

С.В.Струтинський канд. техн. наук
Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут»,
Н.І.Ушенко

Київське центральне конструкторське бюро арматуробудування

ГАЗОДИНАМІКА КЛАПАНІВ ВИСОКОГО ТИСКУ ІЗ ВРАХУВАННЯМ РЕЛАКСАЦІЇ ФОРМИ ПРУЖНОГО СІДЛА

Рассмотрены особенности конструкции проточной части газовых клапанов высокого давления. Разработана методика расчета и выполнены расчеты параметров течения газа в проточной части клапана с учетом релаксации формы поверхности резинового уплотнения. Определено влияние изменения формы поверхности уплотнения на параметры течения. Предложены рациональные конструктивно технологические варианты выполнения проточной части клапанов высокого давления.

The features of construction of running part of gas valves are considered high-pressure. The method of calculation is developed and executed calculation of parameters of flow of gas in running part of valve taking into account relaxation of form of surface of rubber compression. Influence of change of form is certain on the parameters of flow. The rational are offered structurally technological variants of implementation of running part of valves high-pressure.

Вступ

Вдосконалення конструкції керуючої арматури потребує вивчення особливостей робочих процесів у проточній частині пневматичних та газових пристроїв. Тому дослідження газодинаміки клапанів високого тиску є актуальним.

Проблема в загальному вигляді полягає у вдосконаленні конструкції клапанів високого тиску, в яких має місце течія газу із швидкостями, близькими до швидкості звуку та важливими науковими і практичними завданнями розробки високоефективної керуючої арматури.

В публікаціях останнього часу розглянуто ряд важливих питань розробки пневматичних пристроїв [1]. В основному вони присвячені формуванню раціональних законів керування електропневматичних пристроїв [2]. Низка фундаментальних робіт включають розробку і дослідження мехатронних систем на основі пневматичної керуючої апаратури [3]. Окремі роботи містять результати досліджень характеристик газових пристроїв, зокрема визначення їх герметичності [4]. Течію газового середовища аналізують в працях [4, 5]. Однак особливостей течії газу в клапанах високого тиску в літературних джерелах не виявлено.

До невирішених раніше частин загальної проблеми відноситься визначення впливу зміни форми поверхні пружного ущільнення на параметри течії газу в проточній частині клапана високого тиску.

Метою досліджень є встановлення параметрів течії в проточній частині клапанів із врахуванням релаксації форми пружного сідла та вдосконалення на цій основі клапанів високого тиску.

Задачами досліджень є побудова теоретичної моделі течії газу в каналах із змінною формою стінок та розробка

методики розрахунку густини, швидкості, тиску і температури в проточній частині клапана із врахуванням зміни форми поверхні гумового ущільнення.

Виклад основного матеріалу

Типовий клапан високого тиску ($p_0 = 4\text{--}5\text{МПа}$) має золотник 1 із гумовим ущільненням 2 та сідло 3 (рисунок 1).

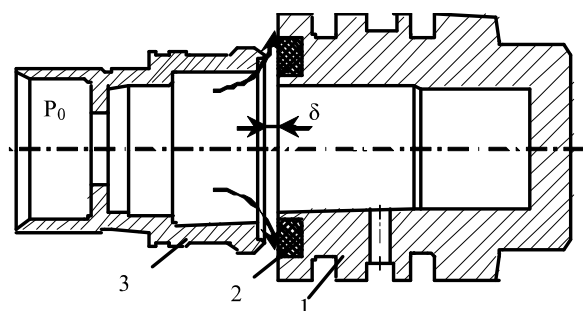


Рисунок 1 — Конструктивні схеми деталей проточної частини клапана високого тиску.

Деталі клапана виготовлені з високою точністю. Гумове ущільнення 2 вмонтовано в сідло 1. Золотник клапана 3 зміщується за допомогою електромагнітного привода максимальне зміщення складає $\delta = 0,3\text{--}0,6\text{ мм}$. При переміщенні золотника відносно сідла газ витікає через кільцеву щілину в напрямку, показаному стрілками.

Поясок золотника, який взаємодіє із гумовою поверхнею сідла, має високу якість поверхні (рисунок 2).



Рисунок 2 — Деталі проточної частини клапана: а — сідло; б — золотник із гумовим кільцем; в — клапан в зборі.

Течія газу в кільцевому зазорі супроводжується специфічними газодинамічними ефектами. В проточній частині клапана газ рухається в каналі змінного поперечного перетину (рисунок 3).

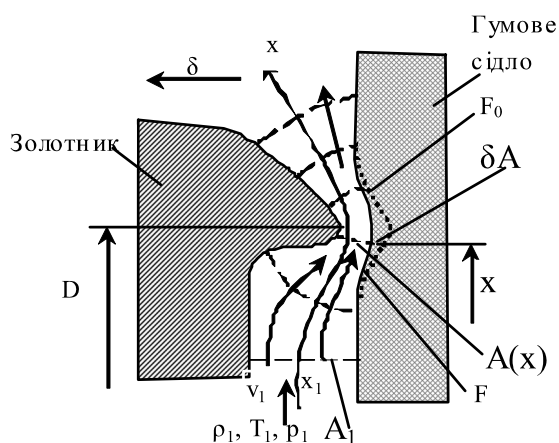


Рисунок 3 — Форма перетину проточної частини каналу та схема течії в проточній частині.

Переміщення золотника $\delta \epsilon$ набагато меншим діаметра D запірної частини золотника. Тому течію газу в зазорі між золотником і сідлом можна вважати одномірною і залежною лише від поздовжньої координати x . Прийємо в якості припущення, що течія газу є адиабатичною та ізоентропійною [6]. При цьому параметри течії визначаються термодинамічними параметрами газу в деякому початковому перетині x_1 , та зміною перетину потоку $A(x)$ по довжині каналу. У вибраному початковому перетині x_1 з площею A_1 маємо тиск газу p_1 , середню швидкість його руху v_1 , густину газу ρ_1 , температуру T_1 та число Маха M_1 .

Зміна площі поперечного перетину каналу $A(x)$ визначається геометричними розмірами сідла і запірної частини золотника, а також залежить від форми поверхні гумового ущільнення. При відкритті клапана початкова гумова поверхня сідла має кільцеву заглибину (показано пунктирною лінією F_0 на рисунку 3). У подальшому відбувається релаксація форми гумової поверхні [4], і вона набуває вигляду кривої F .

Відповідно течія газу проходить у каналі, площа поперечного перетину якого змінюється. Ці зміни $\delta A(x)$ є невеликими.

Запропоновано визначити параметри течії в каналі незмінної форми, а невеликі відхилення форми перетину каналу врахувати у вигляді диференціалів (приростів) відповідних параметрів течії. Для одномірної течії газу число Маха змінюється по довжині каналу x у залежності від площі $A(x)$ згідно рівняння [7]:

$$\frac{A}{A_1} = \frac{M_1}{M} \left[\frac{1 + 0.5(k-1)M^2}{1 + 0.5(k-1)M_1^2} \right]^{\frac{k+1}{2(k-1)}}, \quad (1)$$

де A — поточна площа перетину каналу; M — число Маха в поточному перетині каналу; k — показник адиабати (для повітря $k \approx 1.4$).

Рівняння (1) допускає безпосередні обчислення функціонального зв'язку зміни площі каналу A та параметра M (рисунок 4).

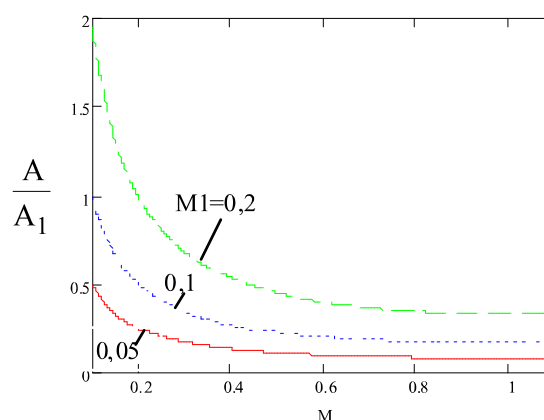


Рисунок 4 — Взаємозв'язок зміни площі перетину каналу і числа M при різних значеннях параметра M_1 в початковому перетині потоку.

Встановлений зв'язок (1) числа M і площі перетину каналу дає можливість визначити густину, швидкість, тиск та температуру по довжині каналу змінної площі. Для цього використано співвідношення [7]

$$\begin{cases} \frac{\rho}{\rho_1} = \left[\frac{1 + 0.5(k-1)M_1^2}{1 + 0.5(k-1)M^2} \right]^{\frac{1}{k-1}}, \\ \frac{v}{v_1} = \left[\frac{1 + 0.5(k-1)M_1^2}{1 + 0.5(k-1)M^2} \right]^{\frac{1}{2}}, \\ \frac{p}{p_1} = \left[\frac{1 + 0.5(k-1)M_1^2}{1 + 0.5(k-1)M^2} \right]^{\frac{k}{k-1}}, \\ \frac{T}{T_1} = \left[\frac{1 + 0.5(k-1)M_1^2}{1 + 0.5(k-1)M^2} \right]. \end{cases} \quad (2)$$

Формули (2) подані у вигляді графіків (для $M_1 = 0, 1$) (рисунок 5).

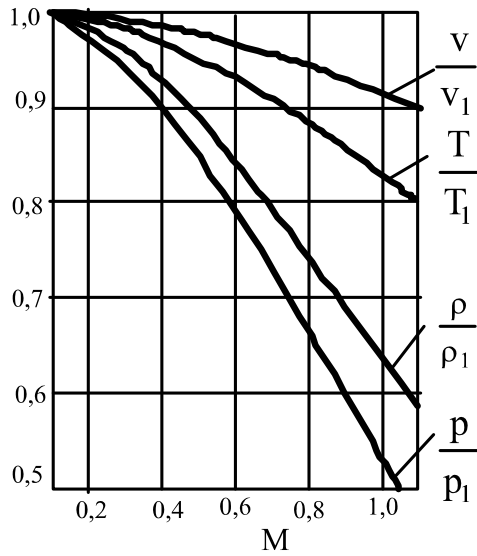


Рисунок 5 — Залежність параметрів течії газу від числа M яке змінюється по довжині каналу.

Рівняння (1)–(2) та графіки на рисунок 4 і 5 дають в параметричному вигляді (через число M) зв'язок між параметрами течії газу в каналі і зміною площі його перетину. Використання рівнянь і графіків є незручним і не дає можливості встановити параметри течії при зміні форми проточної частини каналу. Тому для розрахунку даних параметрів розроблено спеціальну методику, яку викладено нижче. Методика базується на визначенні можливо-го діапазону варіації площі поперечного перетину каналу.

Розрахункову відносну площу поперечного перетину каналу визначено шляхом побудови наближено ортогональних перетинів у проточній частині клапана при його максимальному відкритті.

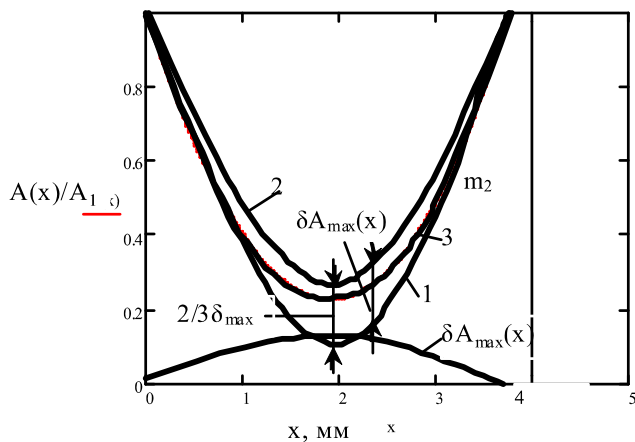


Рисунок 6 — Зміна площі поперечного перетину каналу із врахуванням релаксації форми гумової поверхні сідла: 1 — зміна площі каналу при рівній поверхні сідла; 2 — зміна площі при максимальній деформації сідла; 3 — апроксимація залежності площі від довжини каналу поліноміальною функцією.

Зміну площі по перетину каналу розраховано для двох крайніх випадків.

Перший відповідає абсолютно рівній недеформованій поверхні гумового сідла (крива 1), другий — максимальній деформації сідла (крива 2, рисунок 6).

Форму деформованої пружної поверхні сідла визначено наближеними методами [8]. Зміна площі каналу описана поліноміальною функцією виду

$$A(x)/A_1 = a_0 + a_1x + a_2x^2 + a_3x^3 + a_4x^4 \quad (3)$$

де коефіцієнти a_0 – a_4 вибрані із умови наближення кривої 3 до кривих 1 і 2 згідно наближеної рівності $A_3 \approx A_1 + 2\delta A_{\max}/3$.

Для розрахунку параметрів течії в каналі, відповідних визначеній зміні площі перетину, побудовано дискретну математичну модель. Для цього проведені обчислення параметрів течії при фіксованих значеннях числа $M=0,1; 0,2$ – $1,1$.

Результати обчислень подані у вигляді таблиці 1.

Останні колонки таблиці одержані в результаті розв'язку рівняння (3), в якому значення $A(x)$ в лівій частині підставлено із колонки 3 таблиці.

Для врахування варіації площі каналу, спричиненої змінами форми гумового сідла, використано диференціальні співвідношення:

$$A = A_0 + \frac{\partial A}{\partial M} \delta M, \quad A = A_0 + \delta A, \quad (4)$$

$$\begin{cases} \rho = \rho_0 + \frac{\partial \rho}{\partial M} \delta M, & v = v_0 + \frac{\partial v}{\partial M} \delta M, \\ p = p_0 + \frac{\partial p}{\partial M} \delta M, & T = T_0 + \frac{\partial T}{\partial M} \delta M. \end{cases} \quad (5)$$

Таблиця 1
Результати обчислень параметрів течії газу в залежності від параметра M

№	M_0	$\frac{A_0}{A_1}$	$\frac{\rho_0}{\rho_1}$	$\frac{v_0}{v_1}$	$\frac{p_0}{p_1}$	$\frac{T_0}{T_1}$	x_1	x_2
0	0.1	1	1	1	1	1	4	0
1	0.2	0.509	0.985	0.997	0.979	0.994	3.243	0.757
2	0.3	0.35	0.961	0.992	0.946	0.984	2.865	1.135
3	0.4	0.273	0.929	0.985	0.902	0.971	2.605	1.395
4	0.5	0.23	0.89	0.977	0.849	0.954	2.388	1.612
5	0.6	0.204	0.845	0.967	0.79	0.935	2.143	1.857
6	0.7	0.188	0.796	0.955	0.726	0.913	-	-
7	0.8	0.178	0.744	0.942	0.661	0.888	-	-
8	0.9	0.173	0.69	0.929	0.595	0.862	-	-
9	1	0.172	0.637	0.914	0.532	0.835	-	-
10	1.1	0.173	0.585	0.898	0.472	0.807	-	-

Частинні похідні, які входять в залежності (4) і (5), знайдено шляхом диференціювання формул (1) і (2) та складають наступну систему рівнянь

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{\partial A}{\partial M} &= \frac{1.2M(0.2M^2 + 1)^2}{(0.2M^2 + 1)^3} - \frac{M(0.2M^2 + 1)^3}{M^2(0.2M^2 + 1)^3}, \\ \frac{\partial \rho}{\partial M} &= -\frac{M \left(\frac{0.2M^2 + 1}{0.2M^2 + 1} \right)^{1.5} (0.2M^2 + 1)}{(0.2M^2 + 1)^2}, \\ \frac{\partial v}{\partial M} &= \frac{0.2M(0.2M^2 + 1)}{\sqrt{\frac{0.2M^2 + 1}{0.2M^2 + 1}} (0.2M^2 + 1)^2}, \\ \frac{\partial p}{\partial M} &= -\frac{1.4M \left(\frac{0.2M^2 + 1}{0.2M^2 + 1} \right)^{2.5} (0.2M^2 + 1)}{(0.2M^2 + 1)^2}, \\ \frac{\partial T}{\partial M} &= -\frac{0.4M(0.2M^2 + 1)}{(0.2M^2 + 1)^2} \end{aligned} \right. \quad (6)$$

Варіація площі, зумовлена зміною форми сідла, визначена у вигляді

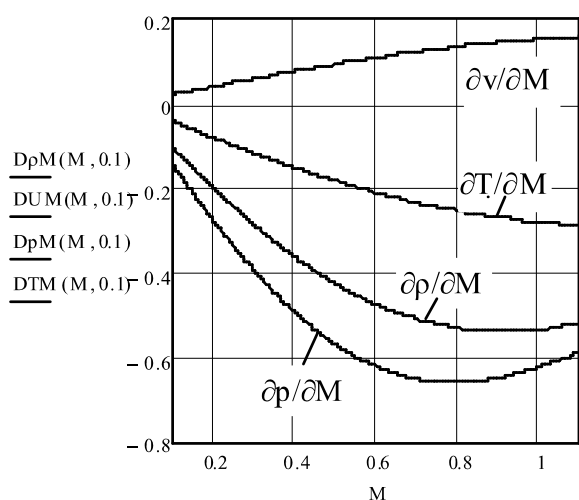
$$\delta A = \delta A_{\max} / 3, \quad (7)$$

де значення максимального діапазону зміни площі каналу показано на рисунку 6.

Після підстановки варіації площі із (7) в систему (4) знаходиться варіація числа M у вигляді:

$$\delta M = \delta A_{\max} / (3\partial A / \partial M). \quad (8)$$

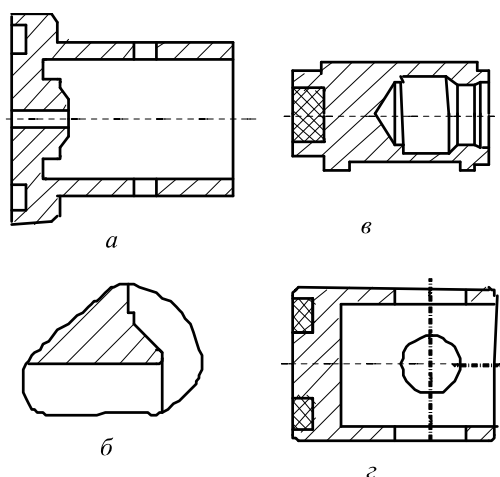
У залежності від знайденої варіації площі каналу (8) відповідно формул (5) знаходяться зміни параметрів течії газу в каналі зумовлені зміною форми гумового сідла. Для спрощення обчислень по формулам (6) їх надано в графічному вигляді (рисунки 7).



Рисунки 7 — Розрахункові залежності частинних похідних параметрів течії газу в каналі від числа M .

З таблиці 1 випливає, що у проточній частині клапана параметр M не перевищує 0,6. Відповідно частинні похідні параметрів течії (згідно графіків рисунку 7) монотонно збільшуються по модулю. Їх максимальне значення при $M \leq 0,6$ приблизно складає: 0,15 — для швидкості, 0,2 — для температури, 0,45 — для густини та 0,65 — для тиску в перетині каналу. Зміна відносної площі каналу внаслідок релаксації форми поверхні гумового ущільнення не перевищує $\delta A_{\max}(x) \leq 0.15$. Відповідно максимальні зміни параметрів течії в каналі складають 2% для швидкості; 3% для температури; 6% для густини і 10% для тиску. Наведені максимальні значення дають оцінку зміни параметрів течії внаслідок релаксації форми гумового ущільнення. При течії реального газу мають місце втрати тиску та вихроутворення. Тому зміни параметрів течії будуть в 1,2–1,8 разів більшими і складуть 10–15%.

По результатах досліджень розроблено ряд конструкцій клапанів високого тиску. Клапани із плоскою поверхнею сідла мають гумове ущільнення, яке розміщено в заглибині сідла (рисунки 8).



Рисунки 8 — Проточна частина клапанів із плоскими поверхнями сідла: а, б — форма ущільнюючого пояса; в, г — конструктивне виконання циліндричного і кільцевого гумових ущільнень.

Клапани даного типу відрізняються технологічністю та надійністю роботи. До їх недоліків відносяться складність центрування золотника яка здійснюється по його зовнішній поверхні. Для цього золотник має центруючі грані «Г», що взаємодіють із отвором «О» корпусу (рисунки 9).

Для поліпшення центрування клапана в його центральній частині виконують хвостовик, який входить в отвір золотника (рисунки 10).

Хвостовик 1 поліпшує функцію формування гумової ущільнюючої поверхні та додаткової підтримки гумової вставки 2. Стрижень золотника 3 має лиски 4, що утворюють сегментні канали, якими газ виходить від запірної частини клапана. Золотник із хвостовиком застосовують у клапанах зменшених типорозмірів. При цьому забезпечується раціональна схема розміщення золотника в отворі корпусу клапана (рисунки 11).



Рисунок 9 — Загальний вигляд корпусу клапана (а) та золотника (б)

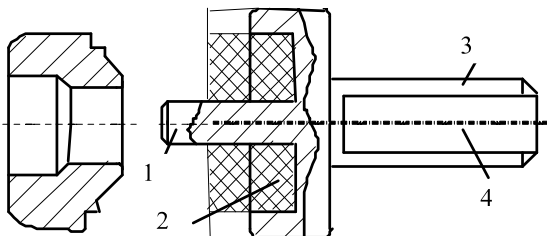


Рисунок 10 — Конструктивна схема деталей проточної частини клапана золотник якого має хвостовик у центральній частині

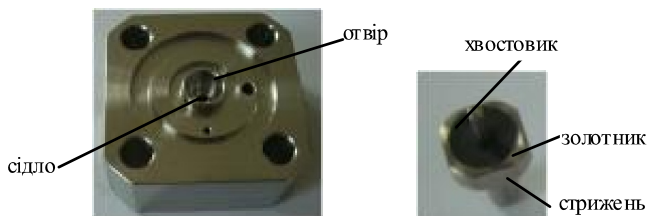


Рисунок 11 — Конструкція елементів проточної системи клапана золотник якого має напрямний стрижень

В деяких конструкціях клапанів хвостовик виконується у вигляді окремої деталі, яку закріплено в отворі золотника (рисунок 12).

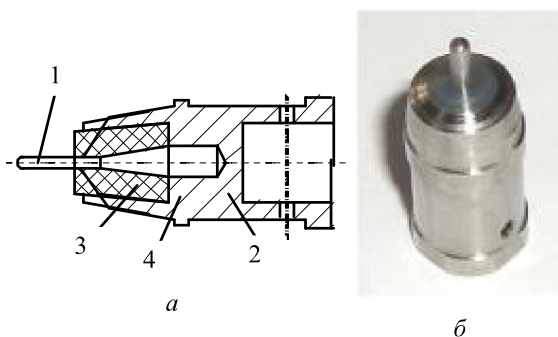


Рисунок 12 — Конструкція клапана із конічною гумовою поверхнею золотника: а конструктивна схема золотника; б — загальний вигляд золотника

Хвостовик 1 золотника входить у глухий отвір корпусу 2. Конічне гумове ущільнення 3 містять у конічний отвір золотника із стінками 4, які вальцюються, утримуючи гумове ущільнення 3.

Дана конструкція клапана забезпечує високий ступінь герметичності пристрою. Пари сідло—золотник розроблених типів мають компактну конструкцію.

Висновки

1. Для розрахунку номінальних параметрів течії (густини, швидкості, тиску та температури) в проточній частині клапанів високого тиску доцільно застосувати залежності, які описують одномірний рух ідеального газу. Врахування зміни проточної частини клапана внаслідок релаксації форми гумового ущільнення здійснюється обчисленням частинних похідних зміни параметрів по площі перетину каналу з подальшим знаходженням варіацій значень параметрів, відповідних їх диференціалам.

2. Встановлено, що релаксація форми поверхні гумового ущільнення змінює параметри течії газу в проточній частині. Зміна густини і тиску газу по причині релаксації форми ущільнення сягає 10–15% від їх номінальних значень, зміни швидкості і температури не перевищують 10% номінальних значень.

3. При конструюванні клапанів високого тиску необхідно забезпечити умови швидкої релаксації форми гумової ущільнюючої поверхні золотника. Це можна здійснити виконанням кільцевих ущільнень, розташованих в отворі золотника та додаткового центруючого хвостовика, розміщеного у центральній частині ущільнення.

4. Як напрямок подальших досліджень рекомендується врахувати вихроутворення в проточній частині клапана високого тиску та визначити умови відриву потоку від стінок каналу з еластичними поверхнями.

Література

1. Гідрогазотермодинаміка: навч. посіб. / В.М. Бадах, М.М. Глазков, Ю.С. Головка та ін.; за ред. Г.Й. Зайончковського. — К.: Нау-друк, 2009. — 352 с.

2. Струтинський, С.В. Експериментальні дослідження характеристик регульованого аеростатичного сферичного шарніра / С.В. Струтинський, О.М. Яхно // Вісник Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут», серія Машинобудування. — №59. — К., 2010. — С.224—227.

3. Пашков, Е.В., Осинский, Ю.А. Промышленные мехатронные системы на основе пневмопривода: Учеб. пособие. — Севастополь Изд. СевНТУ, 2007. — 401 с.

4. Уплотнения и уплотнительная техника: Справочник / Л.А. Кондаков, А.И. Голубев; В.Б. Овандер, В.В. Гордеев; Б. А. Фурманов; Б. В. Кармугин. — М.: Машиностроение, 1986. — 464 с.

5. Ніколенко, І.В., Дашенко, О.Ф., Красовський Є., Сосновський С., Яковенко А.М. Технічна механіка рідини і газу, гідравлічні та аеродинамічні машини: Навчальний посібник. — Сімферополь: НАПКС, 2010. — 362 с.

6. Повх, И.Л. Техническая гидромеханика. — Л.: Машиностроение, 1969. — 524 с.

7. Лойцянский, Л.Г. Механика жидкости и газа. — М.: Наука, 1973. — 847 с.

8. Strutinsky, S. Technological provision of controlling the spherical aerostatic supporting knots of spatial mechanism in the quality mechatronic systems / S. Strutinsky, O. Jachno // Stowarzyszenia Inzynierow i Technikow Mechanikow Polskich, Wroclaw / Hydraulika i Pneumatyka. — № 6/2009, P. 19— 23.

Надійшла 17.12.2011 р.