

Рисунок 6 - Власна форма коливань на частоті 53,9 Гц

В особливості інтерес представляє глобальна форма коливань на частоті 49,4 Гц, що є наближеною до робочої частоти 50 Гц (рис. 4).

Було побудовано розрахункову модель системи ТФО. Обчислено власні частоти та форми власних коливань системи ТФО для діапазону 42 - 56 Гц. З дослідження власних частот виявлено наявність частоти 49,4 Гц, що знаходиться поблизу від робочої частоти. З дослідження форм власних коливань виявлено недостатню жорсткість щонайменше однієї пари колон фундаменту, що є посеред кріплення генератора.

УДК 625.032

Міщенко Ігор Вікторович, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, : [ivmishch@gmail.com](mailto:ivmishch@gmail.com)

Чернов Вячеслав Миколайович, студент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

## **ОСОБЛИВОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ КВАЗІСТАЦІОНАРНОГО МЕТОДУ ПРИ РОЗРАХУНКАХ СКЛАДНИХ ПНЕВМОМЕХАНІЧНИХ СИСТЕМ**

Розглядаються теоретичні передумови побудування математичних моделей пневматичних трактів перспективних зразків пожежного та аварійно-рятувального спорядження, що мають у своєму складі складні пневмомеханічні системи. Розрахунок базується на теорії «наповнення – спорожнення» та квазістаціонарному методі визначення параметрів стану повітря.

**Постановка проблеми.** При проектуванні перспективних зразків пожежної та аварійно-рятувальної техніки інколи доводиться проводити розрахунки термодинамічних процесів, які відбуваються в пневматичних трактах складних пневмомеханічних систем, наприклад, в імпульсному пневмогідролічному мультиплікаторі, який пропонується до застосування в пожежному та аварійно-рятувальному автомобілі (Рис. 1). Мультиплікатор складається із резервуарів постійного (1) та змінного (3) об'ємів, які зв'язані

між собою трубопроводом (2) із встановленими в місцях з'єднання дросельними шайбами (4). В окремих випадках система дещо ускладнюється, якщо об'єми сполучених резервуарів значно відрізняються, а зміна об'єму якогось резервуару задається не в вигляді математичних залежностей того або іншого рівня складності, а є наслідком коливання деякої підпружиненої маси (поршень - 5), що з'єднана із ним.

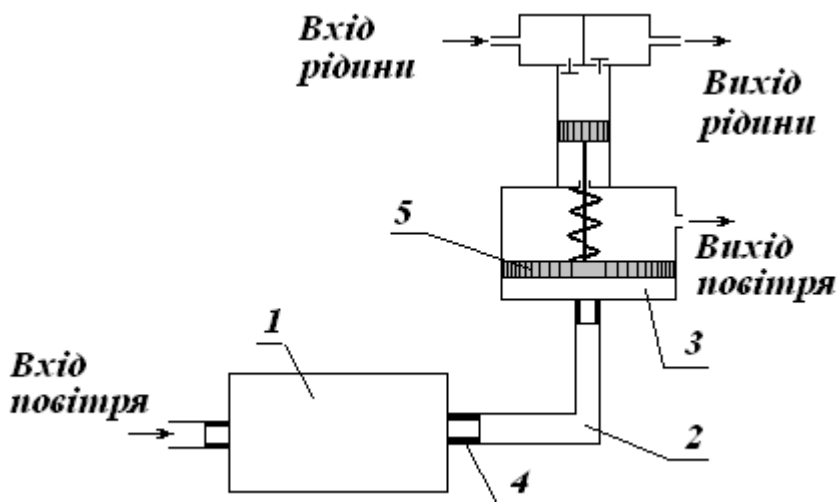


Рисунок 1 – Схема пневмоімпульсного мультиплікатора гідравлічного насоса

**Постановка задачі та її вирішення.** Основою теорії «наповнення – спорожнення» та квазістаціонарного методу розрахунку термодинамічних процесів при проектуванні пневматичних трактів є наступні положення:

- миттєве розповсюдження зміни тиску повітря в усьому об'ємі кожного окремо взятого елемента загальної пневмосистеми, внаслідок чого тиск в кожному резервуарі по усьому об'єму однаковий і не змінюється протягом кроку інтегрування;
- передбачається, що кінетична енергія струменю повітря, який проходить через дросель із одного об'єму в інший, повністю розсіюється;
- термодинамічні процеси аналізуються виходячи з основних законів збереження енергії та маси речовини.

Термодинамічні процеси в кожному із елементів цієї системи характеризуються наступними параметрами:  $P$  – тиск повітря в резервуарі;  $G$  – маса повітря в резервуарі;  $T$  – температура повітря;  $V$  – об'єм резервуара;  $\rho$  – густина повітря в резервуарі;  $C_p$  – теплоємність повітря в процесі  $P = \text{const}$ ;  $C_v$  – теплоємність повітря в процесі  $V = \text{const}$ ;  $R$  – газова стала.

Рівняння термодинаміки з урахуванням тепло- та масообміну, а також дроселювання повітря при його перетіканні із одного резервуару в інший, складаються на основі закону збереження енергії – першому законі термодинаміки:

$$dQ = dU + dL, \quad (1)$$

де  $Q$  – кількість зовнішньої теплоти, яка вноситься в систему;  $U$  – внутрішня енергія системи;  $L$  – робота, яку виконує система.

Для елементів термодинамічної системи диференціали, які входять в рівняння (1), визначаються наступним чином:

$$dQ = dQ_1 + dQ_2, \quad (2)$$

де  $Q_1$  – кількість теплоти, яка вноситься (+) в елемент, або відводиться від нього (–) через теплообмін з навколишнім середовищем;  $Q_2$  – кількість теплоти, якою обмінюються між собою елементи термодинамічної системи при перетіканні повітря.

Теплообмін з навколишнім середовищем в загальному випадку має нестационарний характер, але для технічних розрахунків відносно повільних процесів при незначному діапазоні зміни температур можна використовувати рівняння теплопередачі:

$$Q_1 = -K_T H_T (T - T_0) dt, \quad (3)$$

$$dQ_2 = i dG, \quad (4)$$

де  $K_T$  – стаціонарний усереднений коефіцієнт теплопередачі;  $H_T$  – площа поверхні теплопередачі;  $T_0$  – температура навколишнього середовища;  $i$  – ентальпія елементарного перетікаючого об'єму повітря  $dG$ . Приймаючи теплоємності  $C_p$  та  $C_v$  постійними, визначимо ентальпію:

$$i = C_p T = (C_v + R) T. \quad (5)$$

Враховуючи рівняння (2-5), запишемо перший закон термодинаміки (1) у вигляді:

$$C_v G dT + P dV - R T dG + K_T H_T (T - T_0) dt = 0. \quad (6)$$

Зважаючи на невеликий діапазон зміни тиску при якому швидкість повітря не перевищує 0,5 швидкості звуку, кількість повітря, яке перетікає, наприклад, із об'єму «1» в об'єм «2» (при  $P_1 > P_2$ ) визначається наступним чином ( $\mu$  – коефіцієнт витікання повітря,  $S_{1-2}$  – площа перерізу дроселя між елементами «1» та «2»):

$$dG_1 = \mu S_{1-2} [2\rho(P_1 - P_2)]^{1/2} dt, \quad (7)$$

Рівняння Клапейрона-Менделєєва характеризує стан повітря в елементах термодинамічної системи:

$$PV = GRT, \quad (8)$$

або в диференціальній формі після відповідних перетворень:

$$PdV + VdP - RTdG - RGdT = 0. \quad (9)$$

Замикає систему термодинамічну частину математичної моделі рівняння масового балансу:

$$dG_K + \sum dG_i - dG_M = 0, \quad (10)$$

де  $dG_K$  – кількість повітря, яке постачає компресор;  $dG_M$  – кількість повітря, яке виходить із мультиплікатору;  $dG_i$  – кількість повітря, яким обмінюються між собою окремі елементи пневмосистеми.

Диференціальне рівняння коливань підпружиненої маси запишемо використовуючи загальноприйняті методи механіки:

$$M \left( \frac{d^2x}{dt^2} \right) - kx + P_B F_B - P_T F_T = 0, \quad (11)$$

де  $M$  – маса поршня;  $x$  – переміщення поршня;  $k$  – жорсткість пружини;  $P_B$  – тиск повітря в резервуарі під поршнем;  $F_B$  – площа повітряного поршня;  $P_T$  – тиск рідини в резервуарі над гідравлічним поршнем;  $F_T$  – площа гідравлічного поршня.

**Висновки.** Важливим етапом при проектуванні новітніх зразків пожежної та аварійно-рятувальної техніки, що складаються з пневматичних трактів складних пневмомеханічних систем, є розробка математичних моделей для дослідження термодинамічних процесів, які відбуваються в системі, вибору її оптимальних параметрів та налаштування робочих процесів. В роботі розглядається один із методів побудови таких моделей.

Роговий Андрій Сергійович, д.т.н., проф., Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», [asrogovoy@ukr.net](mailto:asrogovoy@ukr.net)

Рень Ціншен, студент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»

Нескорожений Артем Олегович, аспірант, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Тімченко Євген Ігорович, аспірант, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»

## ВЗАЄМНЕ РОЗТАШУВАННЯ ТАНГЕНЦІАЛЬНИХ КАНАЛІВ ВИХОРОКАМЕРНИХ НАГНІТАЧІВ У БЕЗДРЕНАЖНОМУ РЕЖИМІ РОБОТИ

Проблеми перекачування середовищ, що мають у своєму складі тверді абразивні частинки, мають визначальний вплив на ефективність виробництва у багатьох промисловостях: добування корисних копалин, їх збагачення, транспорт, хімічна та будівна промисловості. Найбільш ефективний спосіб переміщення твердих середовищ на підприємствах – це використання пневматичного або гідравлічного транспорту. Вони потребують значно менших