

## АНАЛІЗ ПОКАЗНИКІВ ЕФЕКТИВНОСТІ ТА НАДІЙНОСТІ РОБОТИ НАСОСНОГО АГРЕГАТА НА ЗАСАДАХ СИСТЕМНОГО ПІДХОДУ

В.С. Костишин, І.І. Яремак

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (0342) 727172,  
e-mail: yaremak\_iryua@ukr.net

*На засадах системного підходу сформовано модель насосного агрегата нафтоперекачувальної станції як єдиної системи з підсистемами різної фізичної природи. Формалізовано математичну модель ефективності та надійності синхронного двигуна та відцентрового насоса в залежності від витрати рідини при зміні частоти обертання роторів агрегата. Встановлено, що екстремальні значення показників ефективності та надійності досягаються при різних значеннях витратного навантаження, що вимагає залучення методів багатокритеріальної оптимізації для знаходження "узгодженого оптимуму" з метою вибору режиму роботи насосного агрегата.*

Ключові слова: синхронний двигун, відцентровий насос, математична модель, оптимізація.

*На основе системного подхода сформирована модель насосного агрегата нефтеперекачивающей станции как единой системы с подсистемами различной физической природы. Формализована математическая модель эффективности и надежности синхронного двигателя и центробежного насоса в зависимости от расхода жидкости при изменении частоты вращения роторов агрегата. Установлено, что экстремальные значения показателей эффективности и надежности достигаются при разных значениях расходной нагрузки, что требует привлечения методов многокритериальной оптимизации для нахождения "согласованного оптимума" для выбора режима работы насосного агрегата.*

Ключевые слова: синхронный двигатель, центробежный насос, математическая модель, оптимизация.

*Based on the system approach, a pump unit of oil pumping station model has been developed as a unified system with subsystems of different physical nature. A mathematical model of efficiency and reliability of synchronous motor and centrifugal pump as polynomials has been developed and the values of their coefficients have been calculated depending on the fluid flow rate when changing the speed of rotation of the pump units rotors. It has been established that the extreme values of efficiency and reliability parameters are achieved by different values of loading flow rate that requires involving multicriteria optimization methods to find the "agreed optimum" to select the operating mode of the pump unit.*

Key words: synchronous motor, centrifugal pump, mathematical model, optimization.

**Постановка проблеми.** Зниження енергоспоживання є основним пріоритетом розвитку енергетичної політики України та світу. Нафтоперекачувальні станції (НПС) магістральних нафтопроводів є складними енергоємними об'єктами, які обладнані насосними агрегатами (НА), що складаються, зазвичай, із відцентрового насоса (ВН) з приводом від синхронного двигуна (СД). Як відомо, НА НПС часто працюють в недовантажених режимах, що спричинило різке зниження показників ефективності та надійності їх роботи [1].

З точки зору загальної теорії систем [2], НА НПС як об'єкт керування відноситься до класу складних систем, які мають наступні характерні ознаки:

- наявність взаємозв'язаних підсистем різної фізичної природи (електрична, гідравлічна, механічна);

- можливість керування підсистемами з використанням різних критеріїв;

- обмеженість автономності підсистем, що вимагає узгодження їх сумісної роботи;

- наявність ієрархічної структури, що обумовлено існуванням глобальної мети системи загалом (мінімум вартості перекачування нафти) та часткових цілей окремих підсистем (максимальні значення показників ефективності та

надійності роботи СД та ВН, мінімум питомих втрат енергії тощо);

- наявність на НПС агрегатів великої одиначної потужності (зокрема в даній роботі досліджується електропроводний двигун СТД-5000-2 ( $U=6\text{kV}$ ) потужністю 5000кВт для привода ВН типу НМ-7000-210).

Тому особливо актуальним є вирішення задачі реалізації багатокільового оптимального керування НА, спрямованого на підвищення вказаних показників, що в свою чергу вимагає створення на засадах системного підходу комплексної математичної моделі НПС, здатної адекватно відобразити складні взаємозалежні зв'язки між підсистемами НПС різної фізичної природи та здійснювати аналіз показників надійності та ефективності НА в недовантажених режимах роботи.

**Аналіз досліджень і публікацій.** СД привода ВН зазвичай вибирається так, щоб його номінальні параметри відповідали оптимальним параметрам насоса [3]. Таким чином, неоптимальний режим роботи ВН зумовлює також зниження ефективності приводного СД, а саме – погіршення його коефіцієнта корисної дії (ККД) при зниженні коефіцієнта завантаження СД [4]. Для комплексного аналізу роботи СД в [1] запропоновано також враховувати і надій-

ність його функціонування, що дає можливість зменшити ризик втрати стійкості роботи двигуна. Однак в літературі відсутні математичні моделі, які б встановлювали аналітичний зв'язок вищевказаних показників ефективності та надійності роботи СД з витратою робочої рідини, зокрема при зміні частоти обертання ротора СД.

Що стосується гідравлічної підсистеми, то найбільш ефективний режим роботи ВН визначають на основі характеристики його ККД [5], побудованої згідно заводських даних. Для оцінки надійності роботи ВН в [6] використано показник, який залежить не лише від тривалості експлуатації насоса, але й від його режиму роботи, що визначається витратним навантаженням  $Q_d$ .

Згідно з [3] критерії ефективності НА, а саме ККД ВН та СД, досягають максимуму при різних значеннях витрати нафти  $Q_d$ , відмінних від паспортних. Однак при цьому не враховано вплив зміни показників надійності роботи НА. У [1] запропоновано системний підхід для оптимізації роботи НА за критеріями ефективності та надійності ВН та СД відповідно, однак не встановлено їх функціональну залежність від об'ємної витрати рідини НА. В [7,8] на основі методу електрогідравлічної аналогії розроблено комплексну модель, яка враховує конструктивні особливості ВН та властивості робочої рідини, однак не дає можливості точного аналізу енергетичних параметрів насоса при зміні частоти обертання його робочого колеса. Таким чином, аналіз літературних джерел свідчить про недостатній обсяг проведених досліджень в контексті формалізації математичних моделей процесу перекачування нафти за результатами аналізу показників надійності та ефективності роботи НА НПС, зокрема у залежності від витратного навантаження станції при різних значеннях частоти обертання роторів НА.

**Виділення невирішеної раніше частини спільної проблеми.** Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні завдання: розробити математичну модель надійності та ефективності роботи НА; дослідити вплив режиму роботи НА на ефективність та надійність СД і ВН; формалізувати математичні моделі ефективності та надійності роботи НА залежно від витрати рідини при зміні частоти обертання роторів агрегата.

**Задачі досліджень.** Метою роботи є створення математичної моделі НА НПС як об'єкта керування, сформованої на засадах системного підходу для комплексного аналізу режимів роботи НПС як єдиної системи з підсистемами різної фізичної природи, з можливістю визначення показників ефективності та надійності електроприводного СД та ВН залежно від витратного навантаження станції при різних значеннях частоти обертання роторів НА.

**Матеріали дослідження.** Режим роботи магістрального трубопроводу залежить від

об'єму нафти, який потрібно транспортувати. Тому показники ефективності та надійності роботи НПС потрібно вміти визначати залежно від заданого значення витрати нафти  $Q_{НПС}$ .

НПС магістрального нафтопроводу є складною системою (рис. 1), що складається з взаємно зв'язаних електричної і гідравлічної підсистем, обмін енергією між якими відбувається через вали НА механічної підсистеми.

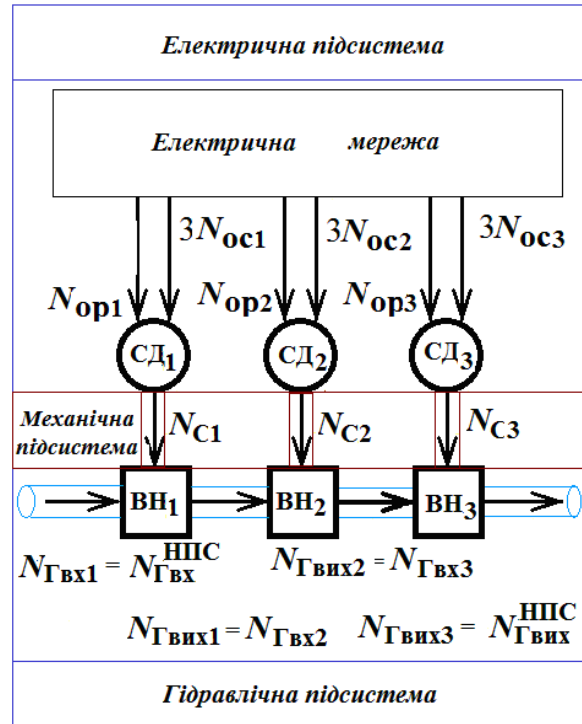


Рисунок 1 – Структурно-функціональна схема нафтоперекачувальної станції

Тут  $N_{OC}$ ,  $N_{OP}$  – відповідно вхідні потужності обмоток статора та ротора (збудження) СД, а  $N_C$  – механічна потужність на валу НА.

Рівняння балансу потужностей  $i$ -го НА на основі закону збереження енергії

$$\begin{cases} N_{ГВХi} = N_{ГВХ} + N_{Ci} \\ N_{Ci} = N_{OPi} + 3N_{OCi} \end{cases} \quad (1)$$

У межах досліджуваної технологічної ділянки НПС зазвичай використовують послідовне сполучення трьох ВН (система перекачування із "насоса в насос"), що визначає їх однакове витратне навантаження  $Q_{НПС}$ . При такій схемі вихідна гідравлічна потужність  $N_{ГВХi}$  попереднього за рухом потоку  $i$ -го ВН буде рівна вхідній  $N_{ГВХ(i+1)}$  для наступного

$$N_{ГВХi} = N_{ГВХ(i+1)}, \quad (2)$$

а гідравлічні потужності на вході першого та на виході третього НА будуть відповідно вхідною та вихідною гідравлічними потужностями НПС

$$\begin{cases} N_{ГВХ1} = N_{ГВХ}^{НПС} \\ N_{ГВХ3} = N_{ГВХ}^{НПС} \end{cases} \quad (3)$$

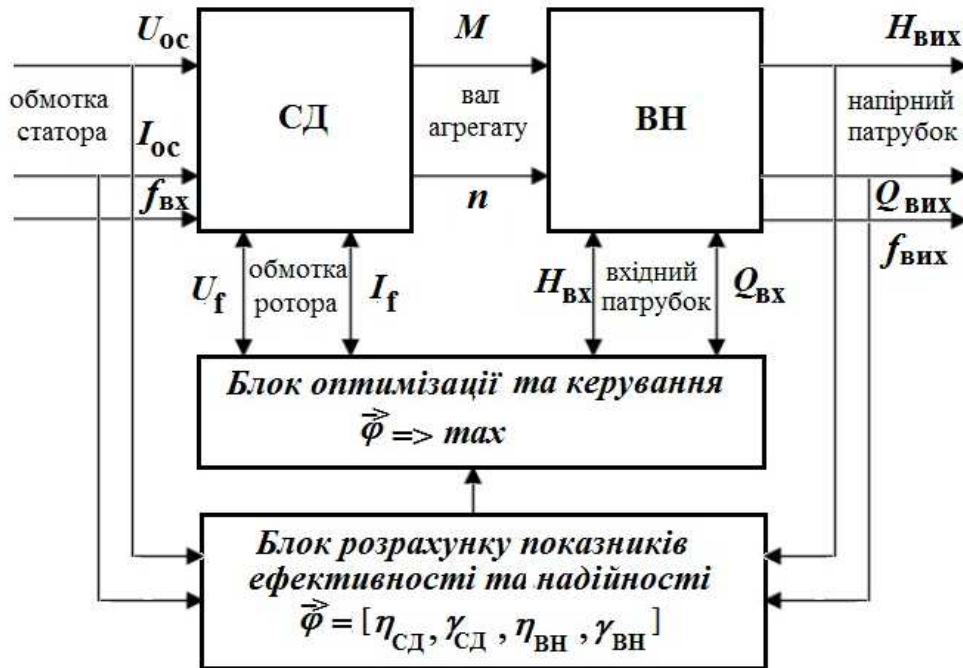


Рисунок 2 – Структурно-функціональна схема насосного агрегата

Структурно-функціональна схема окремого НА, яка відображає енергетичні входи-виходи його складових - ВН та СД, представлена на рисунку 2. Тут підвід електричної енергії в електродвигун здійснюється двоканально:

- до трьох фазних обмоток статора СД (потужність  $3 N_{oc}$ ). Енергетичними параметрами є діючі значення фазної напруги  $U_{oc}$  та струму  $I_{oc}$ ;

- до обмотки ротора (потужність  $N_{op}$ ). Тут енергетичними параметрами є напруга  $U_{op}$  та струм збудження  $I_{op}$  (постійного струму з частотою  $f_{op} = 0$ ).

Вихід механічної енергії з СД  $N_c$  відбувається через вал НА і одночасно є входом у ВН із енергетичними параметрами – обертовим моментом  $M$  та кутовою частотою обертання  $n$ . Для ВН теж характерне двоканальне підведення енергії, оскільки окрім вищезгаданої механічної енергії у насос підводиться через вхідний патрубок рідина, гідравлічна потужність  $N_{гвх}$  якої характеризується параметрами – підпірним напором  $H_{вх}$  та об’ємною витратою  $Q_{вх}$ . Очевидно, що через напірний патрубок ВН отримують корисну гідравлічну потужність  $N_{гвих}$  з енергетичними параметрами – вихідним напором  $H_{вих}$  та витратою  $Q_{вих}$ . Слід також відмітити, що добуток кожної пари енергетичних параметрів, які мають відповідно силовий ( $U_{oc}, U_{op}, M, H_{вх}, H_{вих}$ ) та швидкісний ( $I_{oc}, I_{op}, n, Q_{вх}, Q_{вих}$ ) характер, відображає потужність енергетичного потоку  $N$ .

Для спрощення аналізу прирівнюємо вхідну гідравлічну енергію до нуля (знехтуємо підпірним напором  $H_{вх}=0$ ). В цьому випадку перепад

напорів  $H_d$ , що створюється завдяки механічній енергії привода, буде рівний абсолютному значенню напору на виході насоса  $H_d = H_{вих} - H_{вх}$ . Такий загальнозживаний підхід виконується при експериментальному дослідженні характеристик ВН у залежності від його витратного навантаження, яке при послідовному сполученні НА НПС буде однаковим для всіх насосів  $Q_{НПС} = Q_{вих} = Q_d$  [5].

Ефективність та надійність роботи НА НПС прямо залежать від витратного режиму роботи станції  $Q_d$  та методів його регулювання, тому вихідними показниками при оцінці даних критеріїв є згідно з [1] ККД ( $\eta_{сд}, \eta_{вн}$ ) та показники надійності ( $\gamma'_{сд}, \gamma_{вн}$ ) СД та ВН відповідно, які є функціями вищезгаданих енергетичних параметрів.

Для аналізу цих взаємозв’язків розглянемо структуру загальної інформаційної моделі об’єкта керування (рис/ 3).

На рисунку 3 прийняті такі позначення:

$U_{oc}, I_{op}$  – відповідно вхідні значення напруги обмотки статора та струму ротора (збудження) СД, які змінюються одночасно з вхідною частотою  $f_{вх}$ , та створюють вектор керування дій  $\bar{U} = (U_{oc}, I_{op}, f_{вх})$ ;

$n, M$  – значення частоти обертання та моменту на валу;

$P_{вх} = \rho g H_{вх} v$  – значення тиску на вході в насос;

$P_{вих} = \rho g H_{вих} v, Q_d, v$  – відповідно вихідні значення тиску на виході з насоса, витрати та швидкості та формують вектор

$\bar{X} = (P_{вих}, Q_d, v)$  – реакція об’єкта керування;

$e_{U_{oc}}, e_{I_{op}}, e_{f_{вх}}, e_n, e_M, e_{P_{вх}}, e_{P_{вих}}, e_{Q_d}, e_v$  – похибки вимірювання відповідних параметрів:

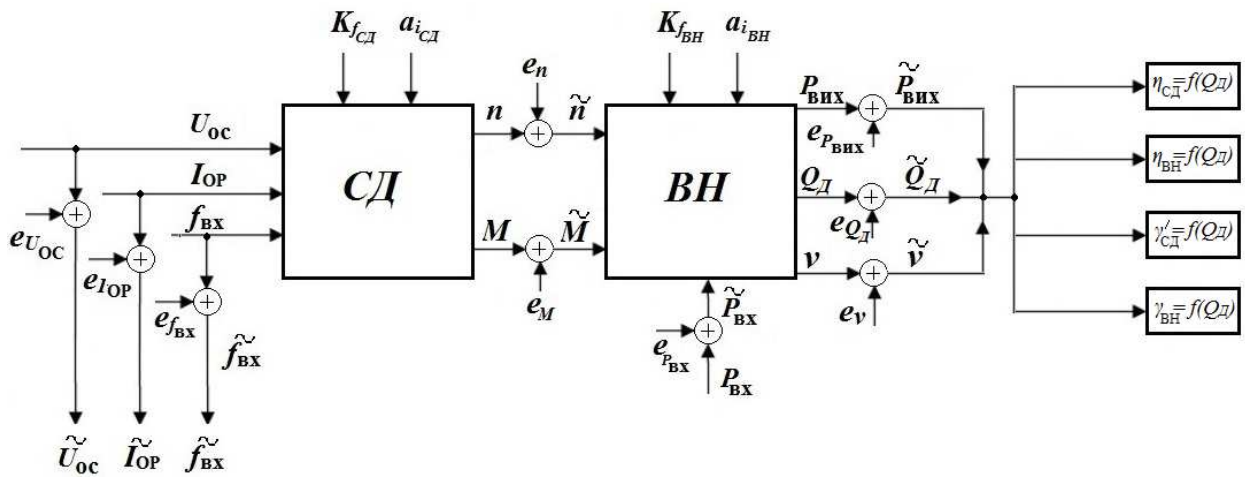


Рисунок 3 – Структура загальної інформаційної моделі об’єкта керування

$$\begin{aligned} \tilde{U}_{OC} &= U_{OC} + e_{U_{OC}}; & \tilde{I}_{OP} &= I_{OP} + e_{I_{OP}}; \\ \tilde{f}_{BX} &= f_{BX} + e_{f_{BX}}; & \tilde{n} &= n + e_n; & \tilde{M} &= M + e_M \\ \tilde{P}_{BX} &= P_{BX} + e_{P_{BX}}; & \tilde{P}_{VHX} &= P_{VHX} + e_{P_{VHX}}; & \tilde{Q}_D &= Q_D + e_{Q_D}; \\ v &= v + e_v. \end{aligned}$$

$K_{fCD}, K_{fBH}$  – відповідно вектори, які характеризують якість електроенергії та хімічні властивості рідини (в’язкість, густина, температура) – вектори збурень;

$a_{iCD}, a_{iBH}$  – відповідно апріорна інформація про об’єкт керування СД та ВН (тип, паспортні дані, тощо);

$\eta_{CD}, \eta_{BH}; \gamma'_{CD}, \gamma_{BH}$  – показники ефективності та надійності СД та ВН відповідно.

З метою адекватного відображення процесу перекачування нафти НА НПС та керування ним необхідно сформувані математичні моделі ВН та СД, які дадуть можливість визначити показники ефективності та надійності НА в різних режимах роботи залежно від витратного навантаження при зміні частоти обертання ротора електропривода.

Частотне регулювання є основним способом зміни частоти обертання ротора СД. Застосування регульованого СД дозволяє не лише змінювати його частоту обертання, але й формувати необхідні усталені та перехідні режими роботи СД.

Частотно-керованому СД притаманні такі властивості:

- стабільність частоти обертання ротора незалежно від моменту навантаження на всьому діапазоні регулювання;
- стабільність частоти обертання ротора незалежно від напруги;
- більші значення моментів при регулюванні напруги та струму збудження.

Для СД з великим моментом інерції приводного ВН, необхідно плавно змінювати частоту напруги живлення, щоб двигун не випав із синхронізму. Під час частотного регулювання прагнуть досягти режиму роботи двигуна з  $\cos \varphi = 1$ , при якому в обмотці якоря найменші втрати енергії і, відповідно, найвищий ККД.

При цьому будемо вважати, що ККД перетворювача частоти в процесі регулювання частоти залишається незмінним.

Для побудови математичних моделей застосуємо систему відносних одиниць, яка дає змогу також спростити аналіз режимів електричних та гідравлічних машин та встановити загальні закономірності їхньої поведінки в різних режимах роботи. Основною особливістю цієї системи є те, що з їх допомогою одержують узагальнені залежності, які підкреслюють аналогію фізичних процесів.

Для ВН за базові величини, які служать новою одиницею виміру, вибирають напір  $H_{баз}$ , витрату  $Q_{баз}$ , потужність  $N_{баз}^{BH}$  та опір  $R_{баз}$ . Перші дві з цих величин вибирають з номінального режиму роботи гідравлічної підсистеми ВН  $H_{баз} = H_D^{ном}, Q_{баз} = Q_D^{ном}$ , а дві інші визначають із відомих співвідношень

$$\begin{cases} N_{баз}^{BH} = \rho g H_{баз} Q_{баз} \\ R_{баз} = \frac{\rho g H_{баз}}{Q_{баз}} \end{cases}, \quad (4)$$

де  $\rho, g$  – відповідно густина рідини та прискорення вільного падіння.

Аналогічно для СД за базові величини вибираємо потужність  $N_{баз}^{CD}$  (рівну базовій потужності ВН  $N_{баз}^{BH}$ ), напругу  $U_{баз}$ , струм  $I_{баз}$  та опір  $Z_{баз}$ . Співвідношення між базовими величинами

$$\begin{cases} N_{баз}^{CD} = N_{баз}^{BH}, \\ I_{баз} = \frac{N_{баз}^{CD}}{\sqrt{3} U_{баз} \cos \varphi}, \\ Z_{баз} = \frac{U_{баз}^2 \cos \varphi}{N_{баз}}; \end{cases} \quad (5)$$

де  $\varphi$  – кут зсуву фаз між векторами напруги та струму;

Всі дослідження будемо проводити на прикладі трьох послідовно сполучених НА, що складаються з пар СД-ВН «СТД-5000-2 та



НМ-7000-210», параметри яких наведені у таблицях 1 та 2.

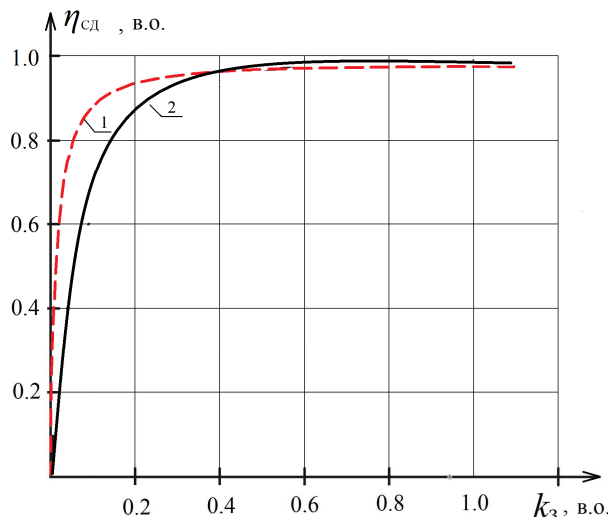
Таблиця 1 – Каталогіві номінальні параметри електродвигуна типу СТД-5000-2

$N^{\text{ном}}$ , кВт	$\cos \varphi^{\text{ном}}$	$U^{\text{ном}}$ , В	$n^{\text{ном}}$ , хВ <sup>-1</sup>	$I^{\text{ном}}$ , А	$\eta^{\text{ном}}$ , %	$x_d$ , %
5000	0,9	6000	3000	553	97,6	196,4

Таблиця 2 – Каталогіві номінальні параметри магістрального насоса типу НМ-7000-210

$H_d^{\text{ном}}$ , м	$Q_d^{\text{ном}}$ , м <sup>3</sup> /ГОД	$N_c^{\text{ном}}$ , кВт	$n^{\text{ном}}$ , хВ <sup>-1</sup>	$\eta^{\text{ном}}$	$\eta_{\text{мех}}^{\text{ном}}$	$n_s$
210	7000	4604	3000	0,87	0,956	195

Показником ефективності енергоперетворення у СД є його ККД. За умови відсутності даних заводу-виробника про значення ККД системи електропривода згідно ДСТУ 3886-99 [4] слід застосовувати усереднену залежність ККД електродвигуна від коефіцієнта завантаження  $k_3$ , наведену на рисунку 4 (крива 2).



1 – розрахованої за згідно ДСТУ 3886-99 [4]; 2 – отриманої на основі каталогових даних [9]

Рисунок 4 – Порівняння залежностей ККД електродвигуна типу СТД-5000-2  $\eta_{\text{сд}}$  від коефіцієнта його завантаження  $k_3$

Коефіцієнт завантаження електродвигуна – це відношення фактичної потужності, яку розвиває електродвигун (потужності на валу електродвигуна) до його номінальної потужності. Для електродвигуна типу СТД-5000-2  $k_3$  можна визначити за формулою

$$k_3 = \frac{N_{\text{сд}}}{N_{\text{сд}}^{\text{ном}}} \quad (6)$$

де  $N_{\text{сд}}$ ,  $N_{\text{сд}}^{\text{ном}}$  – відповідно поточне та номінальне значення потужності на валу СД.

В роботі [9] ККД СД визначають за формулою (зазвичай нехтуючи потужністю  $N_{\text{оп}}$ )

$$\eta_{\text{сд}} = \left[ 1 + \frac{(1 - \eta_{\text{сд}}^{\text{ном}})}{2\eta_{\text{сд}}^{\text{ном}} k_3} (1 + k_3^2) \right]^{-1}, \quad (7)$$

де  $\eta_{\text{сд}}^{\text{ном}}$  – ККД електродвигуна при номінальному навантаженні.

Рисунок 4 демонструє хороший збіг залежності ККД  $\eta_{\text{сд}}$  двигуна СТД-5000-2 від коефіцієнта його завантаження  $k_3$ , розрахованої за допомогою формули (7) (крива 1), та усередненої характеристики ККД електродвигуна (крива 2) [4]. Однак, механічна потужність на валу СД залежить від витратного навантаження  $Q_d$  ВН [5]

$$N_{\text{сд}} = N_c = \frac{\rho g Q_d H_d}{\eta_{\text{вн}}}, \quad (8)$$

де  $\eta_{\text{вн}}$  – ККД ВН, який є загальноповиваним показником ефективності енергоперетворень у ВН.

Спільний розгляд формул (6)-(8) дає змогу встановити залежність  $\eta_{\text{сд}}$  від витратного навантаження  $Q_d$ , яка проілюстрована на рис. 12а. Очевидно, що показник ефективності СД  $\eta_{\text{сд}}^{\text{ном}}$  залежить від показника ефективності ВН  $\eta_{\text{вн}}$ , який, у свою чергу, теж залежить від витрати  $Q_d$ . Це вимагає створення математичної моделі ВН для побудови його енергетичних характеристик із врахуванням фізичних властивостей рідини. В [7,8] на основі методу електрогідрравлічної аналогії розроблено комплексну математично-графічну модель ВН у обертовій системі координат, жорско зв'язаній з робочим колесом. Ця модель представлена у вигляді еквівалентної електричної схеми заміщення (рис. 5) з активно-індуктивними (інерційними) елементами, яка враховує конструктивні особливості гідромашини та властивості робочої рідини.

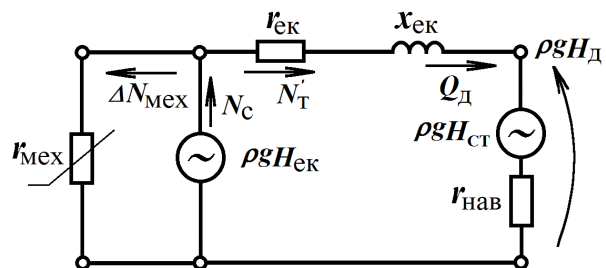


Рисунок 5 – Еквівалентна комплексна схема заміщення відцентрового насоса

Для побудови схеми заміщення використано поняття пасивних лінійних параметрів ВН: гідроопору  $r_{\text{ек}}$  та гідроіндуктивності  $x_{\text{ек}}$ , введених на основі загальноприйнятої аналогії “напруга – тиск” та “струм – об’ємна витрата”. Тут  $r_{\text{нав}}$  – гідроопір напірного тракту гідромережі,  $\rho g H_{\text{ек}}$ ,  $\rho g H_{\text{ст}}$  – відповідно тиск на

виході робочого колеса ВН та статичний тиск у трубопроводі.

Результати розрахунку параметрів еквівалентної схеми заміщення ВН НПС у системі відносних одиниць наведено у таблиці 3.

**Таблиця 3 – Розрахункові значення параметрів для магістрального насоса типу НМ-7000-210**

$\gamma_p^{\text{НОМ}}$	$\Delta N_{\text{мех}}^{\text{НХ}}$	$\Delta N_{\text{мех}}^{\text{НОМ}}$	$\Delta N_{\text{Т}}^{\text{НХ}}$	$H_{\text{ек}}$	$x_{\text{ек}}$	$r_{\text{ек}}$
1.380	0.80	0.05	0.045	1.405	0.982	0.0048

Тут нелінійний активний опір моделювання механічних втрат

$$r_{\text{мех}} = \frac{H_{\text{ек}}^2}{\Delta N_{\text{мех}}} \quad (9)$$

Крім того, вираз споживаної з боку приводного СД потужності  $N_{\text{С}}$  у вигляді суми внутрішньої потужності  $N_{\text{Т}}$  та потужності механічних втрат  $\Delta N_{\text{мех}}$  ілюструє еквівалентна схема заміщення ВН (рис. 5)

$$N_{\text{С}} = N_{\text{Т}} + \Delta N_{\text{мех}} \quad (10)$$

Проведені дослідження дали змогу представити модель механічних втрат у ВН у такому вигляді [8]

$$\Delta N_{\text{мех}} = \Delta N_{\text{мех}}^{\text{const}} + \Delta N_{\text{мех}}^{\text{var}} \quad (11)$$

Постійна (при незмінній частоті обертання робочого колеса) складова цих втрат  $\Delta N_{\text{мех}}^{\text{const}}$  показує потужність незалежних від витратного режиму незворотних дисипативних втрат дискового тертя, тертя в підшипниках і тертя ущільнення валу. Вона рівна значенню потужності механічних втрат у номінальному режимі роботи ВН  $N_{\text{мех}}^{\text{НОМ}}$ , яке зазвичай не перевищує 5-7% від усієї споживаної потужності ВН і з врахуванням законів подібності [5] визначається у системі відносних одиниць як

$$\Delta N_{\text{мех}}^{\text{const}} = \Delta N_{\text{мех}}^{\text{НОМ}} = \frac{k_n^3 (1 - \eta_{\text{мех}}^{\text{НОМ}})}{\eta_{\text{ВН}}^{\text{НОМ}}} \quad (12)$$

де  $\eta_{\text{ВН}}^{\text{НОМ}}$  та  $\eta_{\text{мех}}^{\text{НОМ}}$  – відповідно значення повного та механічного ККД ВН у номінальному режимі роботи;

$k_n$  – коефіцієнт зміни частоти обертання ротора ВН, який є відношенням частот обертання ВН у поточному  $n$  та номінальному режимах роботи  $n_{\text{НОМ}}$

$$k_n = \frac{n}{n_{\text{НОМ}}} \quad (13)$$

Крім цього, у ВН наявні змінні втрати  $\Delta N_{\text{мех}}^{\text{var}}$ , зумовлені відхиленням робочого режиму від номінального, що супроводжується ударним зіткненням рідини з робочою поверхнею лопаті. Їх теж можна умовно віднести до механічних втрат тому, що вони відображають дисипативні теплові процеси у ВН. Ці втрати представимо у вигляді квадратичної функції [8]

$$\Delta N_{\text{мех}}^{\text{var}} = \left( \Delta N_{\text{мех}}^{\text{НХ}} - \Delta N_{\text{мех}}^{\text{НОМ}} \left( \frac{Q_{\text{Д}}}{k_n} - 1 \right) \right)^2 \quad (14)$$

де  $\Delta N_{\text{мех}}^{\text{НХ}}$  – відносне значення механічних втрат в режимі неробочого ходу, які можна визначити за допомогою скалярної моделі ВН [7]

$$\Delta N_{\text{мех}}^{\text{НХ}} = \frac{k_n (1 - \gamma_p^{\text{НОМ}} \text{ctg} \gamma_p^{\text{НОМ}})}{\eta_{\text{ВН}}^{\text{НОМ}}} - N_{\text{Т}}^{\text{НХ}} \quad (15)$$

де  $\gamma_p^{\text{НОМ}}$  – номінальне значення кута навантаження ВН, яке у першому наближенні зв'язане з коефіцієнтом швидкохідності ВН  $n_s$  виразом

$$\gamma_p^{\text{НОМ}} \approx 0.475 \left( 1 + \frac{n_s}{100} \right) \quad (16)$$

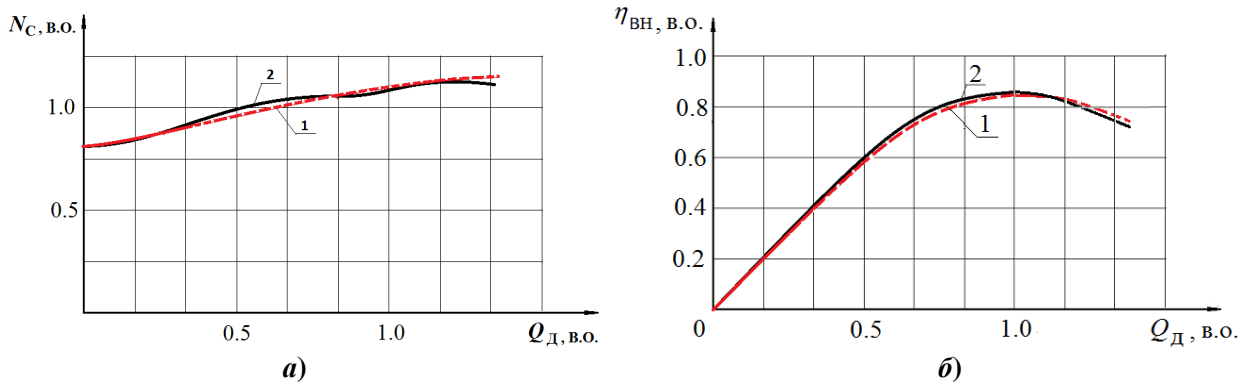
Тут  $N_{\text{Т}}^{\text{НХ}}, N_{\text{Т}}^{\text{НХ}}$  – відповідно значення внутрішньої потужності ВН у поточному режимі та у режимі неробочого ходу [8].

Розрахункові значення параметрів  $\gamma_p^{\text{НОМ}}, \Delta N_{\text{мех}}^{\text{НХ}}, \Delta N_{\text{мех}}^{\text{НОМ}}$  та  $\Delta N_{\text{Т}}^{\text{НХ}}$  у системі відносних одиниць, де базовими прийняті номінальні параметри магістрального насоса НМ-7000-210 ( $H_{\text{баз}} = H_{\text{Д}}^{\text{НОМ}}, Q_{\text{баз}} = Q_{\text{Д}}^{\text{НОМ}}$ ), наведено у таблиці 3. Формули (9) – (16) встановлюють аналітичну залежність потужності на валу  $N_{\text{С}}$  та ККД ВН  $\eta_{\text{ВН}}$  від витрати  $Q_{\text{Д}}$ , а рисунок 6 демонструє хороший збіг цих характеристик, розрахованих для насоса НМ-7000-210, із його заводськими характеристиками [8] для номінального значення частоти обертання робочого колеса  $n=3000$  хв<sup>-1</sup>. Розрахунок виконано без врахування статичного тиску у гідравлічній мережі ( $H_{\text{ст}} = 0$ ).

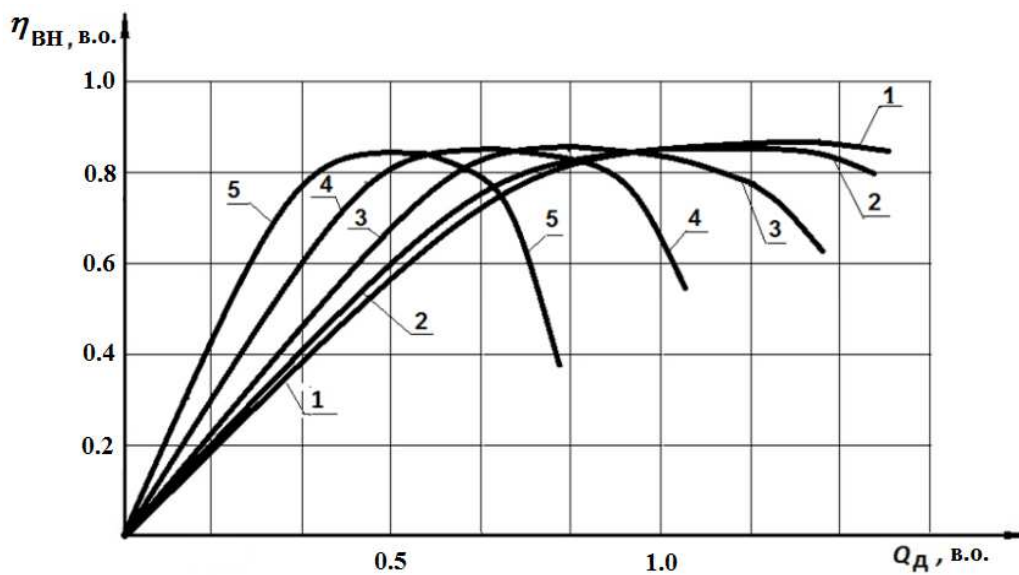
Зокрема рисунок 6а ілюструє значне споживання потужності на валу ВН  $N_{\text{С}}$  на всьому інтервалі зміни витрати  $Q_{\text{Д}}$ , що характерно для потужних ВН (зокрема НМ-7000-210) з високим коефіцієнтом швидкохідності ( $n_s \geq 150$ ). Навіть в режимі неробочого ходу ВН ( $Q_{\text{Д}} = 0$ ) коефіцієнт завантаження СД залишається високим ( $k_3 > 0.75$ ), а тому можна зробити важливий висновок про те що зміна витратного навантаження не значно впливає на ККД СД (рис.4) та (рис.12а). Крім того, на даний час в літературі відсутня інформація щодо аналітичного розрахунку характеристики ККД регульованого СД. Як відомо, ККД СД визначають за формулою [10], яку з врахуванням (8) можна записати у вигляді

$$\eta_{\text{СД}} = \left( 1 + \frac{\Delta N}{N_{\text{С}}} \right)^{-1} \quad (17)$$

де  $\Delta N$  – втрати активної потужності в СД, алгоритм розрахунку яких наведено в [10]. Аналітичний розрахунок характеристик ККД СД за формулою (17) з врахуванням (8) – (16) також показав, що при зміні частоти обертання ротора СД його ККД практично не змінюється (рис. 6, а, б).



1 – розрахованої за допомогою моделі; 2 – отриманої експериментально [8]  
**Рисунок 6 – Порівняння залежностей потужності на валу  $N_c$  (а) та ККД  $\eta_{вн}$  (б) від витратного навантаження  $Q_d$  насоса НМ 7000-210 для номінального значення частоти обертання робочого колеса  $n=3000 \text{ хв}^{-1}$**



1 -  $n=3500 \text{ хв}^{-1}$ ; 2-  $n=3000 \text{ хв}^{-1}$ ; 3 -  $n=2500 \text{ хв}^{-1}$ ; 4 -  $n=2000 \text{ хв}^{-1}$ ; 5 -  $n=1500 \text{ хв}^{-1}$   
**Рисунок 7 – Розрахункові характеристики ККД насоса НМ-7000-210 для різних значень частоти обертання робочого колеса**

Зовсім інша ситуація з показником ефективності ВН. У роботі [11] запропоновано спрощений розрахунок енергетичних характеристик регульованого ВН без врахування всіх складових втрат. Вказаний недолік враховують вирази (8) - (16), які відкрили шлях аналітичного розрахунку характеристики ККД ВН при зміні частоти обертання його ротора, результати якого для насоса НМ-7000-210 наведено на рисунку 7.

Для здійснення керування режимами роботи НПС комплексна математична модель СД повинна дати змогу оцінити також і надійність його роботи. Однак відсутність достатніх статистичних відомостей про причини і частоту виходу з ладу СД саме в різних умовах його завантаження з боку приводного механізму не дозволяє визначити стандартні показники надійності двигуна. У зв'язку з цим показником надійності СД  $\gamma_{сд}$  виберемо коефіцієнт запасу його статичної стійкості  $k_3$ , який залежить від

величини споживаної насосом з його валу потужності  $N_c$  [12]

$$\gamma_{сд} = k_3 = \frac{N_{сд}^{max} - N_c}{N_c}, \quad (18)$$

де  $N_{сд}^{max}$  – максимальне значення електромагнітної потужності СД, яке визначається як

$$N_{сд}^{max} = \frac{E_{сд} U_{ос}}{x_d}, \quad (19)$$

де  $x_d$  – синхронний індуктивний опір СД;  $E_{сд}$  – електрорушійна сила СД, залежність якої від струму збудження  $I_f$  визначається характеристикою неробочого ходу машини.

Після апроксимації цієї характеристики поліномом другого степеня робоча формула для розрахунку показника надійності СД матиме вигляд (у системі відносних одиниць)

$$\gamma_{\text{СД}} = \frac{E_{\text{СД}}^{\text{НОМ}} (c_1 I_f^2 + c_2 I_f + c_3) U_{\text{ОС}}}{N_{\text{С}} x_d} - 1, \quad (20)$$

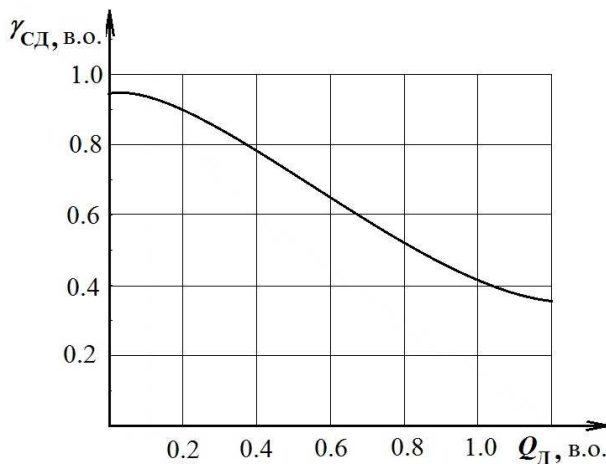
де  $E_{\text{СД}}^{\text{НОМ}}$  – значення електрорушійної сили в номінальному режимі роботи [12]

$$E_{\text{СД}}^{\text{НОМ}} = \sqrt{(1 + x_d \sin \varphi)^2 + (x_d \cos \varphi)^2}. \quad (21)$$

Тоді з урахуванням (8) отримаємо

$$\gamma_{\text{СД}} = \frac{E_{\text{СД}}^{\text{НОМ}} (c_1 I_f^2 + c_2 I_f + c_3) U_{\text{ОС}} \eta_{\text{ВН}}}{\rho g Q_{\text{Д}} H_{\text{Д}} x_d} - 1. \quad (22)$$

Очевидно, що показник надійності СД залежить від показника ефективності ВН  $\eta_{\text{ВН}}$ , який визначається за наведеною вище методикою. Ця залежність для двигуна СТД-5000-2, що приводить в рух насос НМ-7000-210, зображена на рисунку 8.



**Рисунок 8 – Розрахункова залежність показника надійності електродвигуна СТД-5000-2 від витратного навантаження насоса НМ-7000-210 для номінального значення частоти обертання ротора синхронного двигуна  $n=3000 \text{ хв}^{-1}$**

Визначимо залежність значення показника надійності СД від зміни частоти обертання його ротора.

На відміну від асинхронного двигуна, момент СД прямо пропорційно залежить від напруги, тому регулювання будемо здійснювати згідно із законом Костенко

$$\frac{U_{\text{ОС}}}{f_{\text{ВХ}}} = \text{const}. \quad (23)$$

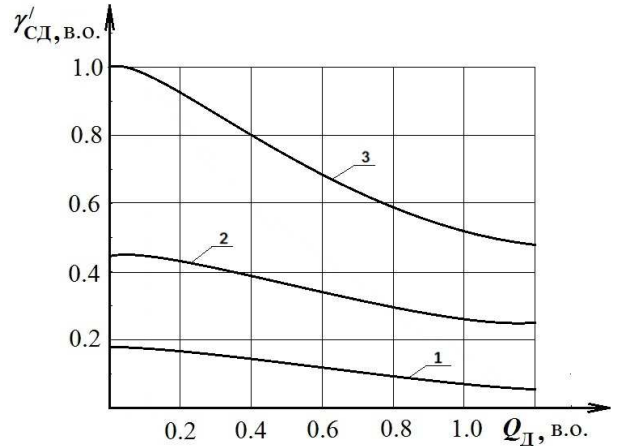
Зміна частоти  $f_{\text{ВХ}}$  значно впливає на значення моменту СД. Тому основною особливістю частотного регулювання СД є те, що одночасно зі зміною частоти змінюють струм збудження згідно з виразом

$$\frac{f_{\text{ВХ}}}{f_{\text{ВХ}}^{\text{НОМ}}} = \frac{I_{\text{ЗБ}}}{I_{\text{ЗБ}}^{\text{НОМ}}}. \quad (24)$$

Оскільки при зниженні частоти обертання ротора СД надійність двигуна значно зростає, то для наочності показник нормалізовано (введено в діапазон зміни від 0 до 1) шляхом ділення на його максимальне значення  $\gamma_{\text{СД}}^{\text{н}}$  для частоти обертання ротора  $2000 \text{ хв}^{-1}$

$$\gamma'_{\text{СД}} = \frac{\gamma_{\text{СД}}}{\gamma_{\text{СД}}^{\text{н}}}. \quad (25)$$

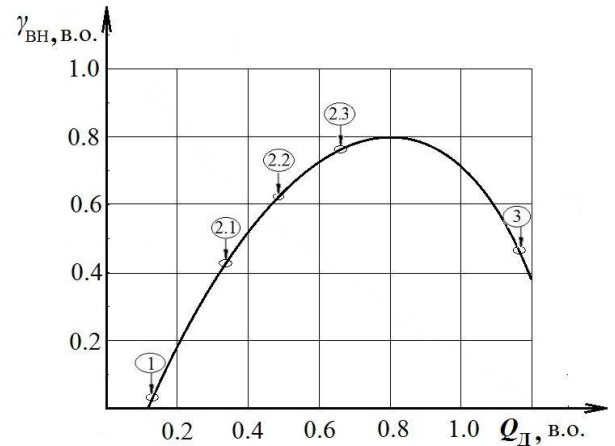
Розрахункову залежність показника надійності електродвигуна СТД-5000-2 від витратного навантаження насоса НМ-3600-230 при різних значеннях частоти обертання ротора СД наведено на рисунку 9.



$1 - n=3000 \text{ хв}^{-1}$ ;  $2 - n=2500 \text{ хв}^{-1}$ ;  $3 - n=2000 \text{ хв}^{-1}$

**Рисунок 9 – Розрахункова залежність показника надійності електродвигуна СТД-5000-2 від витратного навантаження насоса НМ-7000-210 для різних значень частоти обертання ротора синхронного двигуна**

Для формалізації моделі надійності роботи ВН будемо використовувати показник  $\gamma_{\text{ВН}}$ , який залежить не лише від тривалості експлуатації насоса, але й від його режиму роботи [6] (рис. 10) і визначається витратним навантаженням  $Q_{\text{Д}}$ .



**Рисунок 10 – Залежність показника надійності відцентрового насоса  $\gamma_{\text{ВН}}$  від витратного навантаження  $Q_{\text{Д}}$  для номінального значення частоти обертання його робочого колеса  $n=3000 \text{ хв}^{-1}$**

Робота ВН в неоптимальних витратних режимах спричиняє значне зниження надійності насоса, а саме, виникнення таких механічних проблем, як: вихід з ладу підшипників, торце-



вих ущільнень, руйнування валів і підвищена вібрація тощо.

Надійність роботи ВН необхідно розглядати для трьох робочих зон [6]: 1) робота з мінімальною витратою, яка виникає при запуску насоса; 2) режим недовантаження, при якому в зоні 2.1 можлива кавітація, а в зонах 2.2 і 2.3 можлива рециркуляція потоку на вході і виході робочого колеса. Як наслідок - суттєве зниження надійності роботи насоса; 3) режим перевантаження, який характеризується значним зростанням споживання енергії при зменшенні ККД та виникненням небезпеки втрати стійкості приводного СД.

Запропонований поділ характеристики надійності роботи ВН на робочі зони визначає лише загальні межі усталеного режиму роботи, в яких ВН повинен працювати. Як показано на рисунку 11, відносне значення витрати ВН впливає на його надійність, параметри якої можна визначити кількісно, наприклад, за середнім часом безвідмовної роботи [6].

Для кількісної оцінки надійності ВН застосовують теорію ймовірності та математичну статистику. Дана оцінка базується на об'єктивних статистичних даних про вихід з ладу ВН в різних умовах експлуатації, на основі яких можна було б побудувати відповідні криві розподілу відмов у часі для різних типів ВН. Проте дослідження надійності роботи ВН залежно від тривалості його експлуатації, потребує довготривалого збору статистичної інформації (виборок), який важко реалізувати на практиці, (немає служб, затрати часу, обладнання вимірювальних пристроїв тощо). Тому у роботі запропоновано застосувати такий показник надійності роботи ВН, який залежить не лише від тривалості експлуатації, але й від його режиму роботи. Зокрема в [13] індикатором надійності ВН вибрано віброшвидкість, оскільки вона залежить від режиму роботи насоса, а показник надійності ВН розраховано за формулою

$$\gamma_{ВН} = \left( 1 - \left( \frac{v}{v_{\max}} \right) \right) + C, \quad (26)$$

де  $v$ ,  $v_{\max}$  – відповідно поточне та максимальне значення віброшвидкості,

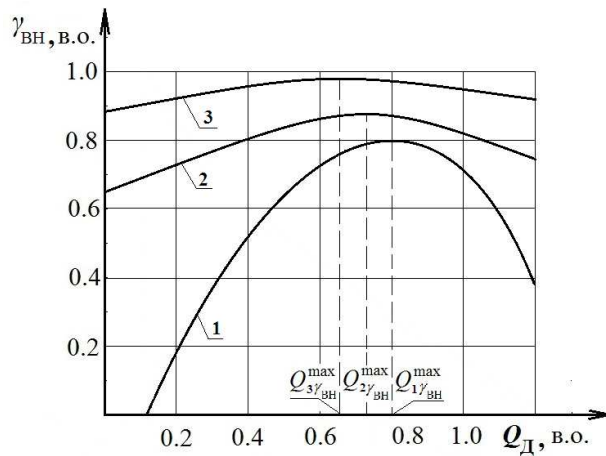
$C$  – стала величина.

Згідно з рисунком 11 найбільш надійно насос працює при значенні витратного навантаження  $Q_d = 0.8$ , відмінному від номінального ( $Q_d = 1$ ).

Вираз (26) також дає можливість аналітичного розрахунку показника надійності  $\gamma_{ВН}$  при зміні частоти обертання ротора ВН (рис. 11). Згідно з [13]

$$\frac{v(n)}{v(n_{ном})} = (k_n)^2, \quad (27)$$

де  $v(n)$ ,  $v(n_{ном})$  – значення віброшвидкості, визначені при довільній та номінальній частотах обертання ротора СД.



1 –  $n=3000 \text{ хв}^{-1}$ ; 2 –  $n=2500 \text{ хв}^{-1}$ ; 3 –  $n=2000 \text{ хв}^{-1}$

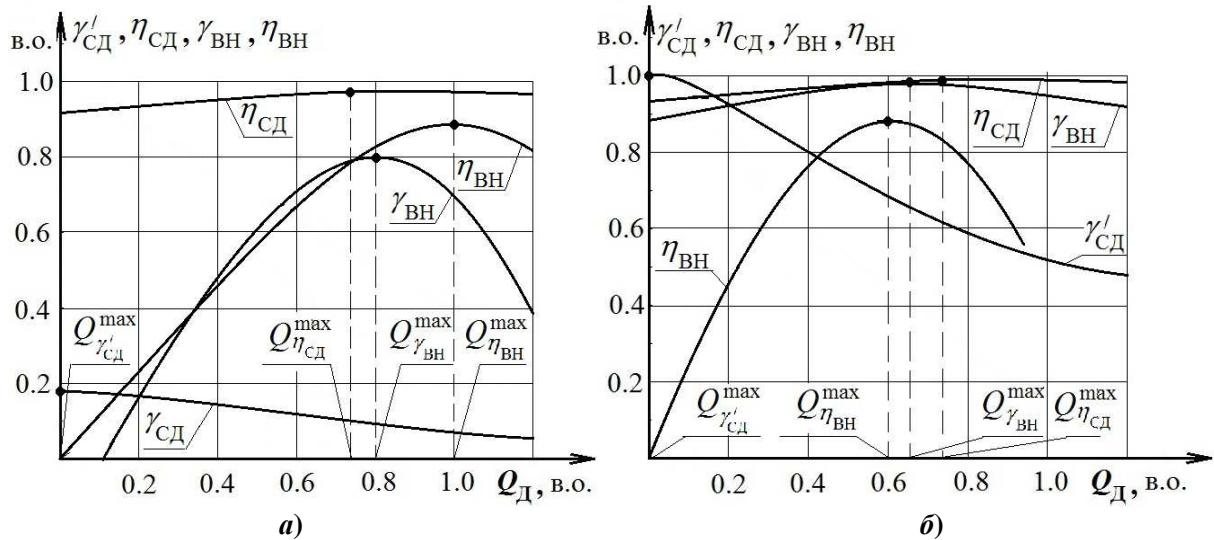
**Рисунок 11 – Залежність показника надійності відцентрового насоса  $\gamma_{ВН}$  від витратного навантаження  $Q_d$  при різних значеннях частоти обертання його робочого колеса**

Шкала показника надійності ВН змінюється в межах від 0 до 1. Значення, рівне одиниці вказує на найкращий режим, який необхідно встановити для роботи ВН, що визначається мінімальними значеннями вібрації, температури підшипників та інших змінних, які пов'язані з терміном служби насоса. Таким чином, значення рівне 1 не означає нескінченне напруження на відмову, проте значення показників надійності ВН та СД менші 1 пов'язані зі зменшенням терміну їх роботи. Нульові значення показників  $\gamma_{СД}$  та  $\gamma_{ВН}$  безпосередньо не передбачають відмову НА, проте вказують на те, що таких умов експлуатації слід уникати [13]. При зменшенні частоти обертання робочого колеса ВН максимальні значення показників надійності зростають та зміщуються в зону менших витрат у порівнянні зі значенням при номінальній частоті обертання ротора ВН (рис. 11).

Таким чином ми отримали чотири показники ефективності та надійності роботи НА, залежність яких від витрати  $Q_d$  можна представити графічно на одному рисунку, зокрема для номінальної частоти обертання роторів НА ( $n=3000 \text{ хв}^{-1}$ ) (рис. 12(a)).

Очевидно, що в процесі перекачування рідини необхідно досягати максимальних значень показників ефективності та надійності. Однак, цього неможливо досягти одночасно (рис. 12), оскільки екстремальні значення даних показників досягаються при різних значеннях витратного навантаження  $Q_d$ . Вказаний висновок справедливий і для інших відмінних від номінальної частот обертання роторів НА, що зокрема ілюструє рисунок 12б, де відображені вищезгадані залежності для частоти обертання  $n=2000 \text{ хв}^{-1}$ .

Таким чином, надалі необхідно вирішувати задачу оптимального керування режимами НА за критеріями ефективності та надійності із залученням методології багатоцільової оптиміза-



**Рисунок 12** – Суміщені залежності показників ефективності та надійності насосного агрегата, що складається з синхронного двигуна типу «СТД-5000-2 та відцентрового насоса типу «НМ-7000-210» залежно від витратного навантаження  $Q_d$  для частоти обертання роторів  $n=3000 \text{ хв}^{-1}$ (а) та  $n=2000 \text{ хв}^{-1}$ (б)

ції (блок оптимізації в структурно-функціональній схемі, зображеній на рисунку 2).

### Висновки

1. Оптимізацію режимів роботи НА НПС слід проводити на засадах системного підходу з одночасним використанням показників ефективності та надійності СД та ВН.
2. Формалізовані математичні моделі ефективності та надійності залежно від витратного навантаження для різних частот обертання роторів НА типу «СТД-5000-2 та НМ-7000-210», які відображають енергетичний взаємозв'язок між підсистемами різної фізичної природи.
3. Екстремальні значення показників ефективності та надійності СД та ВН досягаються при різних значеннях витратного навантаження  $Q_d$ , що вимагає залучення методів багатокритеріальної оптимізації для знаходження «узгодженого оптимуму» для вибору оптимального режиму НА.
4. Для потужних ВН з коефіцієнтом швидкохідності  $n_s \geq 150$  зміна витратного навантаження не значно впливає на ККД СД, коефіцієнт завантаження яких залишається високим ( $k_3 > 0.75$ ), навіть у режимі неробочого ходу насоса.

### Література

- 1 Костышин В.С. Оптимизация работы магистральных насосных агрегатов по критериям эффективности и режимной надежности / В.С. Костышин, И.И. Яремак // Трубопроводный транспорт - 2015: Материалы X Международной учебно-научно-практической конференции / редкол.: Р.Н. Бахтизин и др. – Уфа: Изд-во УГНТУ, 2015. – С. 366-367.
- 2 Ладанюк А.П. Основи системного аналізу / А.П. Ладанюк. – Вінниця: Нова книга, 2004. – 173 с.
- 3 Костишин В. С. Аналіз енергоефективності нафтоперекачувального насосного агрегата / В. С. Костишин, І. І. Сорохтей // Нафтогазова енергетика. – 2009. – №2(11). – С.76–79.
- 4 ДСТУ 3886 – 99. Енергозбереження. Системи електроприводу. Метод аналізу та вибору. – К.: Держстандарт України, 2000. – 55с.
- 5 Val S. Lobanoff & Robert R. Ross/ Centrifugal Pumps design and application. – Jaico publishing house, 1995. – 2nd edition. – pp. 333-353.
- 6 Barringer, P. (2003). A “Life Cycle Cost Summary”, In: *International Conference of Maintenance Societies (ICOMS)*. Perth, Australia.
- 7 Костишин В.С. Моделювання режимів роботи відцентрових насосів на основі електрогидравлічної аналогії. – Івано-Франківськ: Факел, 2000. –163 с.

8. V.S. Kostyshyn Simulation of performance characteristics of centrifugal pumps by the electrohydrodynamic analogy method / V.S. Kostyshyn, P.O. Kurllyak // Journal of Hydrocarbon Power Engineering. – 2015. – Vol. 2, Issue 1. – pp. 24-31.

9 Коршак А.А. Технологический расчет магистрального нефтепровода: учебное пособие / А.А. Коршак, Е.М. Муфтахов. – Уфа: ДизайнПолиграфСервис, 2005. – 98 с.

10 Сыромятников И.А. Режимы работы асинхронных и синхронных электродвигателей / И. А. Сыромятников. — М.- Л.: Госэнергоиздат, 1963. – 528 с.

11 Лезнов Б.С. Частотно-регулируемый электропривод насосных установок / Б.С. Лезнов. – М.: Машиностроение, 2013. – 176 с.

12 Перехідні процеси в системах електропостачання: підручник / Г.Г.Півняк, В.М. Винославський, Л.І.Несен; за ред. Г.Г.Півняка. – Київ: Вища школа, 2000. – 597с.

13 Ahonen, T. (2011). Monitoring of centrifugal pump operation by a frequency converter. *Doctoral Thesis. Lappeenranta University of Technology, Finland.* ISBN 978-952-265-075-7.

*Стаття надійшла до редакційної колегії*  
24.02.17

*Рекомендована до друку*  
професором **Семенцовим Г.Н.**  
(ІФНТУНГ, м. Івано-Франківськ)  
професором **Бурбелом М.И.**  
(Вінницький національний технічний  
університет, м. Вінниця)