

УДК 62-83.621.01

DOI: 10.15276/pidtt.1.68.2023.04

Мельнікова Л. В., Шестака А. І., Бойко А. О.

Національний університет «Одеська політехніка»

## ПИТАННЯ МОДЕРНІЗАЦІЇ ЕЛЕКТРОПРИВОДА МЕХАНІЗМУ ПОВОРОТУ ПОРТАЛЬНОГО КРАНА

***Анотація.** Було проведено аналіз роботи механізму повороту порталного крана з метою з'ясування причин відмов при існуючій схемі управління після модернізації. Виявлено, що хоч і швидкість обертання електродвигунів механізму повороту однакова, але моменти на валах двигунів різні. Були розглянуті можливі причини цього явища, та способи їх усунення. Запропоновано варіант модернізації схеми електроприводу з урахуванням недоліків попередньої, яка ускладнювала роботу крана. Запропоновано технічне рішення вирівнювання навантажень в приводах двигунів механізму повороту крана. Перевірено правильність запропонованого технічного рішення за допомогою моделювання перехідних процесів в електроприводі механізму повороту.*

***Ключові слова:** електропривід, механізм повороту, навантаження, багатодвигунний привід.*

У теперішній час порталні крани залишаються основним обладнанням причалів універсального призначення. За допомогою порталних кранів перевантажується майже половина усіх вантажів портів. Ринок вантажоперевезень сьогодні характеризується динамічним зростанням. При великих обсягах вантажно-розвантажувальних робіт велике значення набувають надійність і безвідмовність роботи підйомно-транспортної техніки. Високі вимоги висуваються як до металоконструкції крана, так і до його електроприводу і систем управління. Одним з напрямків цієї діяльності є модернізація існуючого електрообладнання з метою забезпечення ефективності проведення вантажно-розвантажувальних робіт в портах [2].

**Постановка завдання.** В порту Ізмаїл, була проведена модернізація крану «Сокол», якій мав контакторну апаратуру керування, а електроприводи механізмів були виконані на основі асинхронних електродвигунів з фазним ротором. Шляхом заміни релейно-контакторного керування на частотне керування, була проведена модернізація електроприводів механізмів повороту, механізму зміни вильоту стріли та механізму пересування порталу

крана [1]. Для механізму вильоту стріли та механізму повороту були застосовані схеми: один перетворювач частоти на два електродвигуна.

Після запуску крана в роботу були надані високі оцінки проведеної модернізації. Деякий час модернізовані механізми працювали без нарікань. Механізм зміни вильоту стріли та механізм пересування порталу з моменту модернізації працюють дотепер. Але при подальшій експлуатації крана у механізму повороту стали відбуватися відключення перетворювача частоти, і чим дедалі тим частіше. Були зроблені спроби пере налаштування частотного перетворювача, але марно. Відмови виникали все частіше кранівники нервувалися, робота механізму повороту іноді не випівдала командам операторів, що могло привести до жахливих наслідків. Намагання модернізувати таким чином електропривод повороту зазнали невдач, тому ця проблема потребує свого дослідження, яке і було зроблено в цієї роботі.

**Матеріали дослідження.** Динамічні навантаження для механізмів горизонтального переміщення мають переважну роль, бо їх двигун працює значну долю циклу у перехідних режимах, особливо це відноситься до механізмів повороту, характерними відносно великими моментами інерції працюючого органу – поворотної колони[3].

Для аналізу динамічних навантажень взагалі зручно розглянути типову розрахункову схему двомасової механічної частини кранових механізмів (рис.1), де всі величини зведені до обертального руху валу двигуна [1].

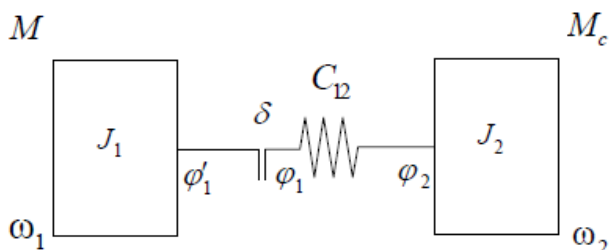


Рисунок 1 – Розрахункова схема двомасової механічної частини механізму повороту

Тут узагальненими координатами вважаються кути повороту мас з моментом інерції  $J_1$  (ротор двигуна) –  $\varphi'_1$  та  $J_2$  (поворотна колона) –  $\varphi_2$ , їх похідні – кутові швидкості  $\omega_1$  та  $\omega_2$ ;  $C_{12}$  – коефіцієнт жорсткості передачі вал-шестерні механізму повороту. До зовнішніх впливів відносяться момент, що розвиває двигун,  $M$  та момент статичного навантаження  $M_c$ . Крім того, показаний еквівалентний зазор у зубчастих передачах механізму повороту  $\delta$ , саме тому кут повороту валу двигуна  $\varphi'_1$  не рівний куту  $\varphi_1$  – куту повороту тихохідного валу редуктора. Для механізмів з великими моментами інерції робочого органу  $J_2$  дуже важливо дослідити явища, що проявляються при

наявності зазору. Це має велике значення для режимів пуску, гальмування та реверсу таких механізмів.

Розглянемо структурну схему електромеханічної системи кранового механізму [1]. На ній (рис.2) показаний перетворювач П, що живить асинхронний двигун. Такий перетворювач може бути чи напруги - ПН або частоти і напруги – ПЧ. Перетворювач вважаємо пропорційною ланкою з коефіцієнтом  $K_p$ , а асинхронний двигун АД представлений трьома ланками: електромеханічний перетворювач з передаточною функцією  $H_M(p)$ , вихідною величиною якого є момент короткого замикання, механічною частиною  $(1/J_1 p)$  та внутрішнім зворотнім зв'язком по швидкості  $H_\omega(p)$ . Для асинхронних двигунів внутрішній зворотній зв'язок по швидкості  $\omega_1$  характеризує залежність моменту від швидкості,

$$H_\omega(p) = \beta,$$

де  $\beta$  – модуль жорсткості механічної характеристики. Якщо механічну характеристику на робочій ділянці можна вважати лінійною, то  $\beta = const$ . Однак коефіцієнт, що зв'язує момент з напругою (з частотою і напругою), у будь якому разі непостійний, тобто ланка з передаточною функцією  $H_M(p)$  – нелінійна. Тому  $H_M(p) = K_M = const$  та диференціальне рівняння, що описує асинхронний двигун, може бути лінійним, якщо всі величини записані приростах ( $\Delta U$ ,  $\Delta M$  і т.д.); тоді коефіцієнт посилення ланки  $K_M$  не залишається постійним тільки при переході до другої точки розкладання. Крім того,  $K_M = const$  також при регулюванні електроприводом ПЧ-АД швидкості двигуна вище основної, коли змінюється тільки частота при постійній напрузі. Тоді момент пропорційний частоті.

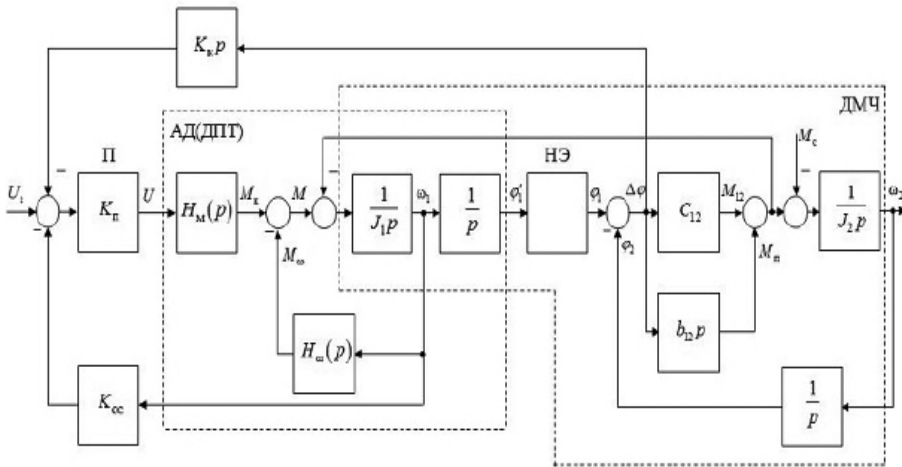


Рисунок 2 – Еквівалентна структурна схема електромеханічної системи з асинхронним двигуном

Також у схемі на рис. 2 введений від'ємний зворотній зв'язок по швидкості двигуна, при чому датчик швидкості вважаємо пропорційною ланкою з коефіцієнтом  $K_{oc}$ . Цей зворотній зв'язок використовується в електроприводі ПН-АД, коли необхідно регулювати швидкість двигуна навіть у невеликому діапазоні. Коригувальний зворотній зв'язок з коефіцієнтом  $K_k$  можливо використовувати для поліпшення якості перехідних процесів електромеханічної системи[3]. .

На цій же структурі реалізована двохмасова механічна частина - ДМЧ з люфтом (зазором), як це показано на розрахунковій схемі рис.1. Люфт представлений на схемі нелінійним елементом НЕ, характеристика якого наведена на рис.3,а, а залежність моменту пружної деформації від різниці кутів – на рис.3,б.

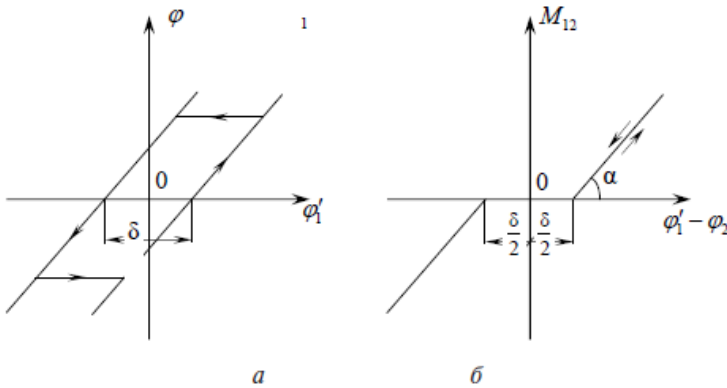


Рисунок 3 – Нелінійні залежності: характеристика зазору (а), залежність моменту пружної деформації при наявності зазору (б).

На першому етапі (під час вибору зазору  $t_1$ ) відбувається пуск двигуна на холостому ході, коли механічний зв'язок між двигуном та робочим органом відсутній, та під дією моменту двигуна  $M_1$  на цьому етапі відбувається розгін його ротора (першої маси з моментом інерції  $J_1$ ). Вважаємо, що рух другої маси може початися лише тоді, коли вибрана половина зазору  $\delta/2$  (в одну або іншу сторону), тому коли  $|\varphi'_1 - \varphi_2| < \delta/2$ , у системі присутній зазор, і момент, що навантажує піддатливу кінематичну ланку відсутній. Та якщо  $|\varphi'_1 - \varphi_2| > \delta/2$ , коли повітряний зазор вибраний ( $\varphi'_1 = \delta/2$ ), починає змінюватися кут  $\varphi_1$  (рис. 3, а), кінетична енергія  $J_1(\omega_z^2/2)$ , яка запасена у першій масі, що обертається, намагається розігнати робочий орган – другу масу з моментом інерції  $J_2$  – та одночасно деформує пружний зв'язок. Таким чином, саме на цьому етапі тривалістю  $t_2$  в пружних ланках кінематичної передачі виникає динамічне навантаження – пружний

момент  $M_{12} = c_{12}(\varphi_1 - \varphi_2)$  та момент втрат  $M_n = b_{12}(\omega_2 - \omega_1)$ . В останньому виразі  $b_{12}$  – коефіцієнт в'язкого тертя.

Початкові рівняння двомасової механічної частини для другого етапу, після вибору зазору

$$M = J_1 \frac{d\omega_1}{dt} + C_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) + b_{12}(\omega_1 - \omega_2) \quad (1)$$

$$C_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) + b_{12}(\omega_1 - \omega_2) = J_2 \frac{d\omega_2}{dt} + M_C \quad (2)$$

Перетворення структурної схеми рис. 2 з урахуванням рівнянь (1) та (2) дозволяє отримати передаточні функції по завданню  $U$ , та протидії  $M_C$ , а також рівняння відносно вихідних змінних: моменту пружності  $M_{12}$ , швидкостей  $\omega_1$  і  $\omega_2$ .

Так наприклад, рівняння для моменту пружної деформації (рахуючи  $K_{oc} = 0$ )

$$T_M(T^2)p^3 + [T_M(T_\Delta) + T_2^2(1 + K_0K_k)]p^2 + (T_M + T_\Delta)p + 1 \} M_{12} = K_0J_2pU_3 + (T_{M1}p + 1)M_C \quad (3)$$

те саме – для швидкості другої маси

$$T_M(T^2)p^3 + [T_M(T_\Delta) + T_2^2(1 + K_0K_k)]p^2 + (T_M + T_\Delta)p + 1 \} \omega_2 = K_0(T_\Delta p + 1)U_3 - \frac{1}{\beta} \left[ (T_1^2)p^2 + \left( T_\Delta + \frac{T_1^2}{T_{M1}}(1 + K_0K_k) \right) p + 1 \right] M_C \quad (4)$$

У цих рівняннях:  $K_0 = K_n * K_M * \frac{1}{\beta}$  – коефіцієнт передачі перетворювача та двигуна;

а постійні часу

$$T = \frac{1}{\Omega}, T_1 = \frac{1}{\Omega_1} = \sqrt{\frac{J_1}{C_{12}}} \text{ и } T_2 = \frac{1}{\Omega_2} = \sqrt{\frac{J_2}{C_{12}}}$$

зворотні відповідним частотам – власним частотам коливань двомасової  $\Omega$  та одномасових механічних частин  $\Omega_1$  (якщо  $J_2 = \infty$ ) або  $\Omega_2$  (якщо  $J_1 = \infty$ ) відповідно.

При цьому

$$\Omega = \sqrt{\frac{C_{12}(J_1 + J_2)}{J_1J_2}} \quad (5)$$

Електромеханічна постійна часу одно масової електромеханічної системи, якщо  $C_{12} = \infty$

$$T_M = T_{M1} + T_{M2} = \frac{J_1 + J_2}{\beta}$$

Електромеханічні постійні часу одно масової електромеханічної систем, коли вважаємо

$$C_{12} = 0, \quad b_{12} = 0;$$

$$T_{m1} = \frac{J_1}{\beta}, \quad T_{m2} = \frac{J_2}{\beta}$$

Постійна часу в'язкого тертя

$$T_{\Delta} = \frac{b_{12}}{C_{12}}$$

При розв'язанні системи рівнянь двомасової механічної частини (1) та (2), бажано врахувати, що не всі початкові умови для другого етапу нульові.

Так, при  $t = 0$  відлік часу для другого етапу починається з нуля

$$M_{12} = 0, \quad \frac{dM_{12}}{dt} = c_{12}\omega_z, \quad \omega_1 = \omega_z, \quad \omega_2 = 0$$

де в загальному випадку  $\omega_z = \omega_1 - \omega_2$  на момент закінчення вибору зазору, тобто це початкова різниця швидкостей для другого етапу, коли обидві маси з моментами інерції  $J_1$  та  $J_2$  починають синхронний рух (на другому етапі – коли починає рух друга маса) [3].

Розв'язання цієї системи рівнянь при таких умовах та після зневажання в'язкого тертя ( $b_{12} = 0$ )

$$M_{12} = M_{12cp} (1 - \cos \Omega t) + C_{12} \frac{\omega_z}{\Omega} \sin \Omega t \quad (6)$$

Вже вочевидь, що у розглянутих двомасових механічних частин електромеханічної системи момент пружної деформації  $M_{12}$ , швидкостей  $\omega_1$  та  $\omega_2$  змінюються за гармонічним законом.

При цьому дуже важливою величиною є максимальне значення моменту  $M_{12}$ , яке може значно перевищувати середній  $M_{12cp}$  отже – приводити до вагомих, нехай короткочасним, перенавантаженням у кінематичних передавальних пристроях.

Для оцінки такого перенавантаження вводиться поняття коефіцієнта динамічності, що характеризує максимальне короткочасне навантаження кінематичних ланок,

$$K_d = \frac{M_{12max}}{M_{12cp}} \quad (7)$$

при чому зазвичай  $M_{12cp}$  є правою частиною спрощеного диференційного рівняння, отриманого з (1) та (2), в яких  $b_{12} = 0$ ,

$$T^2 \frac{d^2 M_{12}}{dt^2} + M_{12} = M_{12cp}$$

та розраховується за формулою  $M_{12cp} = \varepsilon_{cp} * J_2 + M_C$ , тобто у квазівстановленому режимі розгону, коли перехідні складові вже стихлі, цей момент, що передається через абсолютно жорстку кінематичну передачу, дорівнює сумі статичного  $M_C$  та динамічного моментів, необхідного для зміни швидкості тільки другої маси ( $J_2$ ), а середнє прискорення

$$\varepsilon_{cp} = \frac{M - M_C}{J_1 + J_2}$$

прискорення абсолютно жорсткої системи.

Максимальне значення моменту, що настає у деякий момент часу  $t_m$ , визначається з (6)

$$M_{12max} = M_{12cp} + \sqrt{M_{12cp}^2 + \frac{c_{12}^2 \omega_z^2}{\Omega^2}} \quad (8)$$

а коефіцієнт динамічності з останнього

$$K_d = \frac{M_{12max}}{M_{12cp}} = 1 + \sqrt{1 + \frac{c_{12}^2 \omega_z^2}{\Omega^2 M_{12cp}^2}} \quad (9)$$

При цьому вочевидь, що при виборі зазорів у режимі пуску  $K_d > 2$ , а ступінь перенавантажування визначається жорсткістю пружних ланок  $c_{12}$  та різницею швидкостей  $\omega_z$  у той момент часу, коли зазор виявляється вибраним. Остання величина залежить від значення моменту двигуна  $M_1$ , якщо він постійний, або від характеру його змінення на першому етапі, коли  $t < t_1$ .

Якщо вважати момент постійним, тобто  $M_1 = const$ , маємо зручну формулу для аналізу та розрахунку коефіцієнта динамічності при пуску

$$K_d = 1 + \sqrt{1 + \frac{2\delta c_{12} J_2}{J_1 + J_2} \frac{M_1}{M_{12cp}^2}} \quad (10)$$

із якої виходить, що для зниження динамічних навантажень необхідно, за можливістю, зменшувати жорсткість  $c_{12}$ , значення зазору в передачах  $\delta$  та, головне, момент двигуна  $M_1$  на етапі вибору зазору. Якщо допустимо вважати  $M_C = 0$ , а  $J_2 \gg J_1$ , що справедливо для деяких механізмів повороту, то останній вираз спрощується.

Тоді вважаючи  $J_2 + J_1 = J_2$ , а  $M_{12cp} = M$ , де  $M$  – момент двигуна на основному етапі розгону або гальмування після вибору зазору, можливо приблизно визначити коефіцієнт динамічності:

$$K_d = 1 + \sqrt{1 + 2\delta c_{12} \frac{M_1}{M^2}} \quad (11)$$

Для забезпечення допустимого коефіцієнта  $K_{дм}$  визначимо із (10) можливе постійне значення моменту двигуна на першому етапі, до вибору зазорів:

$$M_1 = \frac{K_{дм} (K_{дм} - 2)(J_1 + J_2)}{2\delta c_{12} J_2} M_{12сп}^2 \quad (12)$$

Аналогічний більш простіший вираз отримати із (11):

$$M_1 = \frac{K_{дм} (K_{дм} - 2)}{2\delta c_{12}} M^2 \quad (13)$$

Вважається допустимим для більшості кранових механізмів значення  $K_{дм} = 2,3 - 2,5$ .

Таким чином, у цих механізмів можуть виникати великі перенавантаження у передаточних кінематичних ланках під час вибору зазору у зубчастих передачах (редукторах, в парі зубчастий вінець-шестерня).

Щоб уникнути цього, у всіх магнітних контролерах існує так званий ступінь попередження, коли двигун розвиває невеликий момент  $M_1$  за (12), достатній лише для розгону самого двигуна. Тоді під час вибору зазору двигун не встигає розігнатися до великої швидкості, в момент зіткнення обох мас різниця швидкостей  $\omega_z$ , від якої залежить сила динамічного удару, виявляється невеликою. Саме тому сучасні кранові електроприводи пропонують механічну характеристику 3, показану на рис. 4, на якій двигун, працюючи на холостому ході, не зможе розвинути швидкість, вище 10-15 % номінальної [1].

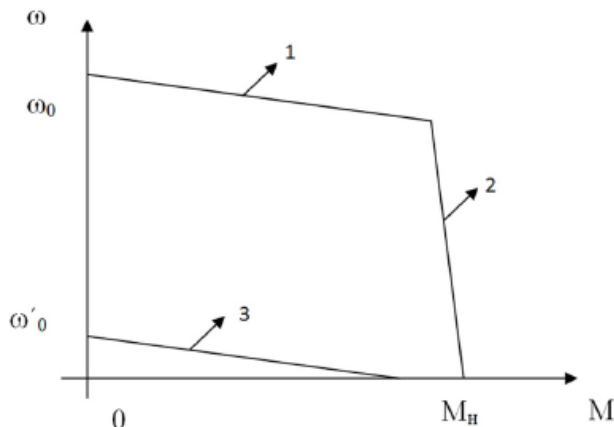


Рисунок 4 – Механічні характеристики електропривода механізму повороту

Після вибору зазору двигун повинен розвивати вже необхідний момент  $M$  у відповідності з (1) для забезпечення можливо більшого прискорення, необхідного для скорочення часу перехідного процесу. Цей момент слід за тими ж міркуваннями підтримувати за можливістю

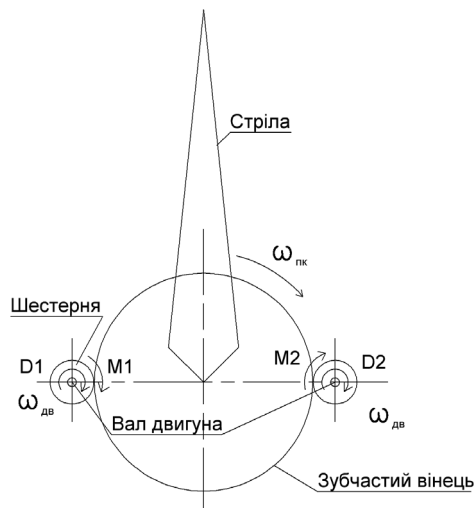


постійним у процесах всього розгону та гальмування. Він забезпечується характеристикою 2 на рис. 4, що уявляє собою частину екскаваторної механічної характеристики; її жорстка частина 1, на якій двигун працює у встановленому режимі, це природна характеристика. Однак цей момент і прискорення у перехідних режимах не можуть бути і надмірно великими, зазвичай вони обмежуються не тільки і не стільки особливостями двигуна, скільки деякими технологічними міркуваннями.

Такими факторами являються значні механічні перенавантажування металоконструкцій та ланок механізму в наслідок надмірних прискорень та власних пружних коливань електромеханічної системи, особливо коли не можна не враховувати наяву зазорів в передачах. Таким також фактором є розгойдування підвищеного вантажу при інтенсивному розгоні та різкому гальмуванні механізмів[1].

Для аналізу роботи механізму повороту, розглянемо кінематичну схему механізму повороту на рис.5. Два двигуни D1 і D2, що жорстко закріплені на колоні крана, обертаючись в одному напрямку зі швидкістю  $\omega_{дв}$  через зубчастий вінець приводять у рух поворотну колону крана, а разом із нею – стрілу, вантажний пристрій та вантаж.

Швидкість  $\omega_{пк}$  поворотної колони визначається передаточним числом пари «зубчастий вінець – шестерня» редуктора механізму повороту. Очевидно, що двигуни D1 і D2 обертаються з однаковими швидкостями:  $\omega_{D1} = \omega_{D2}$  оскільки, крім іншого, це обумовлено механічною конструкцією: поворотна колона має певну швидкість обертання, яка через рівні передаточні числа пар «трансляються» на вал редуктора механізму повороту.



Рисуюнок 5 – Кінематична схема механізму повороту крана

При цьому моменти на валах двигунів, в загальному випадку не є однаковими. Цьому є кілька причин:

1. Неабсолютна однаковість обмоток двигунів (активний опір, індуктивність статора), параметрів магнітного поля та повітряного зазору приводять до того, що двигуни однієї моделі мають різну жорсткість природної електромеханічної характеристики (рис. 6)

2. Характеристики пар шестерня – зубчастий вінець зовні необов’язково є однаковими. Тому навантаження на валах двигунів можуть будучи різними;

3. Люфти в передачах є причиною того, що одна із шестерень входить у зачеплення із зубчастим вінцем раніше за іншу, і її двигун приймає на себе повний момент навантаження  $M_{\Sigma}$ , тобто до моменту повного вибору зазору другою шестернею він працює з подвійним моментом навантаження.

Розглянемо першу причину і можливості її усунення.

На рис.6 показано механічні характеристики двигунів  $D_1$  і  $D_2$  з різною жорсткістю. Сумарна характеристика визначається як геометричне місце точок з  $M_{\Sigma}=M_1+M_2$  при тій самій швидкості  $\omega$ .

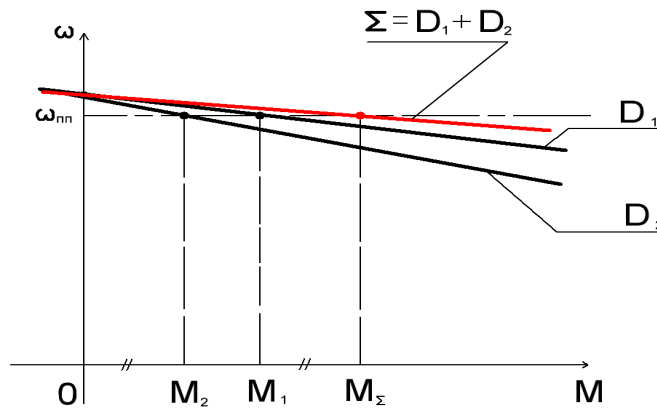


Рисунок 6 – Природні механічні характеристики двигунів

Так сумарний момент навантаження при  $\omega_{пк}$  дорівнює:  $M_{\Sigma}=M_1+M_2$ , але при цьому  $M_1 \neq M_2$  ( $M_1 > M_2$ ), оскільки двигун  $D_1$  має більш жорстку характеристику ніж двигун  $D_2$ . Таке явище має місце у будь яких багатодвигунових механізмах з механічним зв’язком (жорстким або пружним) валів двигунів [4].

Шляхом замірювання (або розрахунку в ПЧ)  $M_1$  і  $M_2$  визначається сумарний момент  $M_{\Sigma}=M_1+M_2$ . Далі (виключно(!) при використанні частотного керування електроприводу) завдання частоти для першого двигуна  $D_1$  зменшується (характеристика  $D_1'$ ), а для

другого двигуна  $D_2$  збільшується (характеристика  $D_2'$ ) таким чином, щоб нові характеристики обидві проходили через точку А (рис. 7).

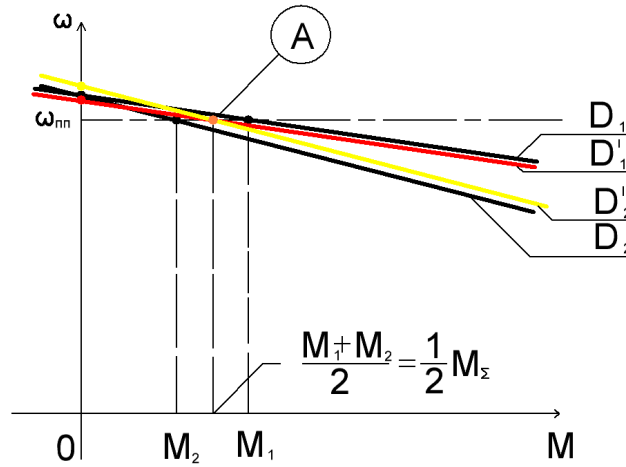


Рисунок 7 - Балансування навантажень для двохдвигунового електропривода

Моменти на валах двигунів при цьому зрівнюються  $M_1 = M_2$ , а їх сума, як і раніше, дорівнює сумарному моменту навантаження  $M_\Sigma = M_1 + M_2 = 2M_1 = 2M_2$ .

Робимо висновок, що для корекції моментів на валах двигунів є необхідним регулювання робочої точки асинхронного двигуна шляхом впливу на положення його механічної характеристики. Таке регулювання може бути забезпечене лише шляхом використання частотне-керованого електроприводу (*Variable Frequency Drive, VFD*).

Розглянемо більш докладно можливі технічні методи усунення нерівномірного навантаження двигунів механізму повороту, викликаного різними механічними характеристиками двигунів.

Електродвигуни одного робочого органу механізму об'єднані між собою жорстким зв'язком (зубчастий вінець порталу). Особливістю такого об'єднання є однакове і одночасне керування двигунами робочого органу. При об'єднанні кількох двигунів на одне навантаження швидкість всіх двигунів буде однаковою, а момент повинен розподілятися рівномірно між усіма двигунами. Застосування декількох двигунів, об'єднаних на одне навантаження, дозволяє використовувати електродвигуни меншої потужності і менших габаритів, ніж в разі застосування одного двигуна, зменшити сумарний момент інерції і навантаження на зубчасті передачі та інші елементи конструкції, а також спростити кінематичні зв'язки механізму[7]..

При застосуванні частотне-регульованих електроприводів для управління швидкістю обертання робочих органів, можливі наступні

варіанти (рис. 7) управління двигунами, що працюють на одне навантаження і при цьому об'єднані умовно жорстким механічним зв'язком: підключення всіх двигунів до одного VFD (рис. 7, а) або використання індивідуального перетворювача частоти для кожного двигуна (рис. 7, б).

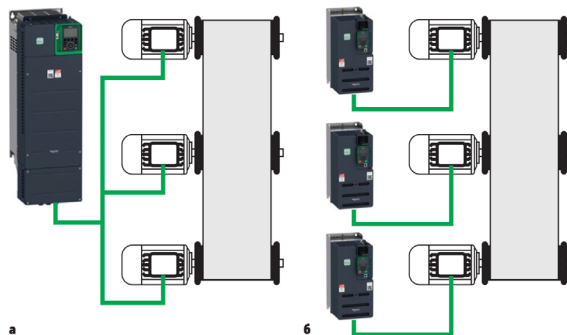


Рисунок 7 – Варіанти управління об'єднаними на одне навантаження двигунами:

- а – з підключенням в паралель до одного VFD;
- б – з підключенням окремого VFD до кожного двигуна

Розглянемо два варіанти підключення.

У разі підключення декількох двигунів до одного VFD (рис.7, а) на його виході формується напруга відповідно до усереднених параметрів електричного та магнітного кіл абстрактного асинхронного двигуна певної потужності, який має усереднені характеристики певного числа двигунів, що найчастіше використовуються (ABB, Schneider Electric, Siemens, Mitsubishi) [10]. Ці параметри закладено в таблиці даних математичного процесора, який в реальному часі обчислює схему заміщення асинхронного двигуна. Але через те, що характеристики реального двигуна відрізняються від усереднених, а також через те, що параметри двигунів одного конструктивного виконання можуть і будуть відрізнятися між собою, їх механічні характеристики також різняться. При цьому в найбільш загальному випадку – можуть відрізнятися як жорсткості механічних характеристик, так і синхронні швидкості. Також, як уже було зазначено вище, двигуни можуть працювати в різних умовах: наприклад, може бути неоднаково розподілене навантаження між ними або може неоднаково здійснюватися охолодження, тощо. В результаті одні двигуни будуть навантажувати інші і навіть є можливим перехід частини електродвигунів в генераторний режим. При цьому перетворювач частоти ніяк не відстежує ці процеси перш за все тому, що його робота на паралельно підключені декілька двигунів можлива лише в скалярному режимі управління по усередненим параметрам

двигуна, тобто виконується лише співвідношення  $U/f = \text{const}$ . Це є суттєвим недоліком такого способу управління [4].

Інший недолік підключення декількох двигунів до одного VFD полягає в тому, що перетворювач частоти не може забезпечити індивідуальний захист кожного електродвигуна окремо за його струмом, моментом або нагрівом.

Тим не менш такий варіант технічного рішення має деякі очевидні переваги: перш за все – і це основне – він дешевший в капітальних витратах в порівнянні з варіантом підключення окремого VFD до кожного двигуна, оскільки один VFD великої потужності дешевший декількох малої. По друге – і це теж основне – налаштування схеми в цілому і VFD, зокрема, стає значно простішим для розробника, що загалом зменшує складність системи управління і не потребує від розробника кваліфікації високого рівня. Це загалом зменшує складність системи управління, об'єми технічних обслуговувань та занижує вимоги до рівня кваліфікації обслуговуючого технічного персоналу.

Другий варіант - при застосуванні для кожного двигуна індивідуального перетворювача частоти (рис.7, б) двигуни також можуть навантажувати один одного. Однак з огляду на те, що вони електрично не зв'язані між собою, можна індивідуально керувати створенням необхідного моменту і швидкості для кожного двигуна окремо. Зупинимось на кількох принципових умовах для реалізації такої системи в дводвигуновому електроприводі [8].

1. Такий метод керування моментом може бути досягнений лише при переведенні частотного перетворювача в векторний режим управління (VectorControl, VC). Режим VC принципово не є можливим при підключенні кількох двигунів до виходу одного VFD. Крім цього в VFD схемотехнічно і алгоритмічно має бути забезпечена можливість програмування його окремих входів в режими приймання завдання на швидкість – по одному входу – і завдання на момент – по другому входу. В сучасних VFD передбачається така можливість.

2. Службові аналогові виходи та можливості внутрішнього математичного процесора VFD першого двигуна повинні давати можливість отримання сигналу, пропорційного робочому моменту VFD в реальному часі. Надалі цей сигнал подається на вхід керування моментом VFD другого двигуна, що призводить до формування такого ж самого моменту на валу другого двигуна. При цьому діапазон можливих значень швидкості другого двигуна для такого моменту задається або передачею на його вхід керування швидкістю значення швидкості, досягнутої першим двигуном (з службового виходу першого VFD), або ж – в спрощеному варіанті – передачею такого ж самого сигналу на завдання швидкості, який отримує перший VFD.

Наявність таких режимів керування в сучасних VFD, вочевидь, дозволяє вирішити задачу рівномірного розподілу навантаження між двома двигунами без використання «перехресних схем» з виділення усередненого моменту навантаження, без визначення знаку похибки між поточним моментом двигуна і середнім значенням моменту навантаження та без подачі сигналів, інверсно-пропорційних цій похибці, для управління виходами VFD.

Саме такі технічні можливості мають сучасні частотно-керовані електроприводи серії Altivar Process ATV900 виробництва Schneider Electric, які і будуть рекомендовані в цій роботі для технічного рішення задачі узгодженого управління двома двигунами механізму повороту крана[10].

Треба зауважити, що для перетворювачів частоти Altivar Process ATV900 є два варіанти структури управління двигунами, об'єднаними на одне загальне навантаження і керованими від індивідуальних VFD:

1)двигуни працюють на загальне навантаження і їх VFD мають інформаційний зв'язок лише за завданням швидкості обертання;

2)двигуни працюють на загальне навантаження і їх VFD мають інформаційний зв'язок за завданням швидкості обертання і сигналом, пропорційним моменту на валу одного з двигунів.

При об'єднанні Altivar Process ATV900 тільки за завданням швидкості обертання компенсація взаємного навантаження електродвигунів здійснюється за рахунок функції «Вирівнювання навантаження», як це передбачено технічною документацією до моделі [6,7]. Ця функція дозволяє забезпечити більш «м'яку», ніж природна, механічну характеристику електродвигуна, який працює з більшим моментом. Такий досить примітивний алгоритм, тим не менш, дає можливість зробити однаковими механічні характеристики всіх електродвигунів.

Отже, однакове підвищення моменту навантаження буде провокувати однакове зниження швидкості обертання роторів всіх об'єднаних двигунів. А це в підсумку дозволить уникнути взаємного навантаження електродвигуні один одним.

Якщо ж вибрати другий варіант, то при об'єднанні перетворювачів частоти Altivar Process ATV900 по завданню швидкості обертання і сигналу, пропорційному моменту на валу одного з двигунів, стає можливим автоматичне вирівнювання навантаження між двигунами. При цьому перетворювач частоти, який передає сигнал, пропорційний моменту, є ведучим (Master), а інші, які отримують цей сигнал, є веденими (Slave). Ведені перетворювачі частоти будуть управляти своїми двигунами так, щоб урівноважити навантаження.

Для Altivar Process ATV900 можливе об'єднання VFD-Master з VFD-Slave або по аналоговому сигналу, або по Ethernet

(ModbusTCP/IP) через порт Multi Drive Link. В залежності від наявності жорсткого або пружного кінематичного зв'язку об'єднаних двигунів, можливі різні налаштування системи Master–Slave: Rigid– для жорсткого зв'язку та Elastic – для пружного.

Для дослідження цих режимів було проведено моделювання з роздільним управлінням двома VFD з однаковим завданням швидкості і розподіленим моментом навантаження (при її налаштуваннях навмисне була закладена розбіжність активних опорів статора двигунів лише в 1 %). Такий підхід до структури системи управління приводами показав значну розбіжність в результуючих моментах (синя крива) двигунів, як це зображено на рис. 8, а.

Та моделювання управління в режимі Master-Slave, коли перший VFD (Master) передає другому VFD (Slave) перш за все завдання на такий самий момент, який присутній на валу першого VFD, а також завдання на швидкість (в якості "швидкої" цільової вказівки) таку ж саму, яка є в нього на валу. В результаті такого управління розбіжності в моментах двигунів принципово зменшуються і не перевищують (синя крива – різниця моментів на валах двигунів) 15 Нм, що складає 0,05 $M_{ном}$  (рис. 8, б).

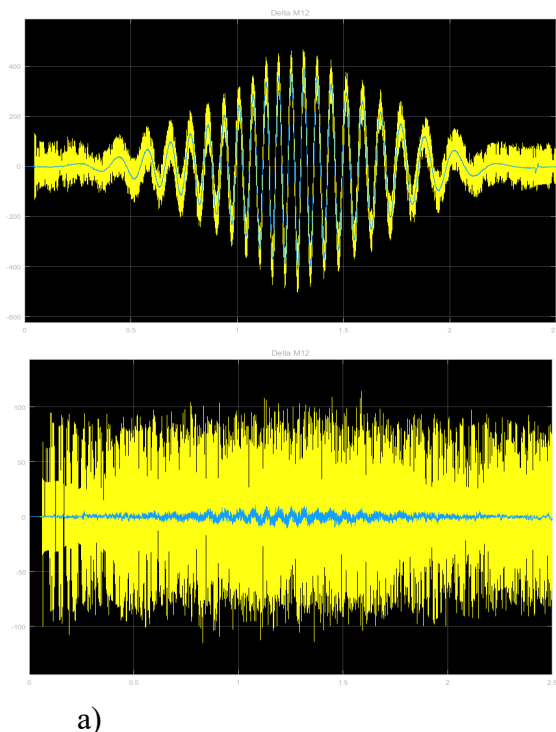


Рисунок 8 – Крива розбіжностей моментів двигунів при:  
а) роздільному управлінні, б) управлінні приводами в режимі Master-Slave

Таким чином, результати моделювання підтвердили і правильність, і ефективність обраного технічного рішення.

**Висновки** В результаті проведення критичного аналізу, зазначено, що робота механізмів повороту здатна викликати нерівномірні навантаження на металоконструкцію крана при забіганні одного редуктора перед іншим. Такі навантаження можуть збільшувати робочі на 30% і більше відсотків. Для поліпшення роботи механізму повороту, зменшення перекісних навантажень та підвищення точності позиціонування вантажу рекомендується застосовувати системи керування механізмом повороту на основі існуючих асинхронних двигунів із замкненим на коротко фазним ротором з двома частотними перетворювачами, окремими на кожний двигун, зв'язаних в пару «ведучий – відомий». При цьому швидкість всіх двигунів буде однаковою, а момент повинен розподілятися рівномірно між усіма двигунами. Проведено моделювання запропонованої схеми, яке підтвердило правильність обраної ідеї.

### Список використаних джерел

1. Герасимяк Р. П. Электроприводы і системи керування кранових механізмів: навчальний посібник/ Р. П. Герасимяк, В. В. Бушер, О. Г. Калінін. – О. : Наука і техніка, 2014. - 168 с.
2. Герасимяк Р. П., Лещев В. А., Анализ и синтез крановых электромеханических систем.- Одесса, СМІЛ, 2008.- 192 с.
3. Динамика электромеханических систем механизмов циклического действия: Учеб. пособие / Р.П. Герасимяк. – Одесса, 1996.- 48 с.
4. Електромеханічні системи автоматичного керування та електроприводи: Навч. посібник / М. Г. Попович, О. Ю. Лозинський, М. Б. Клепиков та ін. – К.: Либідь, 2005. – 680 с.
5. Шестака А. І. Управління моментом двигуна в електроприводі контейнерного крана [Текст] / А. І. Шестака, Л. В. Мельнікова, В. В. Бушер // Науково-виробничий журнал "Електромеханічні і енергозберігаючі системи.", р-ISSN 2072-2052, е-ISSN 2074-9937. – Кременчук: КрНУ – 2020.–Вип.2/2020.–с.25–34.
6. <https://www.se.com/ua/ru/work/products/master-ranges/altivar/>
7. <https://www.se.com/ua/uk/product-range/62317-altivar-process-atv600/>
8. <https://moxa.pro/support-service/faq/shlyuzy-protokolov/kak-oprashivat-v-modbus-tcp-slave/>
9. <https://www.electrocentr.com.ua/products/motion-controls/schneider-electric/altivar/atv900.html>



---

10. [https://chastotnik.com.ua/preobrasovateli/Schneider\\_Electric; ATV630/](https://chastotnik.com.ua/preobrasovateli/Schneider_Electric; ATV630/)

### QUESTIONS OF MODERNIZATION OF THE ELECTRIC DRIVE FOR PORTAL CRANE ROTATION MECHANISM

Melnikova L. V., Shestaka, A. I., . Boyko A. O.  
*Odessa Polytechnic National University*

**Abstract.** *An analysis of the operation of the portal crane rotation mechanism was conducted to identify the reasons for failures in the existing control scheme after modernization. It was found that although the rotation speed of the electric motors in the rotation mechanism is the same, the torques on the motor shafts are different. Possible reasons for this phenomenon were considered, and methods of their elimination were discussed. A variant of modernizing the electric drive scheme, taking into account the shortcomings of the previous one, which complicated the crane's operation, was proposed. A technical solution for balancing loads in the drives of the crane rotation mechanism was suggested. The correctness of the proposed technical solution was verified through modeling of transient processes in the electric drive of the rotation mechanism.*

**Keywords:** *electric drive, rotation mechanism, load, multi-motor drive.*