

УДК 681.514:622.691.4

DOI: 10.31471/1993-9981-2019-2(43)-111-119

ДОСЛІДЖЕННЯ ЗВ'ЯЗКУ ЗАПАСУ СТІЙКОСТІ ЗА АМПЛІТУДОЮ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ВІДЦЕНТРОВОГО НАГНІТАЧА ГАЗОПЕРЕКАЧУВАЛЬНОГО АГРЕГАТУ ЯК ОБ'ЄКТА КЕРУВАННЯ ЗІ СТУПЕНЕМ ПІДВИЩЕННЯ ТИСКУ ГАЗУ

А. І. Лагойда, Л. І. Лагойда

*ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська 15, тел. (0342) 727167,
e-mail: lahoidaandrii@gmail.com*

За допомогою експериментальних даних, які отримані в процесі зміни в часі ступеня підвищення тиску газу, а також продуктивності відцентрового нагнітача газоперекачувального агрегату, встановлено певний зв'язок залежності запасу стійкості за амплітудою математичної моделі відцентрового нагнітача газоперекачувального агрегату та ступені підвищення тиску газу відцентрового нагнітача газоперекачувального агрегату. Оцифрування графіків зміни ступеня підвищення тиску газу, а також продуктивності відцентрового нагнітача газоперекачувального агрегату виконане за допомогою програмного продукту Graph2Digit. Оцифрування виконане з періодом дискретизації, який складає 0,3 с. Кількість значень для ступеня підвищення тиску газу, а також продуктивності відцентрового нагнітача газоперекачувального агрегату становить по 581 кожного.

Здійснено розбиття отриманих експериментальних даних на діапазони (1 - 811 с. - 818 с.; 2 - 818 с. - 825 с.; 3 - 811 с. - 831 с.; 4 - 825 с. - 831 с.; 5 - 827 с. - 832 с.; 6 - 829 с. - 831 с.). В процесі проведення дослідження на відповідних інтервалах визначено оцінку математичного сподівання для кожного з інтервалів, а також рівняння спектральної щільності для ступеня підвищення тиску газу та рівняння спектральної щільності для продуктивності відцентрового нагнітача газоперекачувального агрегату.

За допомогою співвідношення між спектральними щільностями і функції fact програмного продукту Matlab, котра виконує факторизацію дробово-раціонального виразу визначено функції передач на кожному з інтервалів та визначено запаси стійкості за допомогою критерію Найквіста.

Здійснено побудову графіку залежності запасу стійкості відцентрового нагнітача газоперекачувального агрегату як об'єкта керування від математичного сподівання, яке отримане на основі відношень спектральних щільностей. Дану залежність з метою вибору оптимальної математичної моделі апроксимовано за допомогою програмного продукту CurveExpert Professional.

З множини отриманих результатів вибрано той, який має найвищий коефіцієнт кореляції та найменшу стандартну похибку.

Ключові слова: стійкість, ступінь підвищення тиску газу, відцентровий нагнітач, математична модель.

С помощью экспериментальных данных, полученных в процес изменения во времени степени повышения давления газа, а также производительности центробежного нагнетателя газоперекачивающего агрегата, установлена определенная связь зависимости запаса устойчивости по амплитуде математической модели центробежного нагнетателя газоперекачивающего агрегата и степени повышения давления газа центробежного нагнетателя газоперекачивающего агрегата. Оцифровка графиков изменения степени повышения давления газа, а также производительности центробежного нагнетателя газоперекачивающего агрегата выполнено с работодателем программного продукта Graph2Digit. Оцифровка выполнена с периодом дискретизации, который составляет 0,3 с. Количество значений для степени повышения давления газа, а

також продуктивності центробежного нагнетателя газоперекачиваючого агрегата складає по 581 кожного.

Осуществлено разбиение полученных экспериментальных данных на диапазоны (1 - 811 с. - 818 с.; 2 - 818 с. - 825 с.; 3 - 811 с. - 831 с.; 4 - 825 с. - 831 с.; 5 - 827 с. - 832 с.; 6 - 829 с. - 831 с.). В процес се проведения исследования на соответствующих интервалах определены оценку математического ожидания для каждого из интервалов, а также уравнения спектральной плотности для степени повышения давления газа и уравнение спектральной плотности для производительности центробежного нагнетателя газоперекачиваючого агрегата.

С помощью соотношения между спектральными плотностями и функции fact программнопродукта Matlab, которая выполняет факторизацию дробно-рационального выражения пределены функции передач на каждом из интервалов и определены запасы устойчивости с помощью юкритерия Найквиста.

Осуществлено построение графика зависимости запасаустойчивости центробежного нагнетателя газоперекачиваючого агрегата как объектауправления от математического ожидания, полученное на основе отношений спектральных плотностей. Данную зависимость с целью выбораоптимальной математической модели аппроксимированы с помощью программного продукта CurveExpert Professional.

С множества полученных результатов выбрано тот, который имеет самый высокий коэффициент корреляции и наименьшую стандартную погрешность.

Ключевые слова: устойчивость, степень повышения давления газа, центробежный нагнетатель, математическая модель.

Using the experimental data obtained in the process of change in the time of the degree of increase in gas pressure, as well as the performance of the centrifugal supercharger of the gas pumping unit, . Digitization of graphs of change of degree of increase of pressure of gas, and also productivity of the centrifugal supercharger of gas-pumping unit is made with the help of software Graph2Digit. The digitization was performed with a sampling period of 0.3 s. The number of values for the degree of increase of gas pressure, as well as the performance of the centrifugal pump gas pumping unit is 581 each.

The experimental data are divided into ranges (1 - 811 sec - 818 sec; 2 - 818 sec - 825 sec; 3 - 811 sec - 831 sec; 4 - 825 sec - 831 sec; 5 - 827 pp. - 832 pp.; 6 - 829 pp. - 831 pp.). In the course of the study, the mathematical expectation for each of the intervals, as well as the spectral density equation for the degree of gas pressure increase and the spectral density equation for the performance of the centrifugal supercharger of the gas pumping unit, were determined at appropriate intervals.

Using the relation between the spectral densities and the fact function of the Matlab software product, which factorizes fractional-rational expression, the gear function is determined and the stability stocks are determined using the Nyquist criterion.

The plot of the stability reserve of the centrifugal supercharger of the gas pumping unit as an object of control from the mathematical expectation, which is obtained on the basis of the spectral density ratios, is made. This dependency is approximated by the CurveExpert Professional software to select the optimal model at the model.

From the set of results, the one with the highest correlation coefficient and the smallest standard error is selected.

Keywords: stability, degree of gas pressure increase, centrifugal super charger, mathematical model.

Вступ. Зазвичай, при розробленні системи автоматичного керування спершу визначають модель об'єкта керування, а уже далі досліджують її властивості і синтезують регулятор, котрий відповідає певним встановленим вимогам. Дана послідовність є виправданою тільки в тому випадку, якщо

модель адекватно відображає усі властивості об'єкта керування, а порядок та структура моделі та об'єкта керування однакові. Крім цього конкретні значення параметрів моделі визначені та враховані із достатньою точністю, а усі можливі збурення відомі і досяжні для вимірювання.

На практиці добитися однакових порядків та структури математичної моделі та об'єкта керування практично неможливо, оскільки характеристики відцентрових нагнітачів, виготовлених у заводських умовах, змінюються у часі в зв'язку з зміною продуктивності та дрейфом характеристик відцентрового нагнітача, та старінням і зносом.

Аналіз сучасних закордонних і вітчизняних досліджень і публікацій. В процесі експлуатації режим роботи відцентрового нагнітача постійно змінюється. Цей факт пов'язаний із зміною споживання газу, параметрів газового потоку (температури, густини, коефіцієнту стисливості, показників політропи і адіабати, газової сталої), властивостей оточуючого середовища, та технічного стану газоперекачувального агрегату у цілому [1].

Неточність, чи невизначеність математичного опису об'єкта керування впливає насамперед на якість регулювання. Саме тому в загальному випадку система описується моделлю із інтервальною невизначеністю параметрів витратно-напірної характеристики відцентрового нагнітача, та із невизначеністю порядку диференційного рівняння, яка викликана неврахованою динамікою давачів, а також виконавчих механізмів. Дані явища представляють структурну невизначеність.

Дані фактори носять зазвичай загальний характер, а саме тому у сучасній теорії автоматичного регулювання виділяють [3] певний клас задач розрахунку автоматичних систем у умовах дії факторів структурної та параметричної невизначеності опису математичної моделі керованого об'єкта.

У наявних дослідженнях присутня достатньо обґрунтована думка вчених [2, 3] стосовно того, що більшість цих процесів може бути апроксимована наближено диференційними чи різницевиими рівняннями невисокого порядку. Тобто математична модель цих об'єктів керування не обов'язково повинна мати високий порядок. Відзначимо, що це раціонально тільки на тому наборі даних, на котрому виконана дана апроксимація.

Застосування математичної моделі, порядок котрої нижчий за порядок об'єкта керування, призводить до того, що залишаються

неврахованими певні корені функції передачі об'єкта керування, в той час як регулятор синтезується тільки на основі врахованих параметрів керованого об'єкта. Невикористані корені можуть спричинити появу неконтрольованих складових перехідного процесу, оскільки вони залишаються у замкненій автоматичній системі керування. У такому випадку для уникнення даних коливань до складу регулятора потрібно ввести додаткові ланки, що в свою чергу призводить до підвищення порядків регулятора.

Постановка задачі. Метою роботи є встановлення певного зв'язку запасу стійкості за амплітудою математичної моделі відцентрового нагнітача газоперекачувального агрегату як об'єкту керування із ступенем підвищення тиску газу за допомогою сучасних програмних засобів.

Виклад основного матеріалу. Одною із особливостей процесу компримування газу являється те, що залежність ступеня підвищення тиску газу від продуктивності (E від Q) відцентрового нагнітача являє собою екстремальну характеристику (рис. 1) [1 та 2].

У тому випадку, коли продуктивність відцентрового нагнітача більша рівня, за якого досягається режим, максимально наближений до максимуму E_{max} , тоді об'єкт стійкий. За малих витрат газу об'єкт стає нестійкий, що в свою чергу призводить до появи такого явища як помпаж, та в свою чергу до зупинки газоперекачувального агрегату чи аварії. Отож математичну модель керованого об'єкта не можна ні у якому разі вважати раз та назавжди визначеною, а домагатися виконання встановлених умов стійкості математичної моделі в усіх можливих випадках було б помилкою [2].

З метою дослідження зв'язку запасу стійкості за амплітудою A (рис. 2) відцентрового нагнітача газоперекачувального агрегату від оцінки математичного сподівання ступеня підвищення тиску газу $E(t)$ здійснимо дослідження графіка зміни ступеня підвищення тиску газу $E(t)$ (рис. 3) і графіка зміни продуктивності відцентрового нагнітача $Q(t)$ (рис. 4).

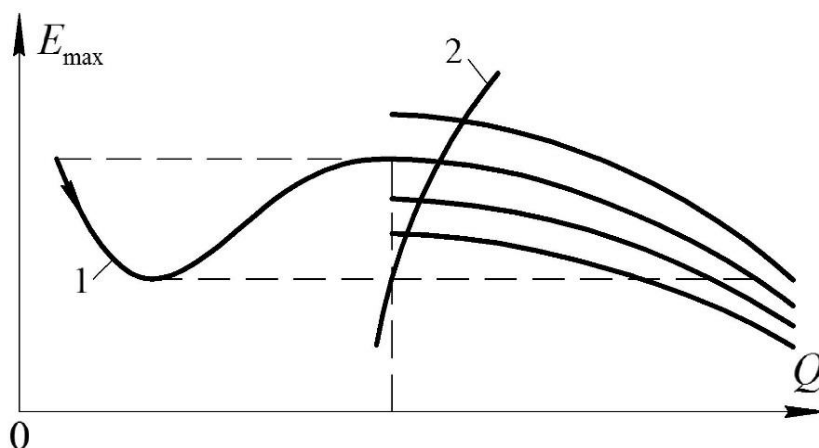


Рисунок 1 - Витратно-напірна характеристика відцентрового нагнітача газоперекачувального агрегату (1) та характеристика мережі (2) [2].

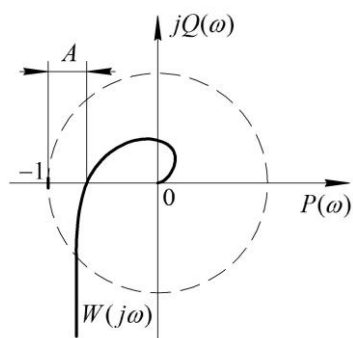


Рисунок 2 - Дослідження запасу стійкості A .

Для зручності цифрового оброблення даних графіків замінимо час, представлений у хвилинах, на час у секундах. Отже, початковий час дорівнюватиме 10:00.007 хв = 600,007 с, відповідно, кінцевий час буде представлений як 13:26.507 хв = 806,507 с. Здійснимо оцифрування графіків представлених на рисунках 3 та 4 за допомогою програмного продукту Graph2Digit, а результати відобразимо на рисунках 5 та 6 відповідно.

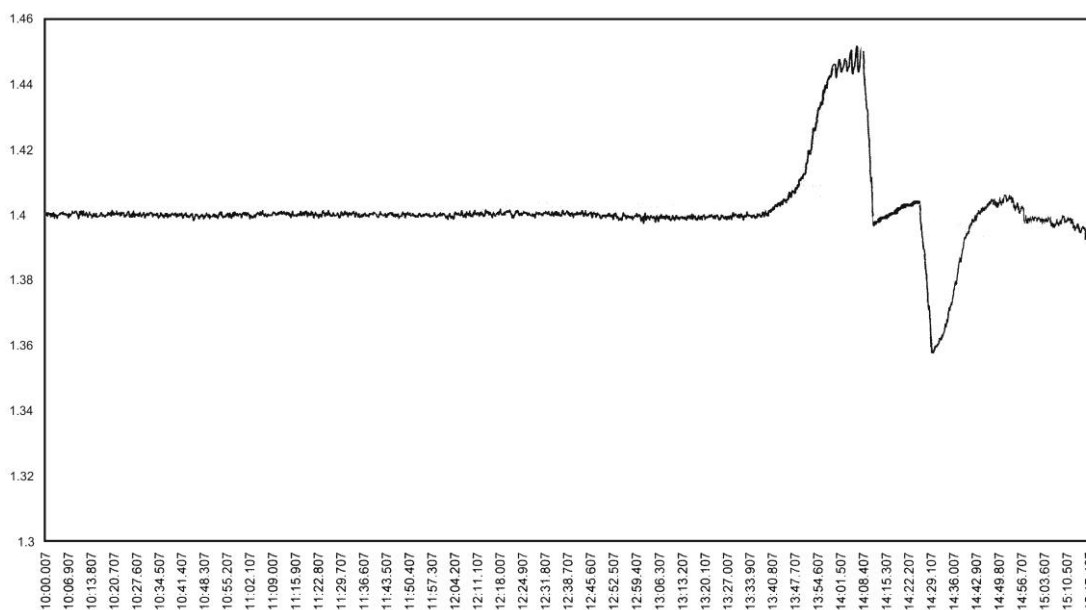


Рисунок 3 - Графік зміни ступеня підвищення тиску газу $E(t)$.

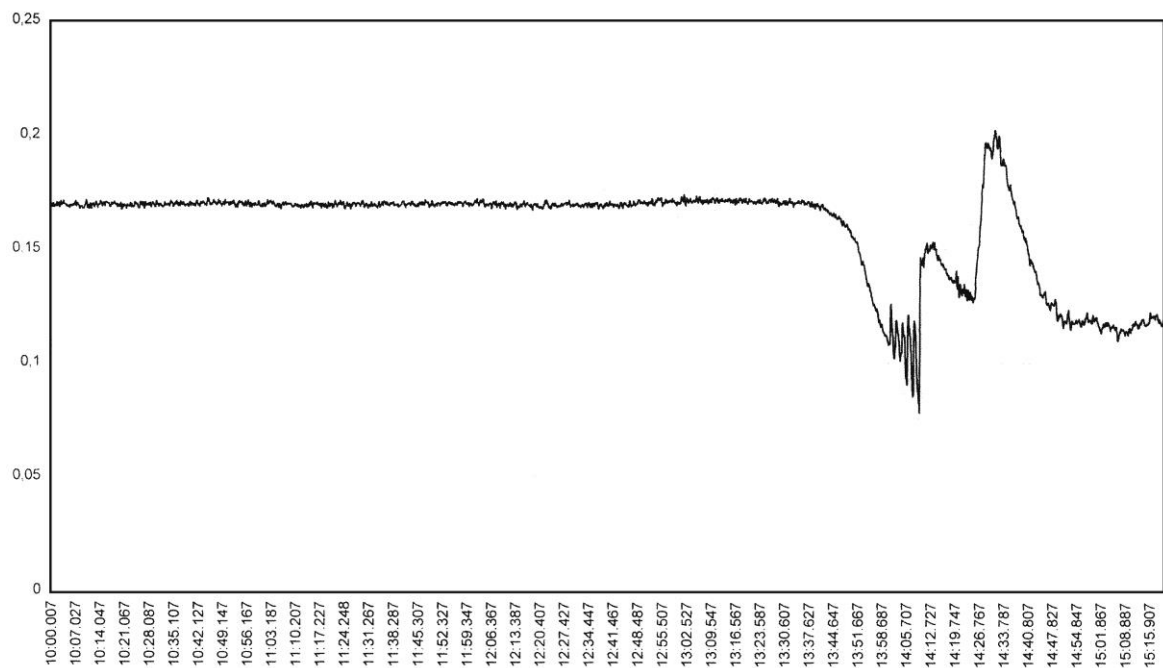


Рисунок 4 - Графік зміни продуктивності відцентрового нагнітача $Q(t)$.

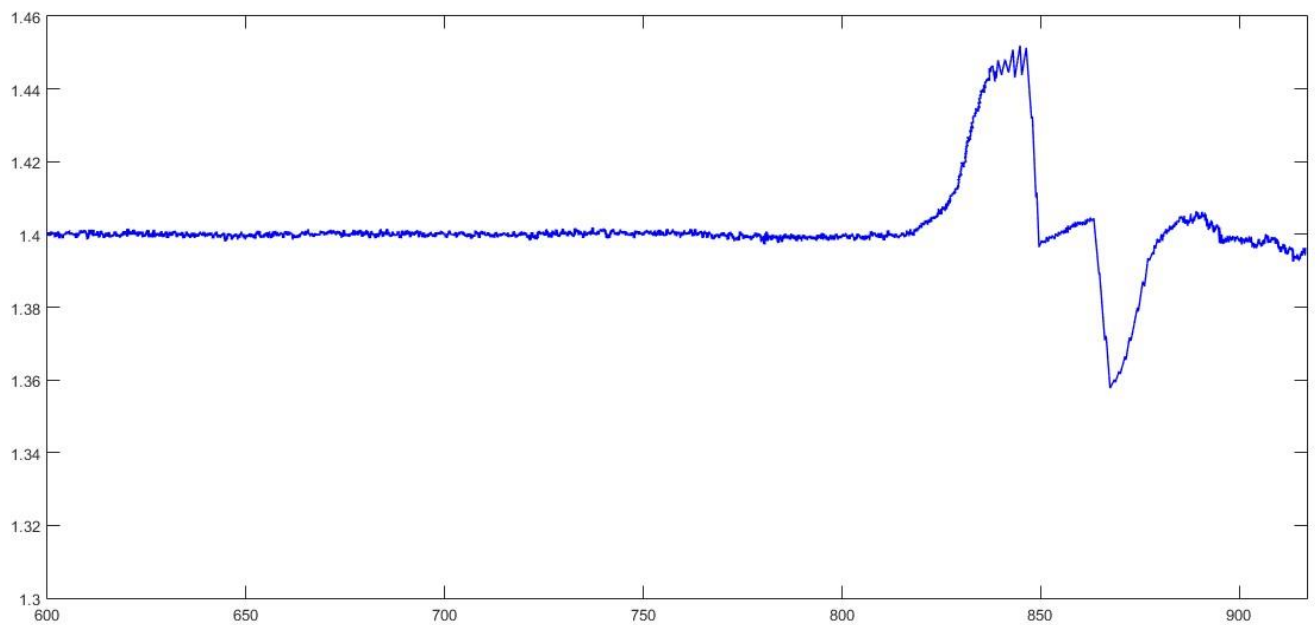


Рисунок 5 – Відтворений графік зміни ступеня підвищення тиску газу $E(t)$.

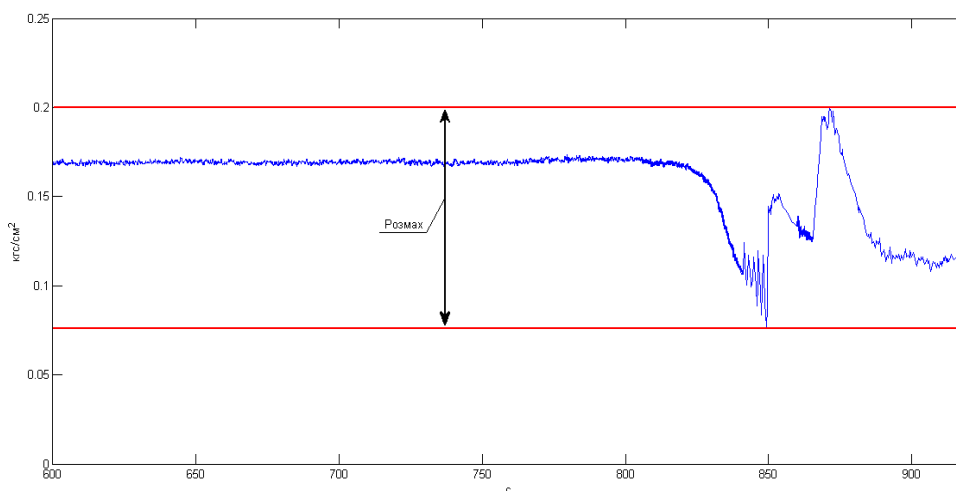


Рисунок 6 – Відтворений графік зміни продуктивності відцентрового нагнітача.

З метою дослідження цих графіків проведено розбиття їх на окремі інтервали:

1. 811 с - 818 с;
2. 818 с - 825 с;
3. 811 с - 831 с;
4. 825 с - 831 с;
5. 827 с - 832 с;
6. 829 с - 831 с.

В процесі проведення дослідження на відповідних інтервалах визначено оцінку математичного сподівання m_n , а також рівняння спектральної щільності $S_{y_n}(\omega)$ для ступеня підвищення тиску газу $E(t)$, а також рівняння

спектральної щільності $S_{x_n}(\omega)$ для продуктивності відцентрового нагнітача $Q(t)$ на кожному з інтервалів (табл. 1).

За допомогою співвідношення між спектральними щільностями [3]

$$\{W(j\omega)\}^2 = \frac{S_{y_n}(\omega)}{S_{x_n}(\omega)} \quad (1)$$

і функції *fact*: $[W, W_] = \text{fact}(S)$, котра виконує факторизацію дробово-раціонального виразу [4] визначено функції передач на кожному з інтервалів та визначено запаси стійкості за допомогою критерію Найквіста (табл. 1)

Таблиця 1 - Результати дослідження

| № інтервалу | Параметр | Спектральна щільність | Математичне сподівання | Запас стійкості |
|-------------|----------|---|------------------------|-----------------|
| 1 | $E(t)$ | $0,013 - 3,741 \cdot 10^{-3} \cdot \omega^2$ | 1399,217 | 0,868 |
| | $Q(t)$ | $0,746 - 0,136 \cdot \omega^2 + 7,066 \cdot 10^{-3} \cdot \omega^4$ | - | |
| 2 | $E(t)$ | $3,943 - 0,241 \cdot \omega^2$ | 1401,816 | 0,465 |
| | $Q(t)$ | $13,771 - 2,443 \cdot \omega^2 + 0,129 \cdot \omega^4$ | - | |
| 3 | $E(t)$ | $2,171 - 5,644 \cdot 10^{-3} \cdot \omega^2$ | 1400,734 | 0,705 |
| | $Q(t)$ | $24,866 - 1,148 \cdot \omega^2 + 0,013 \cdot \omega^4$ | - | |
| 4 | $E(t)$ | $44,179 - 1,631 \cdot \omega^2$ | 1411,878 | 0,215 |
| | $Q(t)$ | $71,657 - 12,812 \cdot \omega^2 + 0,673 \cdot \omega^4$ | - | |
| 5 | $E(t)$ | $34,123 - 1,311 \cdot \omega^2$ | 1412,93 | 0,19 |
| | $Q(t)$ | $51,843 - 9,233 \cdot \omega^2 + 0,485 \cdot \omega^4$ | - | |
| 6 | $E(t)$ | $8,026 - 0,804 \cdot \omega^2$ | 1413,43 | 0,075 |
| | $Q(t)$ | $9,376 - 5,371 \cdot \omega^2 + 1,074 \cdot \omega^4$ | - | |

Результатом проведених досліджень є графік залежності запасу стійкості відцентрового нагнітача газоперекачувального агрегату як об'єкта керування від математичного сподівання $E(t)$, котрий зображений на рисунку 7.

З метою вибору оптимальної математичної моделі залежностей $A = f(E(t))$ використали програмний продукт CurveExpert Professional. У таблиці 2 зображені кращі результати апроксимації залежності $A = f(E(t))$ різними математичними моделями.

Таблиця 2 - Кращі результати апроксимаційних досліджень математичними моделями програмного продукту CurveExpert

| № | Тип моделі | Рівняння | Коефіцієнт кореляції, r | Стандартна похибка, S | Параметри моделі |
|---|---------------------------------|--|-------------------------|-----------------------|---|
| 1 | DR-Hill | $y = \alpha + \frac{\theta x^\eta}{k^\eta + x^\eta}$ | 0.999216 | 0.014395 | $\alpha = -0.241910768$ $\theta = 1.225671893$ $\eta = -420.8400026$ $k = 1.417500439$ |
| 2 | DR-Log Logistic | $y = \gamma + \frac{1 - \gamma}{1 + e^{-\alpha - \beta \ln x}}$ | 0.998447 | 0.019456 | $\gamma = -0.291008024$ $\alpha = 392.1354966$ $\beta = -276.5967049$ |
| 3 | DR-Logistic | $y = \gamma + \frac{1 - \gamma}{1 + e^{-\alpha - \beta x}}$ | 0.998447 | 0.019456 | $\gamma = -0.291008024$ $\alpha = 392.1354966$ $\beta = -276.5967049$ |
| 4 | DR-Log Probit | $y = \gamma + (1 - \gamma) \left[1 + \operatorname{erf} \left(\frac{\alpha + \beta \ln x}{\sqrt{2}} \right) \right]$ | 0.998103 | 0.021499 | $\gamma = -0.354857503$ $\alpha = 78.97999263$ $\beta = -226.0897503$ |
| 5 | DR-Probit | $y = \gamma + (1 - \gamma) \left[1 + \operatorname{erf} \left(\frac{\alpha + \beta x}{\sqrt{2}} \right) \right] / 2$ | 0.998109 | 0.021468 | $\gamma = -0.349389496$ $\alpha = 227.154681$ $\beta = -160.1840826$ |
| 6 | DR-Weibull | $y = \gamma + (1 - \gamma) \left(1 - e^{-\beta x^\alpha} \right)$ | 0.994011 | 0.038164 | $\gamma = -2152.55814$ $\beta = 30682.21094$ $\alpha = -23.56812793$ |
| 7 | DR-Multi-stage-2-Zerobackground | $y = \left[1 - e^{-\beta_1 x - \beta_2 x^2} \right]$ | 0.992011 | 0.042455 | $\beta_1 = 138.6909692$ $\beta_2 = -97.55024227$ |

Здійснивши аналіз результатів, зображених у таблиці 2, можна дійти висновку, що для опису цієї характеристики $A = f(E(t))$ найбільше підходить математична модель DR-Hill, оскільки коефіцієнт кореляції для цієї моделі

являться найбільшим $r = 0.999$, в той час як стандартна похибка в даному випадку являється найменшою $S = 0.014$.

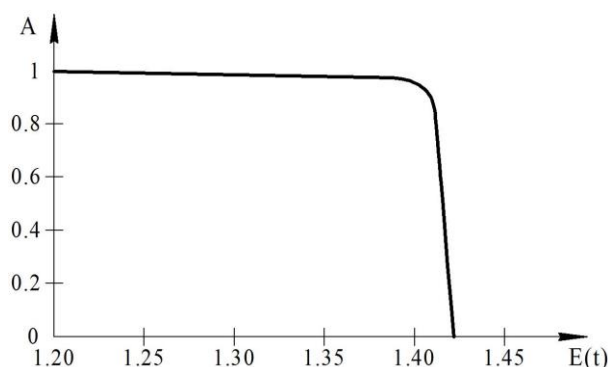


Рисунок 7 – Залежність запасу стійкості за амплітудою A від оцінки математичного сподівання $E(t)$.

Висновок. Встановлено функціональний зв'язок запасу стійкості за амплітудою A відцентрового нагнітача газоперекачувального агрегату як об'єкта керування від величини оцінки математичного сподівання ступеня підвищення тиску газу $E(t)$, який описується моделлю DR-Hill. Ця модель являється одним з інструментів підвищення продуктивності, надійності та ритмічності роботи газоперекачувального агрегату.

Список використаних джерел

1. Гіренко С.Г. Аналіз способів та систем автоматизації антипомпажного захисту та регулювання роботи газоперекачувальних агрегатів / С.Г.Гіренко // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки. - 2007.- №6. - С.25-28.
2. Семенцов Г. Н. Проблема стійкості математичної моделі динаміки відцентрового нагнітача газоперекачувального агрегату з газотурбінним приводом / Г. Н. Семенцов, А. І. Лагойда. // Мир науки и инноваций. - 2015. - №2. Т.2. - С. 39-48.
3. Лагойда, А. І. Аналіз динамічних властивостей відцентрового нагнітача ГПА з газотурбінним приводом як об'єкта керування / А. І. Лагойда, Ю. Є. Бляут, Є. М. Лесів, Г. Н. Семенцов // Нафтогазова енергетика. - 2012. - № 2 (18). - С. 72-85.
4. Волков В. Л. Разработка алгоритмов оценивания процессов на основе Matlab / АПИ НГТУ; сост.: В. Л. Волков. Арзамас: ООО «Ассоциация ученых», 2009. - 58 с.
5. Казакевич В. В. Автоколебания (помпаж) в компрессорах / В. В. Казакевич. - М.: Машиностроение, 1974. - 265 с.
6. Цебенко М. В. Математические модели устранения помпажа в центробежном компрессоре / М. В. Цебенко, А. В. Садовой, Р. С. Волянский // Вісник КДУ ім. М. Остроградського. - 2010. - Випуск 4(63). - С. 167 - 169.
7. Садовой А. В. Динамическая модель электромеханической системы «центробежный компрессор - приводной двигатель» / А. В. Садовой, М. В. Цабенко, Д. А. Нагорный // Вісник НТУ «ХП». -2014. - №15(1058). - С. 134-140.
8. Волянська Л. Г. Динаміка втрати газодинамічної стійкості в осьовому компресорі / Л. Г. Волянська // Вісник НАУ. - 2005. - № 3. - С. 104 - 107.
9. Семенцов Г. Н. Розробка імітаційної моделі відцентрового нагнітача газоперекачувального агрегату з врахуванням байпасу / Г. Н. Семенцов, А. І. Лагойда, М. І. Когутяк. // Технологический аудит и резервы производства. - 2016. - №5/2(31). - С. 4-9.
10. Савченко Е. Н. Антипомпажный регулирующий клапан центробежного нагнетателя природного газа / Е. Н. Савченко, А. И. Сидорец, И. И. Сидорец // Вісник Сум ДУ. Серія «Технічні науки». – 2009. - №4. - С. 83-89.
11. Семенцов Г. Н. Антипомпажное керування газоперекачувальним агрегатом із застосуванням багатопараметричних регуляторів / Г. Н. Семенцов, А. І. Лагойда. // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. - 2014. - №4/8(70). - С. 34-39.

References

1. Analiz sposobiv ta system avtomatyzatsii antypompazhnoho zakhystu ta rehulivannia roboty hazoperekachuvalnykh ahrehativ/ S.H.Hirenko. *Visnyk Khmelnytskoho natsionalnoho universytetu. Tekhnichni nauky*. 2007. №6. P.25-28.
2. Problema stiikosti matematychnoi modeli dynamiky vidtsentrovoho nahnitacha hazoperekachuvalnoho ahrehatu z hazoturbinnym pryvodom / H. N. Sementsov, A. I. Lahoida. *Myr nauky y ynnovanyi*. 2015. No2. Vol.2. P. 39-48.
3. Analiz dynamichnykh vlastyvostei vidtsentrovoho nahnitacha HPA z hazoturbinnym pryvodom yak obiekta keruvannia / A. I. Lahoida, Yu. Ye. Bliaut, Ye. M. Lesiv, H. N. Sementsov. *Naftohazova enerhetyka*. 2012. No 2 (18). P. 72-85.
4. Volkov V. L. Razrabotka alhorytmov otsenyvannia protsessov na osnove Matlab / APY NHTU; sost.: V. L. Volkov. Arzamas: OOO «Assotsyatsyia uchenykh», 2009. 58 p.
5. Kazakevych V. V. Avtokolebanyia (pompazh) v kompressorakh. M.: Mashynostroeniye, 1974. 265 p.
6. Tsebenko M. V. Matematycheskye modely ustraneniia pompazha v tsentrobeznom kompressore / M. V. Tsebenko, A. V. Sadovoi, R. S. Volianskyi. *Visnyk KDU im. M. Ostohradskoho*. 2010. Vol. 4(63). P. 167 - 169.
7. Dynamycheskaia model elektromekhanicheskoi systemy «tsentrobezhnyi kompressor - pryvodnoi dvyhatel» / A. V. Sadovoi, M. V. Tsabenko, D. A. Nahorni. *Visnyk NTU «KhPI»*. 2014. No 15(1058). P. 134-140.
8. Dynamika vtraty hazodynamichnoi stiikosti v osovomu kompresori / L. H. Volianska. *Visnyk NAU*. 2005. No 3. P. 104 - 107.
9. Rozrobka imitatsiinoi modeli vidtsentrovoho nahnitacha hazoperekachuvalnoho ahrehatu z vrakhuvanniam baipasu / H. N. Sementsov, A. I. Lahoida, M. I. Kohutiak. // *Tekhnolohycheskyi audyt y rezervy proyzvodstva*. 2016. No5/2(31). P. 4-9.
10. Antypompazhnyi rehulyruishchyi klapan tsentrobezhnoho nahnetatelia pryrodnoho haza / E. N. Savchenko, A. Y. Sydorets, Y. Y. Sydorets. *Visnyk Sum DU. Seria «Tekhnichni nauky»*. 2009. No.4. P. 83-89.
11. Antypompazhne keruvannia hazoperekachuvalnym ahrehatom iz zastosuvanniam bahatoparmetrychnykh rehulatoriv /H. N. Sementsov, A. I. Lahoida. *Vostochno-Evropeiskyi zhurnal peredovykh tekhnolohyi*. 2014. No 8(70). P. 34-39.