

УДК. 621.01+621.825.001

К.К. Колесник

Національний університет “Львівська політехніка”,
кафедра деталей машин

ДОСЛІДЖЕННЯ ПЕРЕХІДНИХ ТА УСТАЛЕНИХ РЕЖИМІВ РОБОТИ ПРИВІДНИХ СИСТЕМ З ПРУЖНИМИ МУФТАМИ КВАЗІНУЛЬОВОЇ ЖОРСТКОСТІ

© Колесник К. К., 2003

Здійснений порівняльний аналіз усталених режимів роботи привідних систем з пружною муфтою сталої жорсткості та з пружною муфтою квазінульової жорсткості. Досліджена ефективність роботи керованих пружних муфт квазінульової жорсткості на усталених та перехідних режимах роботи привідних систем. Розрахунок динамічних процесів виконується з урахуванням електромагнітних явищ в асинхронному двигуні.

The comparative analysis of stationary regimes of works of systems with an elastic clutch and with quasielastic clutch is conducted. The effective work of regulated quasielastic clutches on stationary and transient regimes of work of drive system is researched. Calculation of dynamic processes is executed with account of electromagnetic phenomena in induction motor.

До найактуальніших проблем сучасного машинобудування належать підвищення міцності, надійності, довговічності механізмів і машин, що вимагає вдосконалення конструкцій і оптимізації характеристик пристроїв і систем віброзахисту. Ефективним засобом зменшення динамічних навантажень у привідних системах є застосування керованих пружних муфт [3, 5]. Керована пружна муфта квазінульової жорсткості, запропонована у праці [5], передбачає можливість автоматичної зміни жорсткісної характеристики шляхом зміщення діапазону великих податливостей в область більших або менших обертових моментів. Це забезпечує обмеження динамічних зусиль, що виникають в елементах привідних систем, котрі працюють в умовах змінних навантажень.

Процес проектування з'єднувальних пристроїв безпосередньо пов'язаний із розрахунком перехідних і стаціонарних режимів роботи привідних систем [1, 2]. Для передачі обертових моментів від двигуна до виконавчого органа машини, у привідних системах використовують переважно пружні муфти з гумовими елементами. Методика розрахунку таких пружних муфт наведена в роботах [4, 7].

Математичні моделі привідних систем, що складаються з асинхронного двигуна, пружної муфти та редуктора з виконавчим органом на вихідному валі, наведена в праці [6]. Використовуючи зазначені математичні моделі, проведемо дослідження перехідних та усталених режимів роботи приводів, один з яких містить пружну муфту з нерегульованою жорсткісною характеристикою, а інший – з регульованою.

Вихідні дані для проведення розрахунків процесів пуску електромеханічних привідних систем наведено в табл. 1. Жорсткість пружної втулково-пальцевої муфти, номінальний обертовий момент якої становить $M_{\text{фн}} = 250 \text{ Н}\cdot\text{м}$, визначена з урахуванням зазороутворення в зонах контакту гумової втулки з металевими деталями в праці [7]. Дана муфта підібрана за діаметром вихідної ділянки вала двигуна.

Параметри електромеханічних приводних систем

Електричні параметри двигуна АО2-71-4	
Індуктивність розсіювання статора L_s , Гн	0,00122
Індуктивність розсіювання ротора L_r , Гн	0,00122
Взаємна індуктивність L_m , Гн	0,0447
Активний опір фаз статора R_s , Ом	0,0825
Активний опір фаз ротора R_r , Ом	0,107
Амплітуда напруги живильної мережі U_m , В	310,5
Число пар магнітних полюсів двигуна p_0	2
Кутова швидкість обертання поля статора двигуна ω_0 , рад/с	157
Коефіцієнт кривої намагнічування $a_1; a_2; a_3$	0,04714; -0,2094·10 ⁻⁴ ; 0,6003·10 ⁻⁸
Критичне значення струму намагнічування i_{mk}	15
Моменти інерції елементів приводної системи	
Момент інерції ротора двигуна J_1 , кг·м ²	0,82
Зведений до вала двигуна момент інерції редуктора J_2 , кг·м ²	0,2
Пружно-дисипативні характеристики втулково-пальцевої муфти	
Жорсткість c , Н· м/рад	34,6·10 ³
Коефіцієнт лінійного опору μ , Н· м·с/рад	20
Пружно-дисипативні характеристики муфти квазінульової жорсткості	
Жорсткість c_1 , Н· м/рад	34,6·10 ³
Коефіцієнт лінійного опору μ_1 , Н· м·с/рад	20
Квазінульова жорсткість c_2 , Н· м/рад	1000
Квазінульовий коефіцієнт лінійного опору μ_2 , Н· м·с/рад	5

Різниця кутових деформацій пружної ланки, в межах яких пружна муфта з регульованою характеристикою має квазінульову жорсткість, визначається за формулою

$$\Delta_2 - \Delta_1 = \frac{A}{c_2}, \quad (1)$$

де A – амплітуда пульсуючого навантаження.

Амплітуду A приймемо такою, що дорівнює 15 % від номінального навантаження асинхронного двигуна, а частоту динамічного навантаження – 250 рад/с. Високочастотне періодичне навантаження такого типу може виникнути в зачепленні зубчастих коліс редуктора. Підставляючи у рівняння (1) прийняті значення A і c_2 , діапазон деформацій, що виникають під час роботи муфти на пологій частині жорсткісної характеристики, буде

$$\Delta_2 - \Delta_1 = \frac{0,15 \cdot 140}{1000} = 0,021 \text{ рад.}$$

Для розрахунків цей діапазон деформацій приймемо таким, що дорівнює 0,025 рад, а швидкість переміщення зони квазінульової жорсткості в напрямі більших або менших деформацій $\alpha = 0,05$ рад/с.

Часові залежності моментів сил пружності муфт на стаціонарних режимах роботи приводу з періодичним навантаженням зображені на рис. 1, а, б. Отримані криві показують, що за рахунок застосування пружної муфти квазінульової жорсткості досягається суттєве зменшення динамічних навантажень.

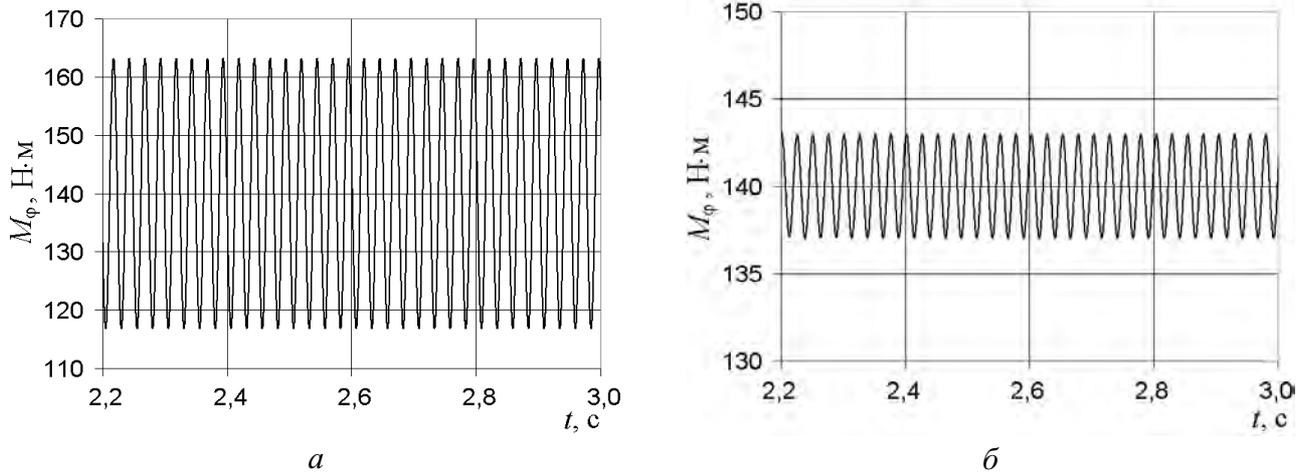


Рис. 1. Часові залежності моменту в пружній муфті сталої жорсткості (а) та в пружній муфті з регульованою жорсткістю характеристикою (б)

На рис. 2 зображено розрахункові залежності максимальної динамічної складової моменту, що виникає в пружній втулково-пальцевій муфті (крива 1) і максимальної динамічної складової моменту в пружній муфті квазінульової жорсткості (крива 2). Одержані результати показують, що за рахунок застосування муфти квазінульової жорсткості можна досягти суттєвого зменшення динамічних навантажень на елементи приводу.

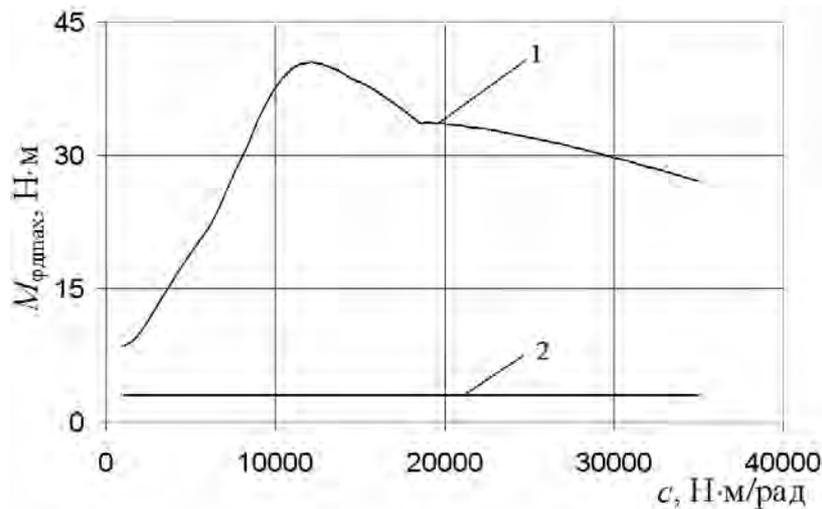


Рис. 2. Розрахункові криві максимального моменту сил пружності в пружній муфті сталої жорсткості (1) та в пружній муфті квазінульової жорсткості (2)

У табл. 2 наведені результати розрахунків максимальної динамічної складової моменту сил пружності муфти $M_{\phi \text{дmax}}$ від постійної складової періодичного навантаження M_{0c} , амплітуди навантаження A та квазінульового коефіцієнта лінійного опору муфти μ_2 . Під час розрахунків жорсткість пружної муфти квазінульової жорсткості c_1 приймали в діапазоні 1 – 35 кН·м/рад.

**Результати розрахунку усталених режимів роботи привідної системи
з пружною муфтою квазінульової жорсткості**

№ п/п	$M_{0c},$ Н·м	$M_{фд\max},$ Н·м	$A,$ Н·м	$M_{фд\max},$ Н·м	$\mu_2,$ Н·м·с/ рад	$M_{фд\max},$ Н·м
1	50	1,06	$0,05 \cdot 140 = 7$	1	5	2,97
2	100	2,12	$0,1 \cdot 140 = 14$	1,98	10	4,86
3	140	2,97	$0,15 \cdot 140 = 21$	2,97	20	8,35

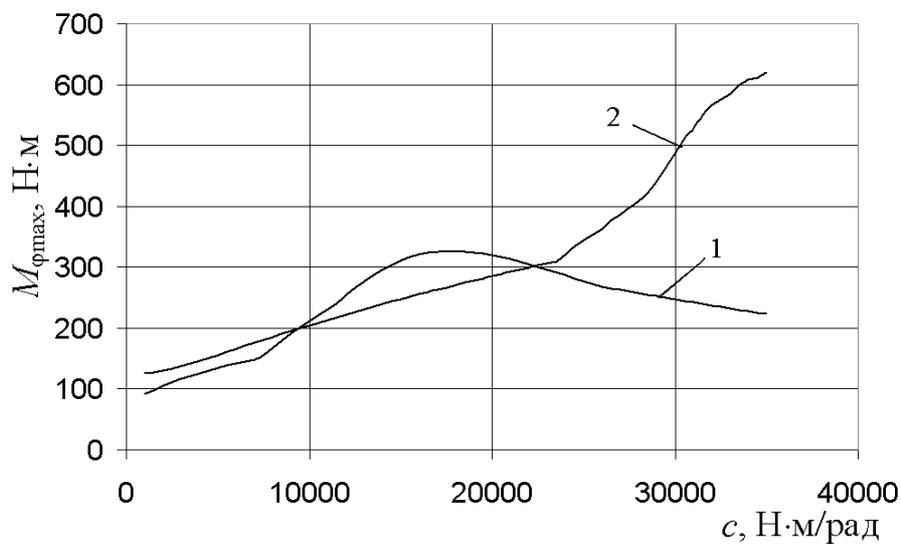
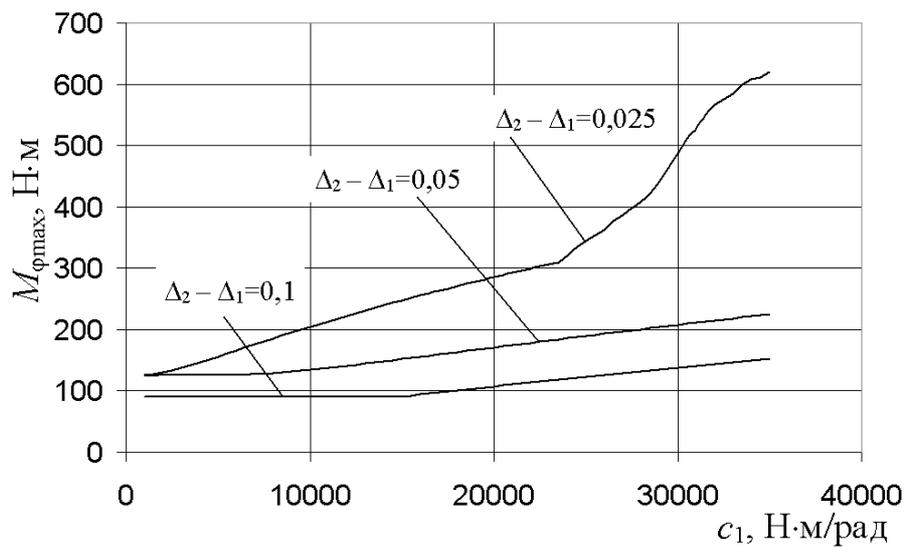


Рис. 3. Розрахункові криві максимального моменту в пружній муфті сталого жорсткості (1) і в пружній муфті з регульованою жорсткістю характеристикою (2) під час пуску привідних систем



a

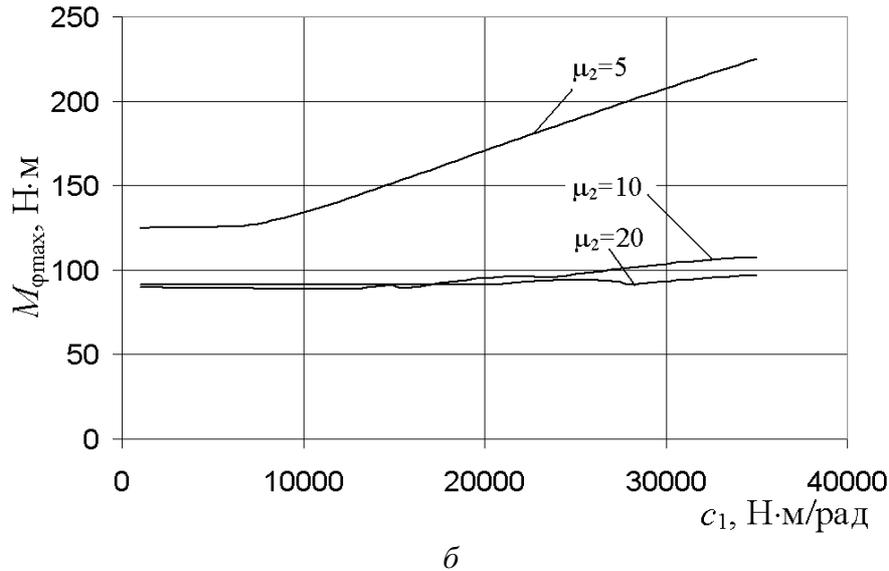


Рис. 4. Залежності максимального моменту в пружній муфті від жорсткості c_1 , одержані для фіксованих значень діапазону деформацій $\Delta_2 - \Delta_1$ (а) і для фіксованих значень коефіцієнта лінійного опору муфти μ_2 (б)

З одержаних результатів можна зробити висновок, що у наведеному діапазоні зміни жорсткості пружної муфти c_1 , максимальна динамічна складова моменту в пружній муфті квазінульової жорсткості $M_{\phi_{max}}$ набуває постійного значення для різних параметрів періодичного навантаження та коефіцієнта лінійного опору муфти μ_2 .

Застосування пружних муфт квазінульової жорсткості дає можливість значно зменшити динамічні навантаження в системі на усталених режимах роботи. Під час перехідних процесів, зокрема в період пуску привідної системи, можуть виникати ударні явища, пов'язані з переходами деформації муфти з пологої на круту частину жорсткісної характеристики. Ці явища можна усунути шляхом збільшення діапазону деформацій $\Delta_2 - \Delta_1$, що виникають під час роботи муфти на пологій частині жорсткісної характеристики, або шляхом збільшення коефіцієнта лінійного опору муфти μ_2 (рис. 3, 4).

1. Вейц В.Л., Вербовой П.Ф., Кочура А.Е. и др. Динамика управляемого электромеханического привода с асинхронными двигателями. – К.: Наук. думка, 1988. – 272 с. 2. Вибрации в технике: Справочник: В 6-ти т. – М.: Машиностроение, 1978 – 1981. – Т. 4: Вибрационные процессы и машины. – 1981. – 509 с. – Т. 6: Защита от вибрации и ударов. 1981. – 456 с. 3. Homisin. J. Ovladnutie torzneho kmitania v mechanickych sustavach // Acta Mechanica Slovaca. Kosice. 2000. – S. 83 – 96. 4. Михайлов Б.К., Иванов Б.С. Муфты с неметаллическими упругими элементами. Теория и расчёт. – Л.: Машиностроение. Ленинград. отд-ние, 1987. – 145 с. 5. Харченко Є.В., Колесник К.К. Пружна муфта: Деклараційний патент на винахід № 37096 А Опубл. 16.04.2001 Бюл. № 3. 6. Харченко Є. В., Колесник К. К. Розрахунок динамічних процесів в електромеханічній привідній системі з пружною муфтою // Науковий вісник: Збірн. наук.-техн. пр. Вип. 11.1. – Львів: Видавництво УкрДЛТУ, 2001. – С. 124 – 129. 7. Харченко Є.В., Колесник К.К. Розрахунок жорсткісних характеристик пружних втулково-пальцевих муфт // Вісн. НУ “Львівська політехніка”. – Львів. – 2000. – № 412. – С. 96 – 100.