ «ХП»

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ГІДРАВЛІЧНО РОЗВАНТАЖЕНОГО КЕРУЮЧОГО КЛАПАНА ДЛЯ ДИЗЕЛЬНОЇ ПАЛИВНОЇ АПАРАТУРИ

Показано, що при роботі “гідравлічно врівноваженого” грибоквого клапана виникає діюча на нього неуврівноважена додаткова гідравлічна сила. Для розрахунку додаткової гідравлічної сили запропонований метод визначення значення тиску, що діє в каналі між клапаном і його сідлом. Розроблено конструкцію “розвантаженого” клапана.

Показано, что при работе “гидравлически уравновешенного” грибоквого клапана возникает действующая на него неувравновешенная дополнительная гидравлическая сила. Для расчета дополнительной гидравлической силы предложен метод определения значения давления, действующего в канале между клапаном и его седлом. Разработана конструкция “разгруженного” клапана.

It is shown that when using "hydraulically balanced" arises fungal valve acting on it more unbalanced hydraulic force. For the calculation of additional hydraulic force proposed a method for determining the value of the pressure of the live in the channel between the valve and its seat. The design "unloaded" valve.

Вступ. Швидкодіючий керуючий клапан є найбільш складним елементом насос-форсунок і ПНВТ паливної апаратури (ПА) з електромагнітним керуванням подачею палива дизелів [1]. Найчастіше, при розробці такої ПА дослідники зіштовхуються із проблемою недостатнього зусилля електромагніта для закриття керуючого клапана. Причому, як правило, форсування електромагніта по силі струму не дає позитивного результату.

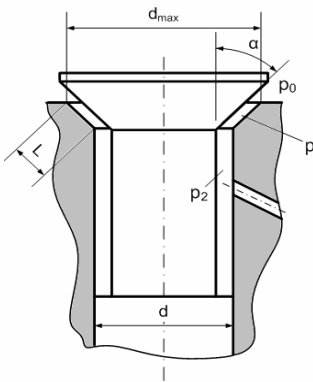


Рисунок 1 – Грибоквий клапан.

Постановка задачі. На наш погляд, проблема полягає у використанні як керуючого клапана “грибоквої” конструкції, зображеного на рис. 1. Уважається, що такий клапан гідравлічно врівноважений від сил тиску палива [1]. Однак, це не цілком так.

Неуврівноваженість виникає після відкриття клапана й викликана впливом змінного тиску на горизонтальну проекцію площі бічної поверхні конуса клапана, рівну площі фаски сідла (у вигляді кільця):

$$F_{кол} = \pi \frac{d_{max}^2 - d^2}{4}. \quad (1)$$

Очевидно, що максимальний діаметр фаски сідла клапана $d_{\max} = d + 2L \sin \alpha$, і тоді

$$F_{\text{кол}} = \frac{\pi}{4} (d^2 + 4Ld \sin \alpha + 4L^2 \sin^2 \alpha - d^2) = \pi L \sin \alpha (d + L \sin \alpha), \quad (2)$$

де L – ширина фаски запірного конуса, α – кут фаски запірного конуса, d – діаметр напрямного клапана.

Прийнявши, що l – поточна незалежна координата (поточна ширина фаски), можна записати зміну площі кільця по координаті l :

$$F = \pi l \sin \alpha (d + l \sin \alpha). \quad (3)$$

На зазначену змінну площу діє змінний тиск, що створює додаткову гідравлічну силу. Її можна визначити в такий спосіб:

$$P = \text{sign}(x) \int_0^{F_{\text{кол}}} (p - p_0) dF. \quad (4)$$

Тут p – тиск, що діє в каналі, x – поточний хід клапана. Функція $\text{sign}(x)$ означає, що дія сили має місце тільки при піднятому клапані.

Для переходу до інтеграла по незалежній змінній l про диференціюємо вираз (3):

$$\frac{dF}{dl} = \pi \sin \alpha (d + 2l \sin \alpha). \quad (5)$$

Тоді вираз (4) перетвориться до виду:

$$P = \text{sign}(x) \pi \sin \alpha \int_0^L [(p - p_0)(d + 2l \sin \alpha)] dl. \quad (6)$$

Для обчислення інтеграла (6) необхідно визначити закон розподілу тиску по незалежній координаті l у каналі між клапаном і його сідлом, тобто знайти функцію $p = f(l)$.

Безсумнівно, що для оцінки розподілу тиску палива в каналі прохідного перетину клапана необхідно розглядати ламінарний двовимірний плин рідини в щіліні, що розширюється, з урахуванням прикордонного шару [1]. Але для інженерних гідродинамічних розрахунків у першому наближенні можна прийняти, що зміна тиску підкоряється лінійному закону $p = p_0 + A(p_2 - p_0)l$, де A – коефіцієнт пропорційності (якась константа).

Підставимо прийнятий закон $p = f(l)$ у вираз (6) та знайдемо отриманий визначений інтеграл аналітичним методом:

$$P = \text{sign}(x) \pi \sin \alpha \int_0^L [(p_0 + A(p_2 - p_0)l - p_0)(d + 2l \sin \alpha)] dl = \pi A(p_2 - p_0) \times \sin \alpha \left[d \int_0^L dl + 2 \sin \alpha \int_0^L l^2 dl \right] \text{sign}(x) = \pi A(p_2 - p_0) l^2 \sin \alpha \left[\frac{d}{2} + \frac{2}{3} l \sin \alpha \right] \text{sign}(x). \quad (7)$$

Приклад розрахунку додаткової гідравлічної сили за виразом (7) у клапані діаметром $d = 10$ мм при тиску $p_2 = 100$ МПа й підйомі $x = 0,25$ мм залежно від довжини каналу (фаски) L і кута запірного конуса α наведений на рис. 2. Як видно з рисунка, ця сила має значну величину, порівнянну, а в деяких випадках перевищуючу силу електромагніта, що й викликає порушення нормальної роботи вузла.

Більш точно закон зміни тиску в каналі прохідного перетину грибоквого клапана можна визначити виходячи з наступних міркувань.

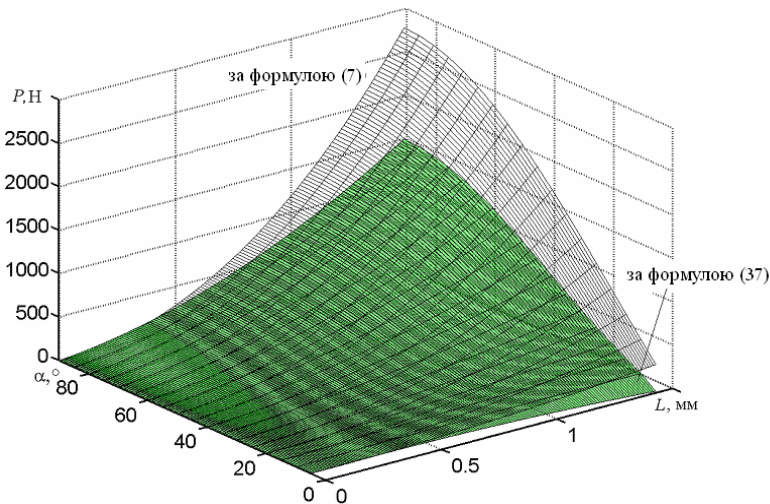


Рисунок 2 – Додаткова гідравлічна сила.

Математична модель. Вважаємо, що додаткова гідравлічна сила визначається як:

$$P = \left(\int_0^{F_{\text{кол}}} (p - p_0) dF + P_{\text{mp}} \right) \text{sign}(x). \quad (8)$$

P_{mp} – сила, що виникає в результаті дії дотичних напружень грузлого тертя на поверхню запірного конуса грибка клапана.

Зневажаючи гідравлічним напором запишемо закон Бернуллі для прохі-

дною перетину каналу [2]:

$$p = p_2 - \frac{\rho v_2^2}{2} - \Delta h_{\Sigma}. \quad (9)$$

Тут p й p_2 – відповідно тиск палива в каналі й у порожнині клапана (потенційна енергія системи), див. рис. 1; $\rho v_2^2/2$ – кінетична енергія системи (динамічний напір); Δh_{Σ} – сумарні втрати енергії (напору), пов'язані з перетіканням палива в каналі.

Виходячи із принципу лінійної суперпозиції, розглянемо визначення складових рівняння (9) окремо.

1. Вважаємо, що масова витрата палива через канал між клапаном і сідлом і далі до виходу із цього каналу не змінюється ($\dot{m} = const$), і визначається мінімальною площею його прохідного перетину f_{\min} :

$$\dot{m} = \mu f_{\min} \sqrt{2\rho_2(p_2 - p_0)}. \quad (10)$$

Внаслідок стискальності палива, що має місце, його об'ємна витрата по довжині каналу змінна і визначається поточним значенням щільності палива:

$$Q = \frac{\dot{m}}{\rho}. \quad (11)$$

Тоді, з огляду на те, що $v = Q/f$, де f – поточна по довжині площа прохідного перетину клапана, можемо записати:

$$\frac{\rho v^2}{2} = \frac{\rho Q^2}{2f^2} = \frac{\rho Q \dot{m}}{2f^2 \rho} = \frac{Q \dot{m}}{2f^2}. \quad (12)$$

Зміна об'ємної витрати по довжині каналу пов'язана зі зміною тиску рівнянням:

$$\frac{dQ}{dl} = \alpha_{сж} Q \frac{dp}{dl}, \quad (13)$$

звідки

$$\frac{dQ}{Q} = \alpha_{сж} dp. \quad (14)$$

Тут $\alpha_{сж}$ – коефіцієнт стискальності палива.

Рішенням отриманого диференціального рівняння (14) є залежність:

$$Q = e^{\alpha_{сж} p + C} = C_1 e^{\alpha_{сж} p}. \quad (15)$$

Константа інтегрування C_1 визначається з умов на вході в канал, де тиск $p = p_2$, а щільність $\rho = \rho_2$ з рівняння (11). При цьому:

$$\rho_2 = \frac{\dot{m}}{Q} = \frac{\dot{m}}{C_1 e^{\alpha_{сж} p_2}}, \quad (16)$$

або

$$C_1 = \frac{\dot{m}}{\rho_2 e^{\alpha_{сж} p_2}} . \quad (17)$$

З урахуванням отриманого рішення (17) і формули (10) для визначення \dot{m} вираз (12) запишеться у вигляді:

$$\frac{\rho v^2}{2} = \frac{\mu^2 f_{\min}^2 2\rho_2 (p_2 - p_0)}{2f^2 \rho_2} e^{\alpha_{сж}(p-p_2)} = \mu^2 \left(\frac{f_{\min}}{f} \right)^2 (p_2 - p_0) e^{\alpha_{сж}(p-p_2)} . \quad (18)$$

В отриманому виразі множник $e^{\alpha_{сж}(p-p_2)}$ по фізичному змісті є виправленням на зміну кінетичної енергії системи внаслідок стискальності реальної рідини. Для дизельного палива в розглянутих умовах коефіцієнт стискальності має величину $\alpha_{сж} \approx 800 \cdot 10^{-12} \text{ Па}^{-1}$. При діючих тисках $p_2 = 100 \text{ МПа}$ й $p = 0,25 \text{ МПа}$, значення цього множника складе величину $e^{\alpha_{сж}(p-p_2)} \approx 0,92$, що відповідає помилці 8% при обчисленні динамічного напору рідини без обліку її стискальності.

Множник $e^{\alpha_{сж}(p-p_2)}$ може бути розкладений у степеневий ряд $e^{\alpha_{сж}(p-p_2)} = 1 + \alpha_{сж}(p-p_2) + \alpha_{сж}^2 (p-p_2)^2 / 4 + \dots$, а через малість величини показника ступеня, в увагу можуть бути прийняті тільки перші два члени цього ряду. У такий спосіб:

$$e^{\alpha_{сж}(p-p_2)} \approx 1 + \alpha_{сж}(p-p_2) . \quad (19)$$

З урахуванням вищевикладеного, зміна тиску в каналі внаслідок переходу від гідростатичного напору в динамічний описується виразом:

$$p = p_2 - \frac{\mu^2 \left(\frac{f_{\min}}{f} \right)^2 (p_2 - p_0)}{1 + \alpha \mu^2 \left(\frac{f_{\min}}{f} \right)^2 (p_2 - p_0)} . \quad (20)$$

Поточна по довжині площа прохідного перетину клапана f визначається з геометрії клапана:

$$f = \pi (d + 2l \sin \alpha + x \sin \alpha \cos \alpha) x \sin \alpha . \quad (21)$$

При $l = 0$ маємо $f = f_{\min} = \pi (d + x \sin \alpha \cos \alpha) x \sin \alpha$ – мінімальну площу прохідного перетину каналу.

2. Сумарні енергетичні втрати (втрати напору) у каналі можуть бути визначені в такий спосіб [2]:

$$\Delta h_{\Sigma} = \Delta h_{\text{вх}} + \Delta h_{\text{диф}} + \Delta h_l , \quad (22)$$

де $\Delta h_{\text{вх}}$ – втрати напору на вході в канал (раптове звуження), $\Delta h_{\text{диф}}$ – втрати, викликані дифузійністю прохідного перетину, Δh_l – втрати напору в потоці

палива по довжині каналу.

Якщо зневажити першою (Δh_{ex}) і другою (Δh_{ouf}) складовими виразу (22) через їхню малість, то

$$\Delta h_{\Sigma} \approx \Delta h_l. \quad (23)$$

Коректність такого спрощення обґрунтовується залежністю Δh_{ex} й Δh_{ouf} від швидкості потоку [2], що у розглянутих перетинах невелика, і, крім того, також мало виражена дифузорність каналу (кут конуса дифузора становить приблизно 4°).

У вузькій щілині каналу між клапаном і сідлом має місце ламінарна течія [3, 4], а значить втрати напору по довжині:

$$\Delta h_l = \lambda \frac{l}{H} \frac{\rho v^2}{2}, \quad (24)$$

де $\lambda = 24/Re$ – коефіцієнт опору руху грузлої рідини в щілині між площинами [4, стор. 380], $H = x \cdot \sin \alpha$ – висота каналу, Re – число Рейнольдса.

У свою чергу, $Re = vH/\nu$, де ν – коефіцієнт кінематичної в'язкості рідини. В'язкість палива залежить від тиску. Цю залежність можна представити виразом [5]:

$$\nu = \nu_0 (1 + \alpha' (p - p_0)), \quad (25)$$

де ν_0 – коефіцієнт кінематичної в'язкості при атмосферному тиску, $\alpha' \approx 0,001$ – коефіцієнт пропорційності [5].

Для спрощення наступних виразів із достатньою точністю можна прийняти, що в каналі паливо має середню в'язкість, яка характеризується постійним усередненим коефіцієнтом кінематичної в'язкості:

$$\nu_{cp} = \nu_0 \left(1 + \frac{\alpha'}{2} (p_2 - p_0) \right). \quad (26)$$

Тоді вираз (24) можна записати у вигляді:

$$\Delta h_l = \frac{24\nu_{cp}}{vx \sin \alpha} \frac{l}{x \sin \alpha} \frac{\rho v^2}{2} = \frac{12\nu_{cp} l \rho v}{x^2 \sin^2 \alpha}. \quad (27)$$

Оскільки, як було показано вище, з урахуванням стискальності швидкість потоку в довільному перетині каналу (виходячи з рівнянь (18) і (19)) має вигляд:

$$v = \mu \frac{f_{\min}}{f} \sqrt{\frac{2/\rho (p_2 - p_0)}{1 + \alpha_{сж} \mu^2 \left(\frac{f_{\min}}{f} \right)^2 (p_2 - p_0)}}, \quad (28)$$

то отримуємо остаточний вираз для визначення гідравлічних втрат по довжині каналу:

$$\Delta h_l = \Delta h_\Sigma = \frac{12\nu_{cp}\mu}{x^2 \sin^2 \alpha} \frac{f_{\min}}{f} l \sqrt{\frac{2\rho(p_2 - p_0)}{1 + \alpha_{сжс}\mu^2 \left(\frac{f_{\min}}{f}\right)^2 (p_2 - p_0)}}. \quad (29)$$

3. Дотичні напруження біля стінки каналу τ_0 залежать від в'язкості ν , швидкості рідини ν , висоти каналу H і можуть бути визначені за формулою [3, стор. 31]:

$$\tau_0 = \frac{8\nu_{cp}\rho\nu}{H}. \quad (30)$$

Після підстановки наведених вище виразів для швидкості потоку ν (28) і висоти каналу H (24) отримаємо:

$$\tau_0 = \frac{8\nu_{cp}\mu}{x \sin \alpha} \frac{f_{\min}}{f} \sqrt{\frac{2\rho(p_2 - p_0)}{1 + \alpha_{сжс}\mu^2 \left(\frac{f_{\min}}{f}\right)^2 (p_2 - p_0)}}. \quad (31)$$

Сила тертя, викликана дією дотичних напружень на площу бічної поверхні усіченого конуса грибка клапана й спрямована уздовж цієї поверхні, дорівнює:

$$P'_{mp} = \bar{\tau}_0 S_{бок} = \bar{\tau}_0 F_{кол} / \sin \alpha. \quad (32)$$

Тут $S_{бок} = F_{кол} / \sin \alpha$ – площа бічної поверхні усіченого конуса грибка клапана, $\bar{\tau}_0$ – середнє по довжині каналу значення дотичних напружень.

Піднімальною ж є вертикальна проекція цієї сили:

$$P_{mp} = P'_{mp} \cos \alpha. \quad (33)$$

З огляду на це, з виразів (32) і (33) отримуємо рівняння для сили P_{mp} , яка входить у вираз (8):

$$P_{mp} = \bar{\tau}_0 F_{кол} \operatorname{ctg} \alpha. \quad (34)$$

Таким чином, можна ввести величину умовного середнього тиску в каналі, викликаного грузлим тертям, рівну:

$$\bar{P}_{mp} = \frac{P_{mp}}{F_{кол}} = \bar{\tau}_0 \operatorname{ctg} \alpha, \quad (35)$$

а з обліком (31) перейти від середніх до діючих величин:

$$P_{mp} = \tau_0 \operatorname{ctg} \alpha = \frac{8\nu_{cp}\mu \cos \alpha}{x \sin^2 \alpha} \frac{f_{\min}}{f} \sqrt{\frac{2\rho(p_2 - p_0)}{1 + \alpha_{сжс}\mu^2 \left(\frac{f_{\min}}{f}\right)^2 (p_2 - p_0)}}. \quad (36)$$

З огляду на отримані вирази (28), (34) і (36), вираз (8) можна записати у

вигляді:

$$P = \text{sign}(x) \int_0^F (p + p_{mp} - p_0) dF. \quad (37)$$

Скориставшись виразами (20), (29) і (36), зміну поточного тиску, з урахуванням дії дотичних напружень, по довжині каналу можна визначити в такий спосіб:

$$p + p_{mp} = p_2 - \frac{\mu^2 \left(\frac{f_{\min}}{f} \right)^2 (p_2 - p_0)}{1 + \alpha_{\text{сж}} \mu^2 \left(\frac{f_{\min}}{f} \right)^2 (p_2 - p_0)} - \frac{12\nu_{\text{ср}} \mu}{x^2 \sin^2 \alpha} \frac{f_{\min}}{f} l \times$$

$$\sqrt{\frac{2\rho(p_2 - p_0)}{1 + \alpha_{\text{сж}} \mu^2 \left(\frac{f_{\min}}{f} \right)^2 (p_2 - p_0)}} + \frac{8\nu_{\text{ср}} \mu \cos \alpha}{x \sin^2 \alpha} \frac{f_{\min}}{f} \times \quad (38)$$

$$\sqrt{\frac{2\rho(p_2 - p_0)}{1 + \alpha_{\text{сж}} \mu^2 \left(\frac{f_{\min}}{f} \right)^2 (p_2 - p_0)}}.$$

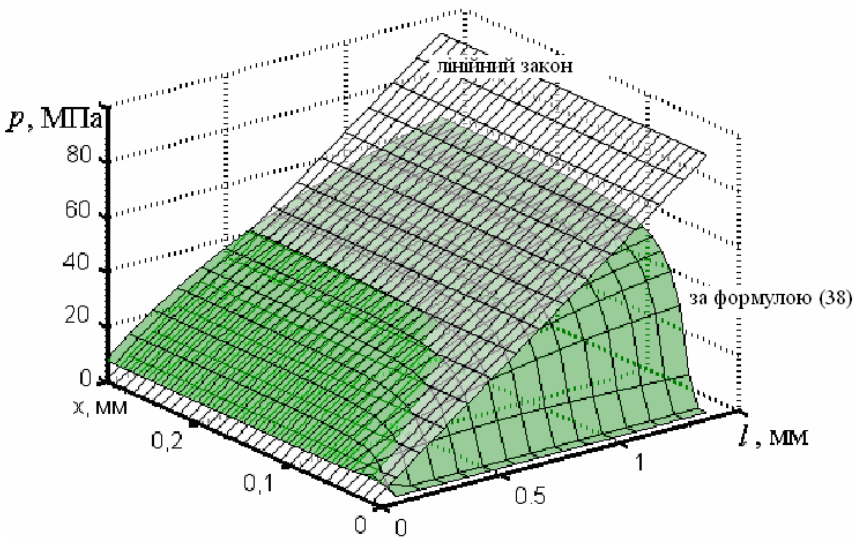


Рисунок 3 – Розподіл тиску в каналі клапана.

Аналіз отриманих результатів. Аналіз виразу (38) показує, що p є функцією 8-ми змінних, серед яких основні l , α і x . Причому, у цьому випадку l може інтерпретуватися і як поточна координата по довжині каналу, і як повна довжина фаски. Також, легко помітити, що при відсутності в'язкості вираз (38) приймає вид виразу (20).

Залежність розподілу тиску по довжині каналу від ходу клапана діаметром $d = 10$ мм при тиску в клапані $p_2 = 100$ МПа, куті запірного конуса $\alpha = 45^\circ$ і в'язкості палива $\lambda = 6$ мм²/с наведена на рис. 3. Результати розрахунку показують, що величина тиску по довжині каналу залежить від підйому клапана, тобто ширини щілини в прохідному перетині. Особливо істотно це проявляється при малих значеннях x – менш 0,015 мм. Такий факт має тривіальне пояснення – вплив в'язкості палива.

Розподіл тиску в каналі між сідлом і клапаном при його підйомі $x = 0,25$ мм наведено на рис. 4. Розрахунок виконаний при умовах, наведених вище. Аналіз результатів цього розрахунку показує, що дійсний закон зміни тиску в каналі значно відрізняється від прийнятого в першому наближенні лінійного закону. Різниця між кривими, отриманими по формулах (20) і (9) – втрати напору по довжині каналу – становить близько 30% від отриманого значення тиску. У той же час, величина умовного тиску тертя p_{mp} становить близько 1% від отриманого результату, що проілюстровано на рис. 5. Таким чином, у принципі, при проведенні інженерних розрахунків досліджуваного вузла, цю складову – p_{mp} – можна не враховувати.

Рівняння (37) з урахуванням рівнянь (38) і (5) може бути вирішене аналітично. Однак, через громіздкість одержуваних виразів рішення простіше застосувати чисельне інтегрування цього рівняння з малим кроком по незалежній координаті l .

Приклад розрахунку додаткової гідравлічної сили за формулами (7), (37), (38) у клапані діаметром $d = 10$ мм при тиску $p_2 = 100$ МПа, в'язкості палива $\lambda = 6$ мм²/с і підйомі клапана $x = 0,25$ мм залежно від довжини каналу (фаски) l і кута запірного конуса α наведений на рис. 2. Розрахунок виконаний чисельним методом трапецій із кроком інтегрування $\Delta l = 0,01$ мм. Як видно із зіставлення даних на рис. 2, значення сили, отримані за виразом (7), є завищеними в порівнянні зі значеннями, отриманими з використанням рівняння (38). Однак у діапазоні малих L відрізняються незначно. Виходячи з отриманих результатів, можна укласти, що відповідно до логічного закону достатньої підстави при виконанні інженерних гідродинамічних розрахунків можна користуватися більше простою формулою (7), яка дає трохи завищені значення.

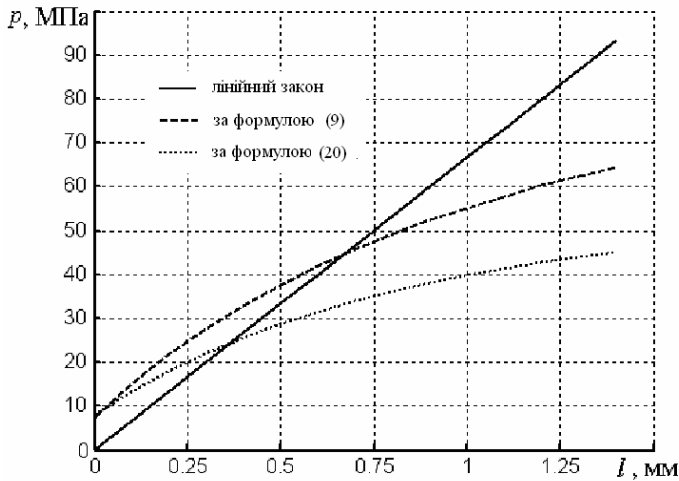


Рисунок 4 – Розподіл тиску в каналі клапана при $x = 0,25$ мм.

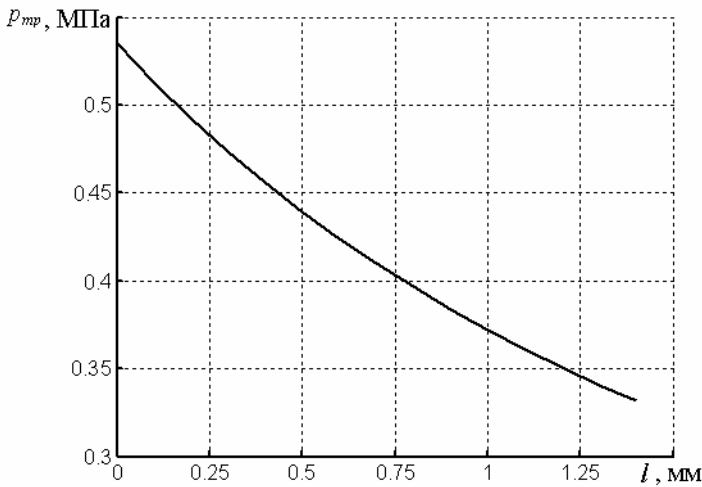


Рисунок 5 – Розподіл умовного тиску тертя в каналі при $x = 0,25$ мм.

Окремий вплив L й α на силу P проілюстроване на рис. 6. Розрахунок виконаний при тих же вихідних даних. З рисунка видно, що збільшення як довжини каналу L так і кута запірного конуса α приводить до значного зростання додаткової гідравлічної сили. І, навпаки, для зменшення впливу цієї сили у вузлі варто прагнути до зменшення кута й довжини фаски клапана.

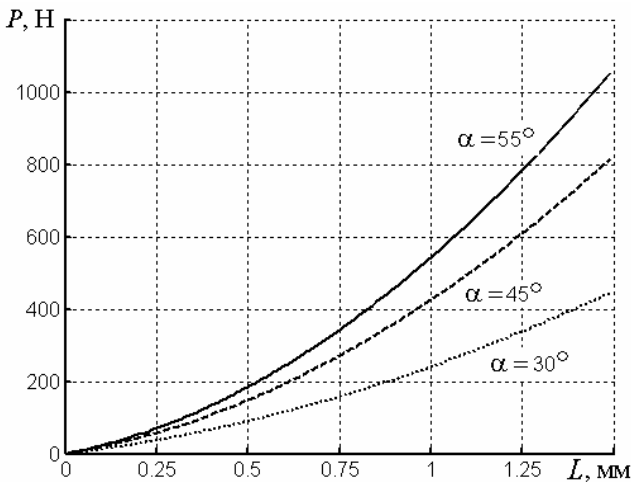


Рисунок 6 – Залежність додаткової гідравлічної сили від довжини фаски.

“Граничні” конструкції керуючого клапана, засновані на отриманих аналітичних виводах, наведені на рис. 7. Природно, ці конструкції є непрацевдатними. Так, конструкція на рис. 7,а має загублений хід клапана й не забезпечує надійного ущільнення при посадці. Конструкція клапана на рис. 7,б буде мати знос гострої запірної кромки сідла й значний знос бічної поверхні конуса клапана, що призведе до втрати його гідроцилістності в закритому стані.

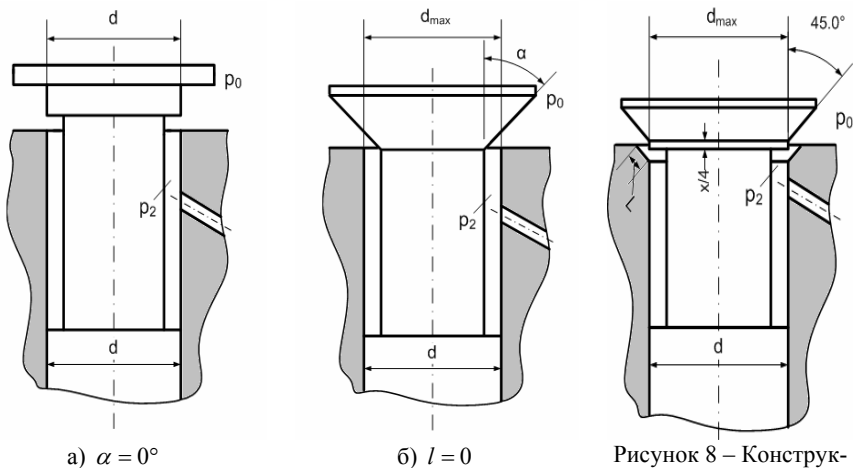


Рисунок 7 – “Граничні” конструкції клапана.

Рисунок 8 – Конструкція “розвантаженого” клапана.

Альтернативою є конструкція клапана, наведена на рис. 8. Його особливості: наявність циліндричного ущільнюючого пояска під конусом клапана, що створює умову $L = 0$ й, отже, $F_{кол} = 0$, а кут фаски 45° забезпечує достатню гідросільність у закритому стані. Причому, циліндричний поясок повинен мати малу висоту (до чверті ходу клапана) для мінімізації втрат ходу клапана при його відкритті. Зменшення ж мінімальної площі прохідного перетину, що має місце при цьому, можна компенсувати незначним збільшенням діаметра клапана.

Таким чином, використання керуючого клапана описаної конструкції в ТА з електромагнітним керуванням дозволить значно зменшити гідравлічну силу, що діє на запірний конус при відкритому клапані, що забезпечить працездатність вузла при невисоких значеннях сили електромагніта.

Висновки.

1. При відриві від сідла “гідравлічно врівноваженого” грибоквого клапана виникає діюча на нього додаткова гідравлічна сила. Ця сила є неуврівноваженою, досягає значної величини й порушує нормальну роботу даного вузла (перешкоджає закриттю клапана).

2. Величина цієї додаткової гідравлічної сили залежить від площі запірного конуса, а також від закону розподілу тиску в каналі між конусом клапана й сідлом. Для розрахунку додаткової гідравлічної сили отримані аналітичні залежності закону розподілу тиску, що діє в каналі між сідлом і замикаючим конусом клапана.

3. Аналіз впливу конструктивних параметрів клапана на величину виникаючої в ньому додаткової гідравлічної сили показав, що для її зниження необхідно зменшувати ширину фаски сідла. Запропоновано конструкцію “розвантаженого” клапана, що дозволяє значно знизити вплив додаткової гідравлічної сили.

Список літератури: 1. Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. Топливная аппаратура и системы управления дизелей // Учебник для вузов. - М.: Легион-Автодата, 2004. – 344 с. 2. Справочник по гидравлике / Под ред. В.А.Большакова.- 2-е изд., перераб. и доп. - К.: Вища шк. Головне изд-во, 1984. – 343 с. 3. Розенблит Г.Б., Григорьев А.Л., Зонов В.Д. Анализ причин и определение условий, обеспечивающих герметичность плоского дифференциального клапана форсунки // Вестник Харьковского государственного политехнического университета. - Харьков: ХГПУ, 1999. - Вып.58. – С.82-91. 4. Лойцянский Л. Г. Механика жидкости и газа. Изд. 5-е, перераб.- М.: Наука, 1978. – 736 с. 5. Дубовкин Н.Ф. Справочник по углеводородным топливам и их продуктам сгорания. М.: Госэнергоиздат, 1962. – 288 с.

Надійшла до редколегії 14.12.2011