

Хлопенко М.Я.

Херсонська державна морська академія

Хлопенко І.М.

Херсонська державна морська академія

МОДЕЛЮВАННЯ ПЕРЕХІДНИХ ПРОЦЕСІВ У ЧАСТОТНО-РЕГУЛЬОВАНОМУ АСИНХРОННОМУ ЕЛЕКТРОПРИВОДІ СУДНОВОГО V-ПОДІБНОГО ДВОСТУПІНЧАСТОГО ПОРШНЕВОГО КОМПРЕСОРА

Метою роботи є моделювання перехідних процесів у частотно-регульованому асинхронному електроприводі суднового V-подібного двоступінчастого поршневого повітряного компресора з прямим кутом розвалу. Для проведення досліджень використовувалася структурна схема замкнутої системи частотного керування електроприводу з ПІ-регулятором. Визначено маси кривошипно-шатунного механізму (КШМ) та маховика з приведеними до поршнів та осі шатунної шийки зосередженими масами шатунів. За ними розраховані приведені до кривошипу моменти інерції мас КШМ, що обертаються і поступово рухаються. Побудовано класичну модель навантажень на машину по куту повороту кривошипу від сил тяжіння поступово рухомих мас. Визначено статичне навантаження на електродвигун. Виконаний у пакеті MathCAD за індикаторними діаграмами розрахунок тисків повітря в циліндрах по куту повороту кривошипу, що діють на поршині компресора. Проведено розкладання цих тисків за гармоніками до рядів Фур'є до п'ятнадцятого порядку включно. Розраховано в тому ж пакеті MathCAD навантаження на електродвигун від дії гармонійних газових сил залежно від кута повороту кривошипу. Побудовано в пакеті Simulink математичну модель електроприводу компресора із знайденими навантаженнями та моментами інерції КШМ. За цією моделлю визначено кутову швидкість валу електроприводу. Для її знаходження залучалася теорема про зміну кінетичного моменту системи щодо нерухомої осі з курсу теоретичної механіки. Необхідний для розрахунку моментів інерції та навантажень кут повороту кривошипу визначався шляхом інтегрування за часом кутової швидкості. Він також використовувався в побудованій моделі при затримці часу процесу, необхідного для продувки компресора при запуску електродвигуна та при розрахунку тиску стиснення повітря в компресорі та його нагнітання в сміст для зберігання. Побудовані перехідні процеси крутного моменту, навантаження на кривошип і кутової швидкості машини. Їх розкид перебуває у межах допусків. Удосконалено математичну модель і методику перехідних процесів в частотно-регульованому асинхронному електроприводі суднового V-подібного двоступінчастого поршневого повітряного компресора з прямим кутом розвалу та з урахуванням дії сил тертя, періодичних газових сил та сил тяжіння поступово рухомих мас КШМ. Створена схема моделювання перехідних процесів в частотно-регульованому асинхронному електроприводі компресора дозволяє проводити розрахунки параметрів системи стисненого повітря на перехідних та усталених режимах. Бібл. 14, рис. 7.

Ключові слова: моделювання перехідних процесів, електропривод асинхронний, двоступеневий компресор, частотне регулювання.

Постановка проблеми. У даний час на багатьох суднах для пуску та реверсування головних двигунів та роботи інших технічних пристроїв використовуються двоступінчасті V-подібні поршневі компресори стисненого повітря з прямим кутом розвалу. Кожен компресор приводиться в дію асинхронним електродвигуном з короткозамкненим ротором, що не регулюється. Ротор електродвигуна жорстко пов'язаний з колінчастим валом КШМ компресора з маховиком. Цей вал при роботі компресора постійно схильний до дії моментів сил

тертя, газових сил та сил тяжіння, що періодично повторюються з частотою обертання. Особливо небезпечними є газові сили. На перехідних режимах вони можуть призводити до перевантаження машини та неприпустимих параметричних коливань кутової швидкості жорсткого валу. Інтенсивність цих коливань та коливань електромагнітного моменту двигуна при заданому моменті інерції маховика значною мірою залежить від керування роботою машини. Відчутний ефект можна досягти при частотному керуванні.

Заміна нерегульованого електроприводу компресора на регульований дозволяє суттєво знизити споживання електроенергії, збільшити термін служби механічної частини електроприводу та підвищити якість регулювання кутової швидкості асинхронної машини. Деякі виробники компресорних агрегатів вже переходять на такий спосіб керування. Тому моделювання перехідних процесів у частотно-регульованому асинхронному електроприводі суднового V-подібного двоступінчастого поршневого повітряного компресора з прямим кутом розвалу є доцільним.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Відомо три підходи для дослідження двоступінчастих компресорів – метод математичного моделювання, математичного експерименту та фізичного моделювання. Перший передбачає створення математичних моделей і методик для дослідження компресорів, другий – віртуальні випробування й третій – експеримент на фізичних моделях.

Створення математичних моделей і методик різного рівня складності, а також моделювання за ними перехідних процесів в електроприводах кутових і V-подібних поршневих компресорів з поршнями, що протилежно рухаються, розглянуто в роботах [1, 2], причому інтерес до дослідження різного типу компресорів даним методом не слабшає. Основними недоліками цих робіт є наближений розрахунок сил інерції за спрощеними і давно сформованими методиками [2], нехтування змінністю моменту інерції в рівняннях руху колінчастого валу КШМ [1, 2], відсутність системи керування процесом регулювання швидкості електроприводів [1, 2].

Розрахунок термодинамічних циклів у циліндрах багатоступінчастих компресорів висвітлено у капітальних працях [3, 4]. Удосконалення цих циклів продовжується й у теперішній час.

Багато робіт присвячено моделюванню навантажень на поршень одноциліндрового холодильного компресора. Серед них слід зазначити роботи [5-7]. У них викладено методику моделювання моменту опору [5], обґрунтовано вибір скалярного принципу керування трифазним асинхронним електродвигуном та введено в структурну схему корекцію для бездатчикового визначення частоти обертання та моменту опору [6], змодельований пуск електроприводу [7].

Розрахунок навантажувальних характеристик електроприводу кутового компресора викладено у статті [8]. У ній запропоновано алгоритм розрахунку параметрів та характеристик даного компресора на основі аналізу кінематичної схеми.

Наведено побудову навантажувальних діаграм кутового компресора в функції кута повороту валу. За сумарним моментом сил навантажувальних діаграм розроблено методику вибору потужності приводу компресора. Однак представлений у роботі алгоритм і методика вибору потужності двигуна на основі аналізу кінематичної схеми механізму не враховують розкид навантажувальних характеристик електроприводу компресора при їх періодичних коливаннях біля стану, що установився.

Питанням математичного експерименту присвячені роботи [9, 10]. Це новий напрям у науці, досить широко розповсюджений на практиці, цілком не виключає фізичного експерименту. В даній роботі він не розглядається.

Таким чином, виконаний аналіз публікацій по даній тематиці дозволяє встановити, що проблема моделювання перехідних процесів у частотно-регульованому асинхронному електроприводі суднового V-подібного двоступінчастого повітряного компресора з прямим кутом розвалу з урахуванням періодичних коливань навантаження на електродвигун не розглядалася.

Постановка завдання. Метою роботи є моделювання перехідних процесів у частотно-регульованому асинхронному електроприводі суднового V-подібного двоступінчастого поршневого повітряного компресора з прямим кутом розвалу. Для досягнення цієї мети необхідно на основі існуючих теоретичних досліджень удосконалити математичну модель та методику моделювання частотного керування електропривода даного компресора, розробити пакет обчислювальних програм, структурну схему системи керування та схему моделювання перехідних процесів в пакеті Simulink, а також виконати їх розрахунки та провести аналіз отриманих результатів.

Виклад основного матеріалу дослідження. На рис. 1 представлена структурна схема лінеаризованого в межах робочої ділянки механічної характеристики об'єкта керування, замкнута по кутовій швидкості асинхронного двигуна неединичним зворотним зв'язком з коефіцієнтом підсилення $K_{\omega} = U/\omega$ (U – напруга задатчика; ω – кутова швидкість ротора машини). Вона побудована із залученням робіт [11-13].

Схема містить аперіодичну корегуючу ланку з постійною часу T_{pr} , що полегшує пуск машини, передавальні функції ПІ-регулятора швидкості, перетворювача частоти (ПЧ) і асинхронного двигуна з короткозамкненим ротором і приведеним до осі ротора моментом інерції $J(\varphi)$ виконавчого механізму (компресора), що залежить від кута повороту

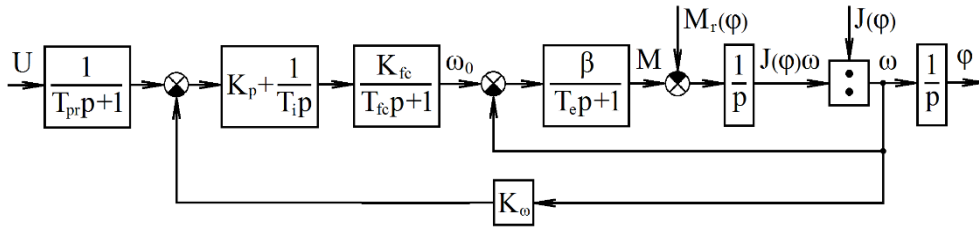


Рис. 1. Структурна схема частотного керування асинхронного електроприводу

кривошипу φ . Пропорційна складова передавальній функції ПІ-регулятора позначена K_p , а постійна часу її інтегральної складової T_i . Передавальна функція ПЧ описується аперіодичною ланкою з передавальним коефіцієнтом K_{fc} та постійною часу T_{fc} [11]. Асинхронний двигун має дві ланки, охоплені одним зворотним зв'язком. Перша ланка описує електромагнітну частину машини, а друга – її механічну частину. Електромагнітна частина машини представлена аперіодичною ланкою, а механічна частина – інтегруючою ланкою та дільником. Аперіодична ланка містить у чисельнику модуль жорсткості лінеаризованої механічної характеристики β , а в знаменнику – електромагнітну постійну часу T_e кіл статора та ротора асинхронного електродвигуна. Структурна схема також містить ланку затримки сигналу часу, необхідного для продувки компресора, та пропорційну ланку тиску повітря в ємності для його зберігання. Ці елементи на рис. 1 не показані.

Жорсткість механічної характеристики машини визначається, як відомо з роботи [11], за формулою

$$\beta = \frac{2M_{cr}}{\omega_{0n} s_{cr}}, \quad (1)$$

де M_{cr} – критичний момент; $\omega_{0n} = 2\pi f / z_p$ – номінальна кутова швидкість електромагнітного поля (холостого ходу машини); s_{cr} – критичне ковзання; f – частота живлення; z_p – число пар полюсів.

Електромагнітна постійна часу

$$T_e = \frac{1}{\omega_{0el.n} s_k}, \quad (2)$$

де $\omega_{0el.n} = 2\pi f = 314$ рад/с.

Електромагнітний момент двигуна M і момент навантаження $M_r(\varphi)$, що діє на його ротор, не є постійними величинами. Однак на квазіусталеному режимі, коли швидкість електроприводу змінюється в невеликих межах внаслідок зміни навантаження на роторі машини, їх середні значення можна вважати постійними і приблизно рівними, а похідну за часом від кутової швидкості рівною нулю, тобто $d\omega/dt = 0$.

Іншою умовою стійкості квазіусталеного режиму є, як відомо з [12], нерівність $\beta < \beta_r$, де β , β_r – жорсткості механічної характеристики двигуна і робочого компресора в точці режиму, що установився. Оскільки $\beta < 0$, а $\beta_r = 0$ в точці на механічній характеристиці встановленого режиму, ця нерівність завжди виконується.

Перейдемо від структурної схеми об'єкта до математичного опису її характеристик та навантажень, що діють на машину.

Приведений до осі ротора електродвигуна момент інерції компресора $J(\varphi)$ можна представити у вигляді:

$$J(\varphi) = J_0 + m_1 r^2 f_1(\varphi) + m_2 r^2 f_1\left(\varphi + \frac{3\pi}{2}\right), \quad (3)$$

де

$$f_1(\varphi) = \left[\sin \varphi + 0,5\lambda \frac{\sin 2\varphi}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi}} \right]^2; \quad (4)$$

J_0 – приведений до нерухої осі обертання кривошипа постійний момент інерції, що дорівнює сумі моментів інерції ротора електродвигуна, колінчастого валу, приведеної до осі шатунної шийки $2/3$ маси обох шатунів та маховика; m_1 , m_2 – відповідно сумарна маса поршня, поршневих кілець, пальця верхньої головки шатуна та $1/3$ маси шатуна, приведеної до поршня першої та другої ступені компресора; $\lambda = r/l$ – відношення радіуса r кривошипу OA (рис. 2) до довжини $l = AB = AC$ шатуна. Кут φ повороту кривошипа OA відраховується від прямої лінії OB у напрямку обертання кривошипа з кутовою швидкістю ω при положенні поршня в циліндрі першої ступені у верхній мертвій точці (ВМТ).

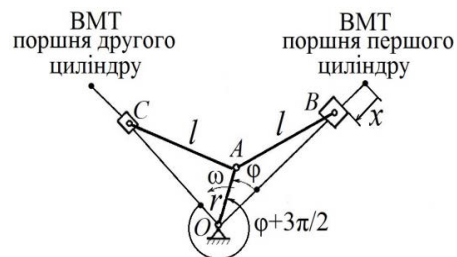


Рис. 2. Кінематична схема компресора

Для компресорів зі значеннями $\lambda \leq 0,15$ другий доданок у квадратних дужках виразу (4) розкладемо в біноміальний ряд з утриманням двох членів ряду:

$$\frac{1}{\sqrt{1-\lambda^2 \sin^2 \varphi}} \cong 1 + \frac{1}{2} \lambda^2 \sin^2 \varphi. \quad (5)$$

Другий член ряду (5) набагато менше одиниці. Його максимальна помилка не перевищує 2,25 % у порівнянні з одиницею. Тому, нехтуючи цим членом ряду і дуже малою величиною $0,25\lambda^2 \sin^2 2\varphi$ при піднесенні правої частини виразу (4) у квадрат, отримаємо для (3) наступний вираз:

$$f_1(\varphi) = \sin^2 \varphi + \lambda \sin \varphi \cdot \sin 2\varphi. \quad (6)$$

При розрахунку осьового моменту інерції колінчастого валу, що складається з двох щік у вигляді прямокутного паралелепіпеда, однієї шатунної шийки з двома насадженими нижніми головками шатунів і двох корінних шийок, використовувалися відомі з підручників [13, 14] вирази і теорема Гюйгенса-Штейнера для моментів інерції тіла відносно паралельних осей.

Еквівалентний момент статичного опору M_{rs} при періодично повторюваному діючому навантаженні на кривошип, включаючи момент тертя, приймається рівним номінальному електромагнітному моменту двигуна [12]. Його значення визначається виразом (7):

$$M_{rs} = \frac{P_n}{\omega_n}, \quad (7)$$

де P , ω – відповідно потужність і кутова швидкість електродвигуна. Індекс n позначає номінальні значення величин.

Приведений до кривошипу момент сил тяжіння мас поршнів з кільцями та пальцями й 1/3 маси шатунів, що поступально рухаються, розраховується з урахуванням малості другого доданку в (5) за формулою (8):

$$M_{gr}(\varphi) = gr \cos \frac{\pi}{4} \left[m_1 f_2(\varphi) + m_2 f_2 \left(\varphi + \frac{3\pi}{2} \right) \right], \quad (8)$$

де $f_2(\varphi) = \sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi$; g – прискорення вільного падіння.

Приведений до кривошипу момент сил тиску повітря на поршні, що здійснюють зворотно-поступальний рух у циліндрах, знаходиться окремо для кожної ступені компресора. Тиски на поршні визначаються у процесі розрахунку індикаторних діаграм. Розрахунок індикаторних діаграм проводиться за кінематичною схемою одного КШМ. При цьому положення кожного поршня при зворотно-поступальному русі визначається координатою $x(\varphi)$. Кожна з цих координат відра-

ховується від ВМТ, що відповідає куту повороту кожного кривошипа $\varphi=0$, і може бути визначена за формулою:

$$x(\varphi) = r \left[1 - \cos \varphi + \frac{\lambda}{2} (1 - \cos^2 \varphi) \right]. \quad (9)$$

Ця формула дозволяє знайти кут повороту кривошипа φ для кожної ступені компресора в залежності від координати $x(\varphi)$. Цей кут φ необхідний для визначення границь тисків термодинамічних процесів по індикаторним діаграмам ідеального компресора. Ці діаграми представлені на рис. 3 в px координатах, де $x=x(\varphi)$.

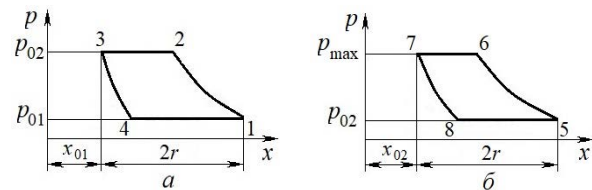


Рис. 3. Індикаторні діаграми першої (а) та другої (б) ступенів компресора

Кожна з них складається з ідеальних термодинамічних процесів всмоктування 4-1, 8-5, стиснення 1-2, 5-6, нагнітання 2-3, 6-7 та зворотного розширення 3-4, 7-8. Процеси всмоктування 4-1, 8-5 та нагнітання 2-3, 6-7 є ізобарними. Процеси стиснення 1-2, 5-6 та зворотного розширення 3-4, 7-8 приймаються адіабатними з показником $k=1,4$, як і у роботі [4].

Тиски повітря на поршні циліндрів для кожного термодинамічного процесу індикаторних діаграм визначаються за формулами, отриманими з рівнянь стану для ідеального газу. Ці формули для тиску повітря в циліндрах кожної ступені компресора мають вигляд:

$$p = \varepsilon_s p_{0s} \left[\frac{x_{0s}}{x(\varphi) + x_{0s}} \right]^k, \quad \text{якщо } 0 \leq \varphi \leq \varphi_4;$$

$$p = p_{0s}, \quad \text{якщо } \varphi_4 < \varphi \leq \pi;$$

$$p = \varepsilon_s p_{0s} \left[\frac{x_{0s}}{x(\varphi) + x_{0s}} \right]^k, \quad \text{якщо } \pi < \varphi \leq \varphi_2;$$

$$p = \varepsilon_s p_{0s}, \quad \text{якщо } \varphi_2 < \varphi \leq 2\pi \quad (s=1, 2), \quad (10)$$

де ε_s – ступінь стиснення повітря в s -м циліндрі, причому $\varepsilon_1 = V_{h1}(1+a_1)/V_{h2}(1+a_2)$ при охолодженні повітря після першої ступені до рівних значень температур на вході до циліндрів, а ступінь стиснення у другому циліндрі $\varepsilon_2 = p_{max}/\varepsilon_1$ (p_{max} – максимальний тиск); $V_{hs} = 0,5\pi d_s^2 r$ – робочий об'єм s -ого циліндра; d_s – діаметр поршня; a_s – відносний мертвий об'єм s -ого циліндра; $x_{0s} = 2ra_s$ – координата кутової точки 3 ($s=1$) або 7 ($s=2$) у ВМТ;

φ_2, φ_4 – кути повороту кривошипу у кутових точках 2 або 6 та 4 або 8 побудованих на рис. 3 індикаторних діаграм.

Записані формули (10) утворюють розімкнені термодинамічні цикли в системі координат p, φ . Ці цикли визначені на відрізку $(0; 2\pi)$ і періодично повторюються по куту повороту кривошипу з періодом 2π . Тому, шматково-гладкі функції тиску, що описують їх, допускають розкладання в ряди Фур'є. Значення коефіцієнтів кожного члена ряду із заданою точністю розраховуються програмно у пакеті MathCAD. Там же розраховуються наведені до кривошипу моменти тисків, рівних значенням часткових сум гармонік $S_s(\varphi, m)$ ряду Фур'є до m -го порядку включно, за формулою:

$$M_{gs} = r \frac{\pi d_s^2}{4} \left[\sin \varphi + 0,5\lambda \frac{\sin 2\varphi}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi}} \right] S_s(\varphi, m), \quad (11)$$

де

$$S_s(\varphi, m) = \frac{a_{0s}}{2} + \sum_{n=1}^{n=m} A_{ns} \sin(n\varphi + \psi_{ns}); \quad (12)$$

a_{0s} – постійний коефіцієнт; A_{ns} – амплітуда гармоніки; ψ_{ns} – початкова фаза; n – порядок гармоніки. Індекс $s=1$ відноситься до першої ступені, а $s=2$ – до другої ступені компресора, як і в формулі (10). Складаючи алгебраїчні моменти (11) і враховуючи різницю $3\pi/2$ рад кутів повороту кривошипа другої та першої ступенів компресора при відліках цих кутів від прямих ліній OC та OB , зображених на рис. 2, знаходимо приведені до кривошипу сумарний момент діючих газових сил на поршні циліндрів компресора:

$$M_g(\varphi) = M_{g1}(\varphi) + M_{g2}\left(\varphi + \frac{3\pi}{2}\right). \quad (13)$$

Наведені формули (7), (8) та (13) з урахуванням (9)-(12) дозволяють розрахувати навантаження $M_r(\varphi)$ (див. рис. 1) на асинхронний двигун.

Максимальний допустимий тиск у ємності для зберігання повітря визначається співвідношенням (14):

$$p_{\max} = p_{\min} + p_{02} \frac{V_{h2}(1-a_2)}{V} \varepsilon_2^{\frac{k-1}{k}} \frac{\varphi}{2\pi}, \quad (14)$$

де p_{\min}, p_{\max} – тиск повітря в ємності в початку та кінці процесу її заповнення; V – об'єм ємності.

Настройка тиску повітря в компресорах та ємності для його зберігання проводиться самодіючими всмоктуючими, нагнітальними та незворотними клапанами. Клапани приймаються ідеальними, що значно полегшує розрахунки [4].

Час у секундах від початку продувки компресора до стиснення повітря в ємності від мінімального p_{\min} до максимального p_{\max} тисків може бути обчислено за наближеною формулою (15):

$$t_{\max} = T_{pr} + t_p + \frac{2\pi}{\omega_n} \cdot \frac{p_{\max} - p_{\min}}{p_{02} \varepsilon_2^{\frac{k-1}{k}}} \cdot \frac{V}{V_{h2}(1-a_2)}, \quad (15)$$

де t_p – час, витрачений на продувку компресора.

Моделювання перехідних процесів у частотно-регульованому асинхронному електроприводі суднового V-подібного поршневого двоступінчастого повітряного компресора з прямим кутом розвалу проводилося на конкретному прикладі в пакеті Simulink із залученням формул (1)-(15). В якості асинхронного двигуна використовувався електродвигун Noyer НМС2-160L-4 з такими даними: потужність 15 кВт, номінальна частота обертання 1460 об/хв, напруга 400 В, номінальний момент 98 Н·м, пусковий момент 216 Н·м; критичний момент 226 Н·м; номінальний струм статора 28 А; критичне ковзання 0,12773; частота живлення 50 Гц.

Вихідними даними для моделювання служили наступні величини: $M_{rs} = 98$ Н·м; $U = 10$ В; $T_{pr} = 2$ с; $K_p = 0,1027$; $T_i = 0,4199$ с; $K_{fc} = 15,708$ рад/(В·с); $T_{fc} = 0,001$ с; $K_{\omega} = 0,0654$ В·с/рад; $\beta = 22,5$ Н·м/(рад·с); $T_e = 0,0249$ с; $\lambda = 0,131$; $r = 21$ мм; $m_1 = 0,996$ кг; $m_2 = 0,342$ кг; $J_0 = 1,5$ кг·м²; $p_{01} = 0,1$ МПа; $d_1 = 100$ мм; $d_2 = 46$ мм; $a_1 = a_2 = 0,1$; $p_{\min} = 2,5$ МПа та $p_{\max} = 2,8$ МПа, а також розрахункові значення степенів стиснення повітря в циліндрах компресора $\varepsilon_1=4,726$; $\varepsilon_2=5,925$ і кутів повороту кривошипа φ_4, φ_2 в кутових точках 4 і 2 індикаторної діаграми 1-2-3-4 циліндра першої ступені та φ_8, φ_6 в кутових точках 8 і 6 індикаторної діаграми 5-6-7-8 циліндра другої ступені компресора. Ці кути для першої ступені виявилися рівними $\varphi_4 = 2,256069$ рад і $\varphi_2 = 5,733744$ рад при прийнятих значеннях $\varphi_3 = 0$ і $\varphi_1 = \pi$ рад у точках 3 і 1. Для індикаторної діаграми 5-6-7-8 другої ступені обчислені значення кутів повороту кривошипа при відліку від положення поршня в ВМТ цього циліндра в кутових точках 8 і 6 вийшли рівними $\varphi_8 = 2,221462$ рад і $\varphi_6 = 5,636105$ рад при значеннях кутів $\varphi_7 = 0$ і $\varphi_5 = \pi$ рад в кутових точках 7 та 5. Час продувки компресора t_p при пуску прийнято 10 с.

На рис. 4 наведені графічні залежності тисків $S_s(\varphi, 15)$ і $p(\varphi)$ у циліндрах першого (а) та другого (б) ступенів компресора, розрахованих за формулами (12) часткового ряду Фур'є (суцільна лінія) та виразами (10) (точкова лінія). Отримано добрий збіг цих залежностей, крім кількох точок, при заданому числі $m=15$ членів ряду Фур'є.

На рис. 5 представлені графіки приведених до кривошипу моментів сил тиску газу на поршні

циліндрів першої (а) і другої (б) ступенів компресора, обчислених за формулами (11) і при заміні в (11) часткової суми ряду Фур'є (12) на вирази (10). На цих графіках моменти, отримані в процесі зазначеної заміни, позначені відповідно виразами $M_{1g}(\varphi)$ і $M_{2g}(\varphi)$. Як і слід було очікувати, отримано добрий збіг результатів розрахунку за обома формулами.

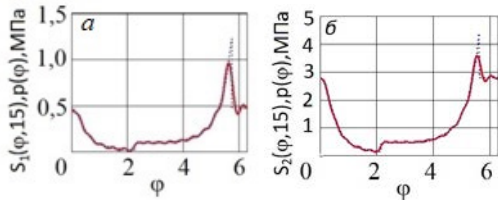


Рис. 4. Залежності тисків від кута повороту кривошипу для циліндрів першої (а) і другої (б) ступенів: $S_s(\varphi, 15)$ – суцільна лінія; $p(\varphi)$ – точкова лінія

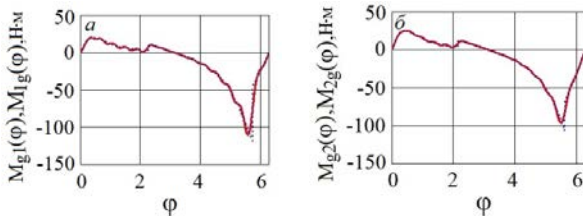


Рис. 5. Приведені до кривошипу моменти сил тиску газу на поршні циліндрів першої (а) і другої (б) ступенів компресора: $M_{g1}(\varphi)$, $M_{g2}(\varphi)$ – суцільна лінія; $M_{1g}(\varphi)$, $M_{2g}(\varphi)$ – точкова лінія

На рис. 6 показані результати розрахунків відношення приведенного до кривошипу моменту $M_r(\varphi)$ (див. рис. 1), рівного сумі постійного моменту еквівалентного статичного опору (7) і вимушених коливань моментів сил тяжіння (8) і газових сил (11) відносно усталеного динамічного стану, до номінального моменту електродвигуна M_n . Обчислене за цим рисунком середнє квазіустале значення цього відношення склало 0,83.

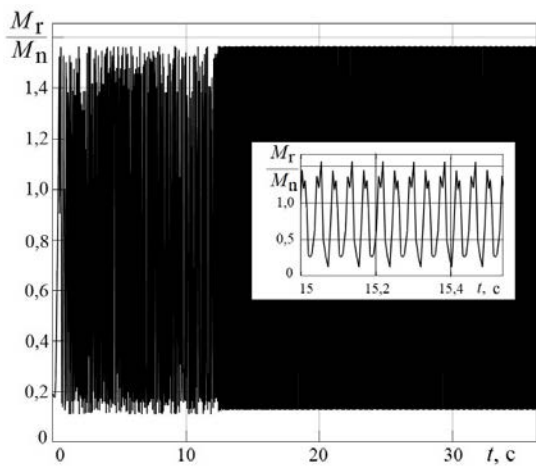


Рис. 6. Залежність безрозмірного моменту M_r/M_n від часу t при пуску компресора

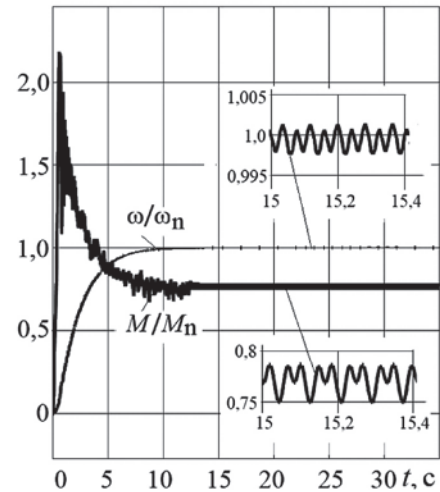


Рис. 7. Перехідні процеси в асинхронному електроприводі при частотному керуванні

На рис. 7 наведені перехідні процеси безрозмірної кутової швидкості ω/ω_n та безрозмірного електромагнітного моменту двигуна M/M_n частотно-регульованого електроприводу.

Знайдене за рис. 7 середнє квазіустале значення безрозмірного електромагнітного моменту становить 0,77 при постійному розмаху коливань, що не перевищує 3,6 % від номінального значення, і відрізняється від середнього безрозмірного значення квазіусталеного моменту опору приблизно на 6 %. При цьому наростання та стабілізація безрозмірної кутової швидкості ротора електродвигуна, жорстко пов'язаного з колінчастим валом компресора, протікає при дуже малих значеннях її розмахів, що не перевищують 0,4 % від номінального значення на усталеному режимі.

Висновки. Удосконалено математичну модель та запропоновано методику моделювання частотного керування суднового V-подібного двоступінчастого поршневого повітряного компресора з прямим кутом розвалу та з урахуванням змінних моментів інерції обертових та поступово рухомих мас з приєднаними масами шатунів до поршнів та шатунної шийки колінчастого валу, дії на кривошип сил статичного опору, періодичних газових сил і сил тяжіння поступово рухомих мас КШМ. Створено пакет обчислювальних програм для розрахунку зазначених моментів інерції та діючих сил. Отримана структурна схема та схема моделювання частотного керування асинхронного електроприводу компресора дозволяє проводити розрахунки параметрів системи стисненого повітря на перехідних та усталених режимах. Результати аналізу проведених розрахунків показали, що при частотному керуванні електропривода забезпечується стабілізація коливань кутової швидкості жорсткої системи, що складається з ротора асинхронного електродвигуна та колінчастого валу КШМ, у межах допусків при заданому моменті інерції маховика.

Список літератури:

1. Morillo A.H.V., Kurka P.R.G., Bittencourt M. L. Dynamics analysis of reciprocating compressor crankshafts. *Proceedings of the 10th International Conference on Rotor Dynamics*. (21 August 2018) / eds K.L. Cavalca, H.I. Weber: Springer Nature Switzerland, 2019. Vol. 1. P.489–501. URL: [https://doi.org/ 10.1007/978-3-319-99268-6_34](https://doi.org/10.1007/978-3-319-99268-6_34).
2. Chernyi S.G., Erofeev P., Novak B., Emelianov V. Investigation of the mechanical and electromechanical starting characteristics of an asynchronous electric drive of two-piston marine compressor. *Journal of Marine Science and Engineering*. 2021. № 9, 207. P.1–11. URL: <https://doi.org/10.3390/jmse9020207>.
3. Френкель М.И. Поршневые компрессоры. Теория, конструкции и основы проектирования. Л. : Машиностроение, 1969. 744 с.
4. Пластинин П.И. Поршневые компрессоры. Теория и расчет. Изд. 3-е, доп. М. : КолосС, 2006. Т. 1. 456 с.
5. Букарос А.Ю., Букарос В.Н., Онищенко О.А. Моделирование момента сопротивления однопоршневого компрессора судовой холодильной установки. *Технологический аудит и резервы производства*. 2015. № 4/1(24). С. 46–51. DOI: 10.15587/2312-8372.2015.47765.
6. Букарос А.Ю., Ромчук Н.О., Букарос В.Н. Адаптивная система управления электроприводом компрессора. *Автоматизація технологічних і бізнес-процесів*. 2014. Vol. 6. Issue 4. P. 84–90. DOI: 10.15673/2312-3125.
7. Вынгра А.В., Авдеев Б.А. Моделирование пуска электропривода компрессора холодильной установки. *Труды Крыловского государственного научного центра. Специальный выпуск 2*. 2019. С. 143–151. DOI: 10.24937/2542-2324-2019-2-S-I-143-151.
8. Филипас А.А., Осиненко В.В., Кладиев С.Н., Фомин А.А. Расчет нагрузочных характеристик электропривода углового компрессора. *Известия Томского политехнического университета*. 2013. Т. 322. № 2. С. 101–106.
9. Krakowski P. Analysis of selected simulated failure of a reciprocating compressor using computer diagnostic system. *Journal of KONES Powertrain and Transport*. 2018. Vol. 25. № 2. P. 191–198. DOI: 10.5604/01.3001.0012.2800.
10. Котлов А.А. Экспериментальное исследование двухступенчатого поршневого компрессора. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*. 2019. № 2(707). С. 65–76. DOI: 10.18698/0536-1044-2019-2-65-76.
11. Терехов В.М., Осипов О.И. Системы управления электроприводов: учебник для студентов высших учебных заведений. М. : Академия, 2006. 304 с.
12. Автоматизированный электропривод промышленных установок / Г.Б. Онищенко, М.И. Аксенов, В.П. Греков и др.; под общей ред. Г.Б. Онищенко. М. : РАСХН, 2001. 520 с.
13. Сахарный Н.В. Курс теоретической механики. М. : Высшая школа, 1964. 844 с.
14. Мещерский И. В. Сборник задач по теоретической механике: учебное пособие. Изд. 36-е, исправл. / под ред. Н.В. Бутенина, А.И. Лурье, Д.Р. Меркина. М. : Наука. Гл. ред. Физ.-мат. лит., 1986. 448 с.

Khlopenko N.Ya., Khlopenko I.N. SIMULATION OF TRANSIENT PROCESSES IN A FREQUENCY-CONTROLLED ASYNCHRONOUS ELECTRIC DRIVE OF A MARINE V-TYPE TWO-STAGE RECIPROCATING COMPRESSOR

Purpose. The aim of the work is to model transient processes in a frequency-controlled asynchronous electric drive of a ship's V-type two-stage reciprocating air compressor with a right angle camber. **Methodology.** For research, a block diagram of a closed-loop frequency control system of an electric drive with a PI-controller was used. The masses of the crank mechanism (CM) and the flywheel with the concentrated masses of the connecting rods reduced to the pistons and the axis of the connecting rod journal have been determined. They were used to calculate the moments of inertia of the rotating and translationally moving masses of the CM reduced to the crank. A classical model of loads on the machine by the crank rotation angle from gravity forces of translationally moving masses was built. The static load on the electric motor was determined. The calculation of air pressures in cylinders by the crank rotation angle acting on the compressor pistons was performed in the MathCAD package using indicator diagrams. The decomposition of these pressures in harmonics into Fourier series with an accuracy of the fifteenth order was carried out. It was also calculated in the same MathCAD package the load on the electric motor from the action of harmonic gas forces depending on the crank rotation angle. A mathematical model of the compressor electric drive with the found loads and moments of inertia of the CM has been built in the Simulink package. From this model the angular velocity of the electric drive shaft was obtained. To determine this angular velocity, the theorem about the change of the kinetic momentum of the system relative to a fixed axis was involved from theoretical mechanics course. The crank rotation angle necessary for calculating of the moments of inertia and loads was determined by time integrating of the angular velocity. It was also used in the built model when the compressor purging process is delayed and when the compression air pressure in the

compressor and its injection into the storage reservoir is calculated. **Results.** Transient processes of torque, load on the crank and angular velocity of the machine were built. Their spread is within tolerances. **Originality.** The mathematical model and the methodic for transient processes in a frequency-controlled asynchronous electric drive of a ship's V-type two-stage reciprocating air compressor with a right angle camber taking into account the action of the friction forces, periodic gas forces and gravity forces of translationally moving masses of the CM are developed. **Practical value.** The obtained diagram for modeling transient processes in a frequency-controlled asynchronous electric drive of a compressor makes it possible to calculate the parameters of the compressed air system in steady-state and transient modes. References 14, figures 7.

Key words: modeling of transient processes, asynchronous electric drive, two-stage compressor, frequency control.