

МОДЕЛЬ ВИЯВЛЕННЯ ЯВИЩА ПОМПАЖУ У ВІДЦЕНТРОВИХ НАГНІТАЧАХ ГАЗОПЕРЕКАЧУВАЛЬНИХ АГРЕГАТИВ

Анотація. З метою підвищення надійності і продуктивності роботи газоперекачувальних агрегатів дотискувальних компресорних станцій підземних сховищ газу, а також досягнення найбільшої їхньої ефективності актуальним є питання вивчення явища помпажу та своєчасного його виявлення. Запропоновано модель визначення зон втрати стійкості розв'язків системи диференціальних рівнянь та встановлено, що явище помпажу корелює з втратою стійкості розв'язків системи, яка описує взаємозв'язок між параметрами (тиск та витрата), що контролюються на діючих компресорних станціях.

Ключові слова: антипомпажний захист, відцентровий нагнітач, точки положення рівноваги.

Питання пов'язані із антипомпажним захистом компресорів постійно знаходяться у полі зору вчених. Аналізування робіт по цій тематиці [1-2 та ін.], показало, що у розробках та реалізаціях систем автоматичного керування газоперекачувальними агрегатами (ГПА) досягнуто позитивні результати, проте залишаються недоліки – за умови роботи ГПА на значній відстані від помпажної зони, оперативний персонал компресорної станції не може бачити поступового наближення до неї. Тому актуальною задачею залишається детальне вивчення явища помпажу та розроблення методу його ідентифікації у відцентрових нагнітачах газоперекачувальних агрегатів.

Вивчення помпажу проводиться як в спрощеній постановці – компресор являє собою систему із зосередженими параметрами, яка описується звичайними диференціальними рівняннями, так і в загальному випадку, коли компресор з мережею є розподіленою системою, яка описується диференціальними рівняннями з частинними похідними. При цьому в першому випадку для опису процесу використовується система виду [1]:

$$\begin{cases} L_0 \ddot{Q}_0 = F(Q_0) \\ C_0 \dot{P} = Q_0 - G(P), \end{cases} \quad (1)$$

де C_0, L_0 – деякі залежності від P, Q_0 характеристики компресора, $F(Q_0), G(P)$ – неперервні та безкінечно диференційовані функції від об'ємної витрати Q_0 та тиску P перед вхідним дроселем.

Умови помпажу при цьому встановлюється за наступною схемою: лінеаризуючи (1) для м'якого помпажу C_0, L_0 можна вважати сталими величинами, для жорсткого помпажу необхідно враховувати їх структуру в залежності від P, Q_0 . Проводиться дослідження стійкості лінеаризованої системи, що складається з двох рівнянь з двома невідомими за критерієм Рауса – Гурвіца, при цьому жорсткому помпажу відповідають випадки, коли дійсні частини коренів характеристичного рівняння будуть додатними, а м'якому – коли власні корені матимуть нульові дійсні частини. Критерій Рауса – Гурвіца дозволяє чітко встановлювати умови статичної стійкості та умови самозбудження коливань. В другому випадку досліджується на стійкість система, що включає в себе рівняння гідродинаміки та рівняння стану, при цьому вивчається реакція системи на малі збурення параметрів. При цьому вказаний аналіз може бути проведений також з використанням аналізу числових розв'язків методом скінченних різниць, при реалізації яких вдається виділити зони втрати стійкості течією [3].

Будь – який відцентровий компресор, що працює на природному газі, характеризується мінімальною масовою витратою, нижче якої відбувається помпаж. Він виникає тоді, коли динамічний напір, що створюється нагнітачем потоку газу недостатній, щоб врівноважити перепад тиску на нагнітачі. Зменшення динамічного напору є наслідком як зменшення витрат газу, так і відхилення обтікання газом проточної частини нагнітача від розрахункового режиму, якому відповідає найбільше значення ККД двигуна. Мінімальну масову витрату можна підтримувати, направляючи частину потоку з боку нагнітання на вхід компресора, або викидаючи частину газу на

стороні нагнітання в атмосферу. Роботу компресора можна представити у вигляді кривої залежності між нарощуванням питомого енергозмісту газу (напору) і об'ємною витратою (рис. 1).

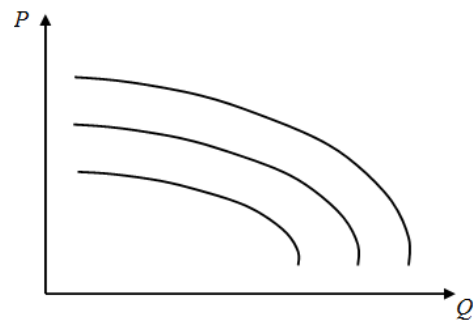


Рис. 1. Газодинамічна характеристика компресора

Пропонується наступна модель визначення зон втрати стійкості розв'язків системи диференціальних рівнянь типу (1), а отже умов виникнення помпажу: нехай в загальному випадку праві частини системи (1) розкладаються в ряд Тейлора і записуються з утриманням членів, вищих за квадратичні. Такий підхід є вмотивованим тією обставиною, що реальні значення функції $L = L(r, l, s, Q_0)$; та $C = C(r_0, r, s, l, C_0)$ в практичних задачах можуть бути визначені лише наближено. Тому система (1) записується у вигляді:

$$\begin{cases} \dot{r} = A_1 + A_2 p + A_3 Q + A_4 p^2 + A_5 p Q + A_6 Q^2 \\ \dot{Q} = A_7 + A_8 p + A_9 Q + A_{10} p^2 + A_{11} p Q + A_{12} Q^2 \end{cases} \quad (2)$$

Для коректної постановки задачі необхідно знати початкові умови, які є відомими як характеристики відповідного агрегату:

$$p(0) = p_0; Q(0) = Q_0. \quad (3)$$

Після знаходження відповідних коренів рівняння пропонується пов'язати тип кожної із точок положення рівноваги на основі наступних положень [1]:

1. I_1 та I_2 – дійсні;
 - а) $I_1, I_2 > 0$ – нестійкий вузол; б) $I_1, I_2 < 0$ – стійкий вузол; в) I_1 і I_2 – різних знаків – сідло.
2. I_1 та I_2 – комплексні; $I_{1,2} = a \pm ib$
 - а) $a > 0$ – стійкий фокус; б) $a < 0$ – стійкий фокус; в) $a = 0$ – центр.

Якщо в точці – фокус, то в такому випадку (в залежності від початкових умов) значення p та Q знаходяться на замкнених траєкторіях фазової площини, тобто має місце коливання цих значень, отже, відповідає їх значення характеризують явища помпажу або виникнення передпомпажних ефектів. Також можливий розвиток коливальних процесів (причому із зростаючою амплітудою) у випадку, коли p та Q – нестійкий фокус. В усіх інших випадках відзначається монотонний характер зміни p та Q в околі відповідного положення рівноваги.

Отже, запропоновано модель визначення зон втрати стійкості розв'язків системи диференціальних рівнянь та встановлено, що явище помпажу корелює з втратою стійкості розв'язків системи, яка описує взаємозв'язок між параметрами (тиск та витрата), що контролюються на діючих компресорних станціях.

Література

1. Фешанич Л. І., Олійник А. П. Метод виявлення явища помпажу у відцентрових нагнітачах газоперекачувальних агрегатів. Вісник Нац. техн. ун-ту "ХПІ" : зб. наук. пр. Сер. : Механіко-технологічні системи та комплекси. 2017. № 19 (1241). С. 114 –119.
2. Семенцов Г.Н. Синтез однократної системи автоматичного захисту компресора від помпажу. Науковий журнал «Технологічні комплекси» . 2010. №2. С. 137 –151.
3. Олійник А. П., Скрип'юк Р. Б., Шеремета В. Б. Дослідження стійкості течії з малими збуреннями та умов виникнення турбулентності. Восточно-Европейский журнал передовых технологий. 2014. № 2(7). С. 36 – 41.